

126866

**YOL TAŞITLARI ÖN SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Ali BOYALI
(503981080)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 26 Aralık 2001
Tezin Savunulduğu Tarih : 17 Ocak 2002

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Levent GÜVENÇ

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Yılmaz ÖZTÜRK

Prof.Dr. Metin ERGENEMAN

OCAK 2002

126866

ÖNSÖZ

Yol taşıtlarında süspansiyon sistemi, aracın seyir dinamiği, biniş ve sürüş konforu gibi karakteristiklerini belirler. Konfor ve seyir dinamiği arasındaki çelişki sonucunda süspansiyon sistemi tasarımı karşımıza bir optimizasyon problemi olarak çıkar. Günümüzde, bilgisayar programlarının ve donanımlarının gelişmesi ve yaygınlaşması ile önceden teknik bilgi birikimi ve deneme yanılma yöntemleri kullanılarak yapılan optimizasyon işlemleri bilgisayar destekli ortamda daha kolay ve yüksek hassasiyette gerçekleştirilebilmektedir. ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems), taşıt dinamiğinin araştırılmasında esneklik ve geniş simülasyon imkanları sağlayan bir dinamik analiz programıdır. Bu tez çalışmasında ADAMS programı kullanılarak yol taşıtı süspansiyon sisteminin analizi ve optimizasyonu üzerine bazı çalışmalar yapılmıştır.

Bu çalışmada ve her konuda benden yardımlarını esirgemeyen sayın Doç. Dr. Levent GÜVENÇ'e ve sayın Dr. Bilin Aksun GÜVENÇ'e teşekkürlerimi bir borç bilirim.

ARALIK 2001

Ali BOYALI

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Süspansiyon Sistemlerinin Sınıflandırılması	3
1.1.1 Çift Lades Kemîği Süspansiyon Sistemi	4
1.1.2 Mac Pherson Ayak Tipi Süspansiyon Sistemi	6
2. TEKERLEK AÇILARI VE ÖN SÜSPANSİYON GEOMETRİSİ	9
2.1. Kamber Açısı	11
2.2. Toe-in ve Toe-out Açıları	12
2.3. Kaster Açısı	14
2.4. Diyagonal Hareket Açısı	16
2.5. Dingil Pimi Açısı (King-Pin Açısı)	18
2.6. Süpürme Yarıçapı	19
2.7. Ackermann Açısı	20
3. ARAÇLARDA YALPA VE KAFA VURMA MERKEZLERİ	22
3.1. Bağımsız Asılışlı Süspansiyon Sistemlerinde Yalpa Merkezleri	23
3.2. Şahlanma, Kafa Vurma ve Kafa Vurma Merkezi	29
4. TASARIM DEĞİŞKENLERİ VE PERFORMANS KRİTERLERİNİN BELİRLENMESİ	31
4.1. Tasarım İçeriği	31
4.2. Tasarım Değişkenlerinin Belirlenmesi	36
4.3. Amaç Fonksiyonları (Performans Kriterleri)	37
4.4. Kısıtlamalar	38
5. ADAMS İLE SÜSPANSİYON SİSTEMİ TASARIMI	40
5.1. ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)	40
5.2. ADAMS/View ile Süspansiyon Sisteminin Oluşturulması	40
5.2.1 Sistemde Bulunan Bağlantı Noktaları	40
5.2.2 Bağlantı Elemanları	43

5.3. Performans Kriterleri	44
5.4. Simülasyon Verileri	44
5.5. Sistemin Simülasyonu	45
5.6. Hassasiyet Analizi	47
5.7. Hassasiyet Analizi Sonuçlar	52
6. OPTİMİZASYON	88
6.1. Tasarım Optimizasyonu	89
6.2. Performans Kriterleri ve Tekerlek Strok Analizi	91
6.3. Şerit Değiştirme Analizi	100
6.4. Amaç Fonksiyonlarının Çeşitliliği	102
6.4.1. Performans Kriteri	103
6.4.2. Sınırlamalar	103
7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	107
KAYNAKLAR	109
ÖZGEÇMİŞ	111



KISALTMALAR

SAE	: Society of Automotive Engineers (Otomobil Mühendisleri Topluluğu)
ADAMS	: Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems
TSD_1	: 1 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_2	: 2 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_3	: 3 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_4	: 4 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_5	: 5 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_6	: 6 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_7	: 7 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_8	: 8 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_9	: 9 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_10	: 10 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_11	: 11 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_12	: 12 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_13	: 13 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_14	: 14 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_15	: 15 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_16	: 16 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_17	: 17 Numaralı Tasarım Değişkeni
TSD_18	: 18 Numaralı Tasarım Değişkeni

TABLO LİSTESİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Tablo 4.1 Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemine ait tasarım değişkenleri	37
Tablo 5.1 Süspansiyon sisteminde kullanılan noktalar ve koordinatları	42
Tablo 5.2 Katı nokta koordinatları	45
Tablo 5.3 Tasarım değişkenleri ve başlangıç değerleri	51
Tablo 5.4 Toe ve kamber açılarının TSD_1 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri	52
Tablo 5.5 Toe ve kamber açılarının TSD_2 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri	54
Tablo 5.6 Toe ve kamber açılarının TSD_3 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri	56
Tablo 5.7 Toe ve kamber açılarının TSD_4 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri	58
Tablo 5.8 Toe ve kamber açılarının TSD_5 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri	60
Tablo 5.9 Toe ve kamber açılarının TSD_6 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri	62
Tablo 5.10 Toe ve kamber açılarının TSD_7 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri	64
Tablo 5.11 Toe ve kamber açılarının TSD_8 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri	66
Tablo 5.12 Toe ve kamber açılarının TSD_9 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri	68
Tablo 5.13 Toe ve kamber açılarının TSD_10 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri.....	70
Tablo 5.14 Toe ve Kamber açılarının TSD_11 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri.....	72
Tablo 5.15 Toe ve kamber açılarının TSD_12 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri.....	74
Tablo 5.16 Toe ve kamber açılarının TSD_13 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri.....	76
Tablo 5.17 Toe ve kamber açılarının TSD_14 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri.....	78
Tablo 5.18 Toe ve kamber açılarının TSD_15 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri.....	80
Tablo 5.19 Toe ve kamber açılarının TSD_16 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri.....	82
Tablo 5.20 Toe ve kamber açılarının TSD_17 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri.....	84
Tablo 5.21 Toe ve kamber açılarının TSD_18 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri.....	86
Tablo 6.1 Toe ve kamber açılarının maksimum değerlerini ters yönlerde etkileyen tasarım değişkenleri.....	91
Tablo 6.2 Toe açısındaki değişim miktarlarının en büyük hassasiyet değerleri.....	92
Tablo 6.3 Tasarım kriterleri son değerleri.....	100

ŞEKİL LİSTESİ

<u>No</u>	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemi.....	5
Şekil 1.2 Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemi yerleşim şeması.....	6
Şekil 1.3 Mac Pherson Ayak tipi süspansiyon sistemi.....	7
Şekil 2.1 SAE araç koordinat sistemi.....	10
Şekil 2.2 SAE tekerlek koordinat sistemi.....	10
Şekil 2.3 Kamber açısı.....	11
Şekil 2.4 Toe-in ve Toe-out açıları.....	13
Şekil 2.5 Kaster açısı.....	14
Şekil 2.6 Kamber açısının kaster açısına bağlı olarak değişimi.....	15
Şekil 2.7 Tekerlek açılarına nedeniyle tekerlek sırtındaki aşınmalar.....	16
Şekil 2.8 Diyagonal hareket açısı.....	17
Şekil 2.9 Aşırı ve az dönme.....	18
Şekil 2.10 Dingil pimi açısı.....	19
Şekil 2.11 Pozitif ve negatif süpürme yarıçapları.....	20
Şekil 2.12 Ackermann saptırma açısı.....	21
Şekil 3.1 Süspansiyon sisteminin ani dönme merkezi.....	23
Şekil 3.2 Yalpa merkezi ve yalpa eksenini.....	24
Şekil 3.3 Yalpa merkezi ve yalpa ekseninin yer değiştirmesi.....	25
Şekil 3.4 Yalpa momentleri.....	26
Şekil 3.5 Çift lades kemikli asılış sisteminde yalpa merkezinin tayini.....	27
Şekil 3.6 Çift Lades Kemiği süspansiyon sisteminde kolların açılarına bağlı olarak yalpa merkezleri.....	28
Şekil 3.7 Mac Pherson asılış sisteminde yalpa merkezinin tayini.....	29
Şekil 4.1 Performans kriterleri ve tasarım değişkenleri.....	32
Şekil 4.2 Çift Lades Kemiği ön süspansiyon sistemi.....	34
Şekil 4.3 Çift Lades Kemiği ön süspansiyon sistemi ve dizayn değişkenleri.....	35
Şekil 5.1 ADAMS/Car modülünde bulunan Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemi şablonu.....	41
Şekil 5.2 Süspansiyon sisteminde kullanılan katı noktaların geometrik yerleri.....	42
Şekil 5.3 Süspansiyon sisteminde kullanılan bağlantı elemanları.....	43
Şekil 5.4 Sinüs fonksiyonu ve tekerlek merkezi yer değiştirme miktarı.....	46
Şekil 5.5 Toe ve kamber açılarının TSD_1 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	53
Şekil 5.6 Toe ve kamber açılarının TSD_2 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	55
Şekil 5.7 Toe ve kamber açılarının TSD_3 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	57

Şekil 5.8	Toe ve kamber açılarının TSD_4 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	59
Şekil 5.9	Toe ve kamber açılarının TSD_5 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	61
Şekil 5.10	Toe ve kamber açılarının TSD_6 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	63
Şekil 5.11	Toe ve kamber açılarının TSD_7 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	65
Şekil 5.12	Toe ve kamber açılarının TSD_8 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	67
Şekil 5.13	Toe ve kamber açılarının TSD_9 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	69
Şekil 5.14	Toe ve kamber açılarının TSD_10 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	71
Şekil 5.15	Toe ve kamber açılarının TSD_11 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	73
Şekil 5.16	Toe ve kamber açılarının TSD_12 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	75
Şekil 5.17	Toe ve kamber açılarının TSD_13 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	77
Şekil 5.18	Toe ve kamber açılarının TSD_14 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	79
Şekil 5.19	Toe ve kamber açılarının TSD_15 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	81
Şekil 5.20	Toe ve kamber açılarının TSD_16 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	83
Şekil 5.21	Toe ve kamber açılarının TSD_17 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	85
Şekil 5.22	Toe ve kamber açılarının TSD_18 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri.....	87
Şekil 6.1	Tasarım optimizasyonu blok diyagramı.....	88
Şekil 6.1	Toe açısındaki değişim miktarının ölçülmesi.....	93
Şekil 6.2	Kamber açısındaki değişim miktarının ölçülmesi.....	94
Şekil 6.3	Toe açısının minimizasyonu.....	95
Şekil 6.4	Toe açısının minimizasyonu için yapılan optimizasyonda kamber açısının değişimi.....	95
Şekil 6.5	Yalpa sınırlamasız kamber değişim miktarları.....	96
Şekil 6.6	Yalpa sınırlamalı kamber değişim miktarı.....	97
Şekil 6.7	Toe açısının değişim miktarı.....	97
Şekil 6.8	Toplam amaç fonksiyonunun minimizasyonunda toe açısının değişim miktarı.....	98
Şekil 6.9	Toplam amaç fonksiyonunun minimizasyonunda kamber açısının değişim miktarı.....	99
Şekil 6.10	Yalpa merkezinin yerden yüksekliği.....	99
Şekil 6.11	Yalpa hızı.....	101
Şekil 6.12	Ziftlenme (Pitch).....	101
Şekil 6.13	Diyagonal hareket açısı.....	102
Şekil 6.14	Toe, kamber açıları ve süpürme yarıçapı.....	105
Şekil 6.15	Yönlendirme yalpa sapması, yalpa açısı ve yalpa ivmesi.....	106

SEMBOL LİSTESİ

N	: Doğal frekans (Hertz, Hz)
g	: Yer çekimi ivmesi (9810 mm/s^2)
D_{st}	: Statik sapma (mm)
Ψ	: Skaler tasarım fonksiyonu
f, h, y	: Sistem durum ve tasarım fonksiyonları
a	: Tasarım değişkenleri vektörü
T	: Fonksiyonun hesaplandığı zaman aralığı
$\delta\Psi$	: Tasarım fonksiyonu birinci varyasyonu
δa	: Tasarım değişkenleri vektörü değişim miktarı
D	: Tasarım fonksiyonu hassasiyet vektörü
D_i	: Hassasiyet vektörü değeri
Ψ^i	: Tasarım fonksiyonu son değeri
Ψ^0	: Tasarım fonksiyonu ilk değeri
Δa_i	: Tasarım değişkeni değişim miktarı
O	: Performans kriteri değeri
V	: Tasarım değişkeni değeri
S	: Hassasiyet
i	: Deney sırası
t	: Zaman
y	: Sistem durum vektörü
h_e	: Eşitlik sınırlamaları
h_i	: Eşitsizlik sınırlamaları
z_1	: Tekerlek merkezi düşey hareket alt limiti
z_2	: Tekerlek merkezi düşey hareket üst limiti
T_h	: Hedeflenen toe değişim miktarı
T_g	: Gerçekleşen toe değişim miktarı

ÖZET

YOL TAŞITLARI ÖN SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Süspansiyon sistemleri aracın yolla etkileşimini sağlayan sistemlerdir. Yoldan kaynaklanan titreşimlerin büyüklüğünü düşürürken aynı zamanda seyir dinamiği performansını da belirlemektedirler. Bu nedenle taşıt tasarımında önemli bir yere sahiptirler.

Süspansiyon sisteminin geometrik yapısı gövde hareketlerini belirlemektedir. Taşıtta meydana gelen hareketler yalpa, ziftlenme ve savrulma olarak tanımlanabilir. Yalpa hareketleri taşıtın yalpa eksenini etrafında yaptığı hareketlerdir ve seyir emniyeti açısından büyük bir öneme sahiptir. Gövdede meydana gelen diğer hareketler genellikle biniş konforu açısından incelenmektedir.

Yol araçlarının tasarımında, yol tutuş, seyir dinamiği ve biniş konforu gibi etkenler göz önüne alındığında, tasarım mühendisleri şasi sisteminin tüm parametrelerini ayarlamaya çalışır. Süspansiyon sistemlerinin tasarımında sistemin bir çok fonksiyona sahip olması nedeniyle, biniş konforu ve seyir dinamiği birbirleri ile çelişik ihtiyaçlar ortaya çıkarmaktadır. Bu nedenle en iyi çözüm tüm parametrelerin makul oranlarda karşılanması, bir optimizasyon şeklinde olmaktadır. Bu durum, tasarım çalışmalarında karmaşık modellerin ve analizlerin kullanılmasını gerektirir. Daha önce yapılmış tasarım çalışmalarında, tasarım mühendisleri, bu denli zor hedeflere ulaşabilmek amacıyla deneme-yanılma ile kişisel deneyime dayanan bilgilerden yararlanmışlardır. Bu gün bilgisayar teknolojilerindeki gelişmelere bağlı olarak karmaşık modellerin oluşturulması, simülasyonu ve analizi daha kolay hale gelmiştir. Bilgisayar destekli analiz ve simülasyon kullanımı tasarım sürecinde sanayide hızla yaygınlaşmaya başlamıştır.

Bu çalışmada süspansiyon sistemi analizi ve simülasyonlarında ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) programı kullanılmıştır. ADAMS, bir çok sektörde kullanılmasının yanında süspansiyon sistemlerinin davranışlarının ya da bütün bir taşıtın biniş konforu ve seyir dinamiği özelliklerinin analizi için otomotiv endüstrisinde de kullanılmaktadır. Tez kapsamında, ADAMS içerisinde bir Çift Lades Kemiği ön süspansiyon sistemi oluşturulmuş, tasarım problemi tanımlanarak süspansiyon sisteminin düşey hareketleri esnasındaki davranışı simülasyonlar yardımıyla incelenmiştir. Bu simülasyonlarda sistemin düşey hareketlerine karşılık tekerlek açılarındaki değişim miktarları ve süspansiyon sisteminin ani dönme merkezi ile ilgili verilerin grafikleri elde edilmiştir. Sistemin amaç fonksiyonları doğrultusunda optimizasyonu yapılmış ve optimum sonuçların bütün bir taşıt modeli kullanılarak şerit değiştirme simülasyonu yardımıyla seyir dinamiği üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Her hangi bir mekanizmanın tasarımında, istenilen kriterlerin karşılanması için sistem içerisinde belirlenen değişkenlerin bu kritere etkileri tespit edilir. Bu kriterlere amaç fonksiyonları veya performans kriterleri denilmektedir. Süspansiyon sistemi ele alındığında, biniş konforu, seyir emniyeti, kullanılabilirlik gibi amaçlara ulaşabilmek için sistemin geometrisi, yay katılığı ve sönüm katsayısı gibi karakteristik özellikler tasarım değişkenleri olarak kullanılabilir.

Seyir performansı, süspansiyon sisteminin toe, kamber, kaster gibi kinematik karakteristiklerine bağlıdır. Bu kinematik karakteristikler, süspansiyon sistemi içerisinde bulunan elemanları birbirlerine bağlayan katı noktaların koordinatları tarafından belirlenir. Taşıt tekerleklerinde yüksek hızlarda ve dönemeçlerde bu kinematik karakteristiklere bağlı olarak yan kuvvetler meydana gelir. Bu yan kuvvetler seyir dinamiği açısından istenmeyen etkiler doğururlar.

Toe ve kamber açıları seyahat esnasında taşıt karakterine uygun olarak izin verilen oranlarda değişmelidir. Bu çalışmada tekerleklerde meydana gelen toe ve kamber açılarının değişimlerinin minimizasyonu amaç fonksiyonu olarak seçilmiştir. Toe ve kamber açıları sistem içerisinde katı noktaların koordinatları tarafından belirlendiklerinden amaç fonksiyonlarına etki eden tasarım değişkenleri bu katı noktaların koordinatları olarak belirlenmiştir.

Tasarım değişkenlerindeki değişimlere karşılık amaç fonksiyonundaki değişim miktarını tespit etmek için hassasiyet analizi kullanılmaktadır. Yaptığımız çalışmada hassasiyet analizleri sonucunda amaç fonksiyonlarına en çok etki eden tasarım değişkenleri saptanarak optimize edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Araç dinamiği, Süspansiyon sistemleri, Bilgisayar destekli süspansiyon analizi, Süspansiyon parametreleri optimizasyonu,

SUMMARY

COMPUTER AIDED ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF ROAD VEHICLE FRONT SUSPENSION

Vehicle suspension systems supply the interaction between the vehicle and the road. Suspensions reduce shock and vibration transferred from the road to the body and also determine the handling and dynamic characteristics of vehicles. For these reasons suspension systems have a crucial role in vehicle design.

The geometric structure of suspension systems defines chassis motions such as roll, pitch and yaw. Roll motions occur around the roll axis of the vehicle and have an important role in terms of vehicle stability and handling. Other body motions mostly affect ride comfort.

In design of road vehicles, designers consider handling and comfort are requested to tune the entire set of parameters of chassis systems. Because of various functions of suspension systems, ride comfort and handling have contradictory requirements. For this reason, the best solution is to find compromise solution through optimization. This has to be done using very complicated and sophisticated models. In previous days designers used to achieve these hard targets by trial and error and experience. Today, depending on developments of computer technology, design, analysis and simulation of more sophisticated models has become an easier task. Use of computer aided analysis and simulation tools have been rapidly expanding in the design process throughout the automotive industry.

In this study, suspension system analysis and simulations have been performed using ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) computer program. Besides having been used in various sectors, ADAMS can also be used for analysis suspension system behavior or ride and handling performance of full vehicle models. In this thesis, a Double Wishbone suspension system was modeled and then analyzed during a full range of vertical movement between the bump and rebound positions using simulations. In these simulations, variations of wheel angles and roll centers were investigated as functions of the vertical displacement of the wheel center. Suspension optimization was carried out to minimize an objective function and

influence of optimal solution on full vehicle handling and dynamics was also investigated during a single lane change maneuver.

In designing mechanism, to meet desired performance criteria, the effect of these design variables on chosen performance criteria are defined. In regard to suspension systems, objective functions related to ride comfort, handling and safety, topology of the system, spring stiffness and shock absorber coefficient may be used as the design variables.

Handling performance of vehicles are dependent on kinematic characteristics such as toe angle, camber angle etc. Coordinates of hard points that connect suspension components to each other define the kinematic characteristics of a suspension system. At high speed and in cornering maneuvers, there occur lateral forces dependant on the kinematic characteristics of suspension system, acting at road-wheel interface. Large values of these lateral forces are not desirable.

Toe and camber angle variations during wheel vertical displacement have to be close to preferable values assigned based on vehicle characterizations. In this study, minimizations of toe and camber variations are defined as the objective function. Coordinates of the hard points of the suspension system were used as design variables that affect the chosen objective functions.

To determine the effects of design variables on the objective function, sensitivity analysis was used. In our study, design variables of significance were determined first using sensitivity analysis and then optimized within chosen ranges.

Keywords: Vehicle dynamics, Suspension systems, Computer aided suspension analysis, Suspension parameters optimization

1. GİRİŞ

Karayolu araçları yüksek hızlarda ve çeşitli yol koşullarında çalışmak durumundadır. Aracın yolla temasını sağlayan ve taşıttan yola, yoldan da taşıta iletilen kuvvetleri karşılayan tekerleğin de içerisinde bulunduğu süspansiyon sistemleri bu nedenle tasarım esnasında önemli bir yere sahiptir. Yay ve sönüm elemanlarından oluşan süspansiyon sisteminin temel fonksiyonu, araca esneklik kazandırmak, yol düzensizlikleri nedeniyle araç gövdesine, dolayısıyla sürücü kabinine geçen titreşimleri en aza indirerek izole etmektir. Süspansiyon sistemlerinin en az bu kadar önemli diğer bir görevi ise tüm şartlar altında, aracın hızlanma, frenleme ve dönme manevraları esnasında kararlılığını sağlayarak seyir emniyetini artırmaktır. Bu iki temel ihtiyaç, konfor ve emniyet birbirleri ile çatışma halindedir. Bir taraftan konfor nedeniyle yumuşak yaylanma gerekirken diğer taraftan emniyet için nispeten daha sert yaylanma ihtiyacı vardır. Başarılı bir süspansiyon tasarımı bu iki ihtiyacı da kabul edilebilir oranlarda karşılayabilmelidir [1-3,17].

Konfor, pratikte dikey ve yatay esneklikle beraber şok sönümlleme ve bağlantı sürtünmeleri tarafından belirlenmektedir. Dikey esneklik süspansiyon sisteminin belkemiğini oluşturur. Tekerleğin aşağı ve yukarı doğru hareketi esnasında sistemdeki yay elemanları enerji depolayarak ani yüklerin kabine ve araç gövdesine geçmesini önlerler [3,17].

Yaylar, aracın ağırlığından dolayı statik saptmaya sahiptir. Statik sapma miktarı, tekerlekler ve sistemin tümü hesaba katılarak, araç gövdesi üzerinde ölçülmektedir. Bu sapma süspansiyon sisteminin doğal frekansını belirler. Modern araçlarda süspansiyon sisteminin doğal frekansı 1 Hz ile 1.2 Hz (60-72 çevrim/dakika) arasında değişirken buna karşılık gelen yay sapma miktarı 225 mm ile 175 mm arasında değişmektedir. Bunun yanında sistemde meydana gelen sürtünmeler ve sönümlleme etkenleri de doğal frekansa etki eden faktörlerdir.

Statik sapma ile doğal frekans arasındaki bağıntı;

$$N = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{D_{st}}} \quad (1.1)$$

N : Doğal frekans (Hertz, Hz),

g : Yer çekimi ivmesi (9810 mm/s²)

D_{st} : Statik sapma (mm)

şeklinde ifade edilebilir.

Yaklaşık olarak yayda meydana gelen 250 mm'lik bir sapma denklem (1.1)'de 1 Hz'lik frekans değerine karşılık gelirken, 120 mm de bu değer 1,4 Hz, 25 mm de ise 3,13 Hz'e karşılık gelmektedir [3,17].

Bu gün 1-1,5 Hz (60 ile 90 çevrim/dakika) aralığında kalan frekanslar konforlu sayılabilir. 2 Hz ve daha üzerindeki değerler insan için rahatsız edicidir. Yüksek performanslı spor otomobillerde bu değer 2-2,5 Hz arasında değişmektedir [3,17].

İnsanın biniş konforuna olan duyarlılığı yürüyüş sırasında ortaya çıkan salınımların şiddetiyle orantılıdır. Yetişkin bir insan dakikada 70-90 adım atar ve yaklaşık 5 cm yükselir. Bu da 1 ile 1,5 Hz arasında bir frekansa eşdeğerdir. İlk tasarımlar bu bağıntı dikkate alınarak gerçekleştirilmiş ve nispeten konfor şartları sağlanabilmiştir. Seyahat sırasında yatay doğrultularda meydana gelen 1-2 Hz (60 ile 120 çevrim/dakika) frekansındaki titreşimler insan için rahatsız edicidir. Konforlu bir sürüş için rüzgar, motor ve güç iletim mekanizmaları ve yoldan kaynaklı titreşimler minimize edilmelidir. Süspansiyon sisteminin doğal frekansları konforlu sürüşün köşe taşlarını oluşturmaktadır [3,17].

Aracın kararlılığı ve seyir emniyeti, kayma açısı (diyagonal hareket açısı), kamber, kaster, toe gibi tekerlek açıları ve tekerlekte meydana gelen deformasyonlar nedeniyle oluşan yanal kuvvetlere bağlıdır. Tekerleğin konumu ve dikey kuvvetler, tekerleğin araç gövdesine göre hareketlerini belirleyen süspansiyon sisteminin

geometrisinin bir fonksiyonu olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu nedenle aracın kararlılığı ve seyir emniyetinin sağlanması konusunda süspansiyon sistemleri tasarımının büyük bir özenle yapılması gerekir. Süspansiyon sistemini tasarlariken, geometrik açıdan tekerlek açılarını, tekerleklerle etkiyen yan kuvvetleri, akslar üzerindeki yük dağılımını ve saptırma açısı gibi etkenleri göz önünde bulundurmak gerekir [1,8].

1.1. Süspansiyon Sistemlerinin Sınıflandırılması

Süspansiyon sistemi tipleri araç gövdesine bağlanış şekillerine göre katı akslı ve bağımsız süspansiyon sistemleri olarak ikiye ayrılmaktadır. Katı akslı süspansiyon sistemlerinde tekerlekler birbirlerine katı bir aks ile bağlanır. Bu tür süspansiyon sistemleri, tekerlek iz genişliğinin sabit kalması, tasarımda kolaylık sağlaması, pahalı olmaması ve tekerleğin yere dik oturması, tekerlek sırtındaki aşınmaların az olması gibi nedenlerle ticari araçlarda günümüzde de kullanılmaktadır. Katı akslı sistemler ağır yüklerin taşınması açısından ideal sistemlerdir fakat yoldan kaynaklı titreşimlerin izolasyonu için yetersiz kalmaktadır [1-3,17,18].

Bağımsız asılıklı süspansiyon sistemleri, hem biniş konforu hem de seyir emniyeti kriterlerini karşılamak açısından daha kullanışlıdır. Bağımsız asılıklı süspansiyon sistemlerinde, tekerlekler birbirlerinden bağımsız olarak araç gövdesine yerleştirilmiştir. Bağımsız süspansiyon sistemleri aşağıdaki nedenler dolayısıyla günümüz otomobillerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

- Bağımsız süspansiyon sistemlerinde, tekerleklerin araca göre pozisyonu yüksek bir hassasiyetle kontrol edilebilmekte, süspansiyon sisteminin hareketi rahat bir şekilde sağlanabilmektedir.
- Katı akslı süspansiyonlarda olduğu gibi yaprak yay kullanılmasını gerektirmediği için yoldan gövdeye geçen ani yüklerin büyüklüğünü düşüren, daha hafif ve

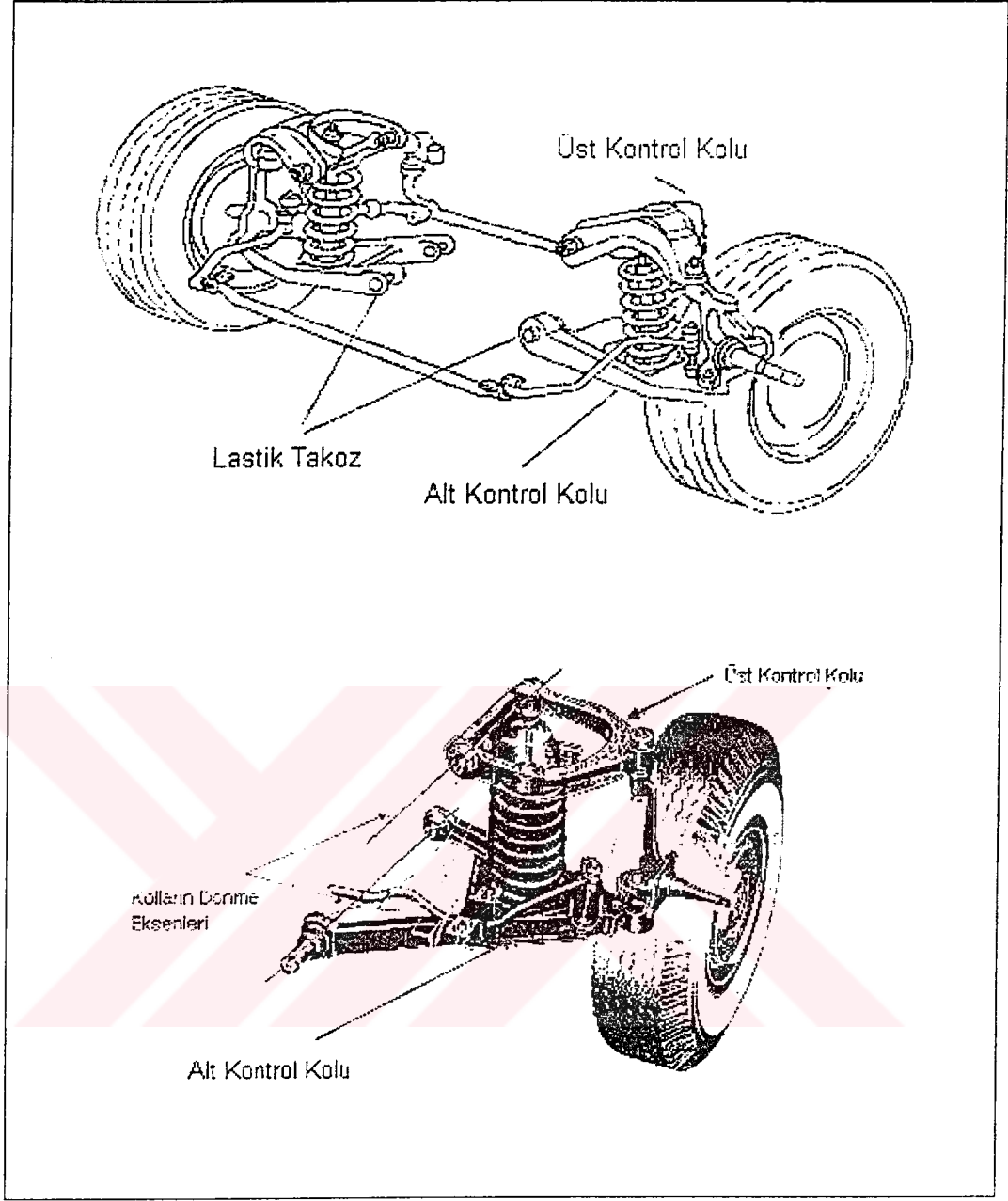
sürtünmesi az olan yayların kullanılmasına olanak verir. Bu nedenle aracın yol tutuş kabiliyetinin artmasını sağlar.

- Tekerlekler, aracın dönme manevrası esnasında birbirlerinden bağımsız oldukları için dönüş daha rahat ve istenilen şekilde gerçekleşir. Araç tek tekerin bir engel üzerinden geçmesi halinde bütünüyle sarsılmaz. Katı akslı sistemlere göre yalpa katılığı daha fazladır. Bununla beraber yapısından dolayı sürücü kabininde daha fazla yer kullanılmasına olanak sağlar.
- Tekerlek hareketleri nedeniyle direksiyon simidinde meydana gelen titreşimler katı akslı sistemlere nazaran daha azdır.

Bağımsız süspansiyon sistemlerinden en yaygın kullanılanları, Çift Lades Kemiği ve Mac Pherson Ayak tipi süspansiyon sistemleridir [1-3,5,17].

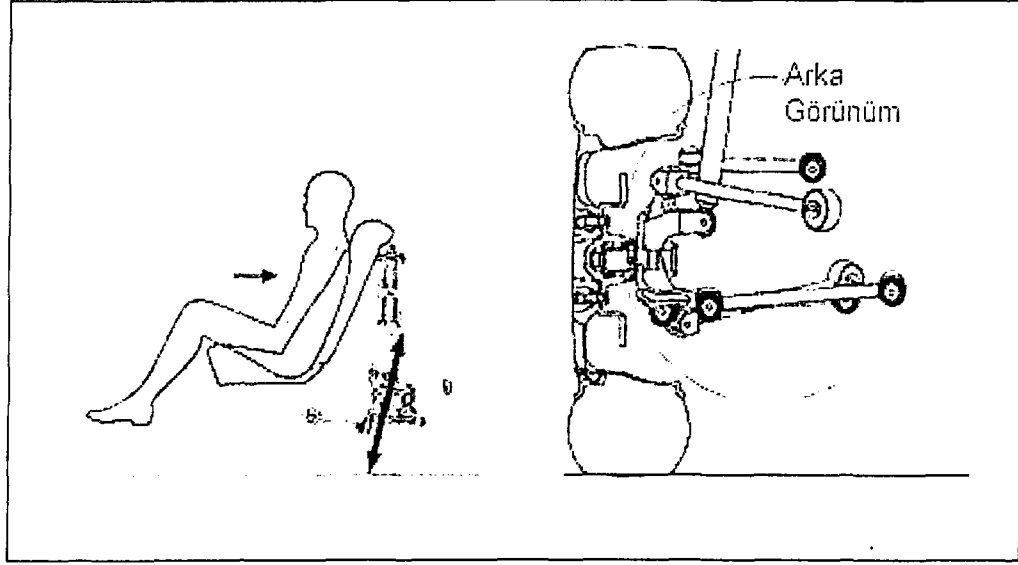
1.1.1. Çift Lades Kemiği Süspansiyon Sistemleri

Başlangıçta, paralel eşit uzunlukta iki adet alt ve üst kontrol kolundan oluşan bir sistem olarak tasarlanmıştır. Sistemde kol uzunluklarının eşit olması durumunda, alt ve üst kontrol kolu aynı yarıçaplı yaylar üzerinde hareket etmekte ve bu nedenle tekerleğin düşey hareketleri esnasında kamber açısındaki sapmalar büyük bir oranda azalırken, tekerlek temas merkezi yatay hareketleri artmaktadır. Bu nedenle kolların uzunlukları sonradan farklılaştırılmıştır. Bir çok elemandan oluşan bu sistem, tasarım esnasında tekerlek kuvvetleri reaksiyon noktalarının istenilen yere yerleştirilmesine olanak sağlamakta, tekerlek pozisyonunu yol şartlarına göre iyi bir şekilde ayarlayarak aracın yol tutuş özelliklerini artırmaktadır. Üst kontrol kolunun eğimi ayarlanarak, frenleme esnasında yük transferi dolayısıyla ortaya çıkan kafa vurma ve dönemeçlerde meydana gelen yalpa hareketlerinin azaltılması sağlanabilmektedir. Bu tür özellikleri nedeniyle bu gün yarış otomobillerinin ön ve arka süspansiyon sistemlerinde ve Amerikan otomobillerinde, Çift Lades Kemiği tipi süspansiyon sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Çift Lades Kemiği Süspansiyon sistemi Şekil 1.1’de görülmektedir [1,17].



Şekil 1.1 Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemi [2.21]

Adını birbirlerine paralel kolların biçiminden alan Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemi, (Şekil 1.1) tekerleğe özel nedenlerle verilen ve ilerde ayrıntıları ile göreceğimiz toe-in, kamber ve kaster gibi açılarının belirlenen sınırlar içerisinde değişiminin kontrol edebilmesine ve tasarım esnekliğinden dolayı, daha az tekerlek yuva hacmi gerektirdiğinden, sürücü kabine daha çok yer ayrılmasına olanak vermektedir (Şekil 1.2) [20, 21].

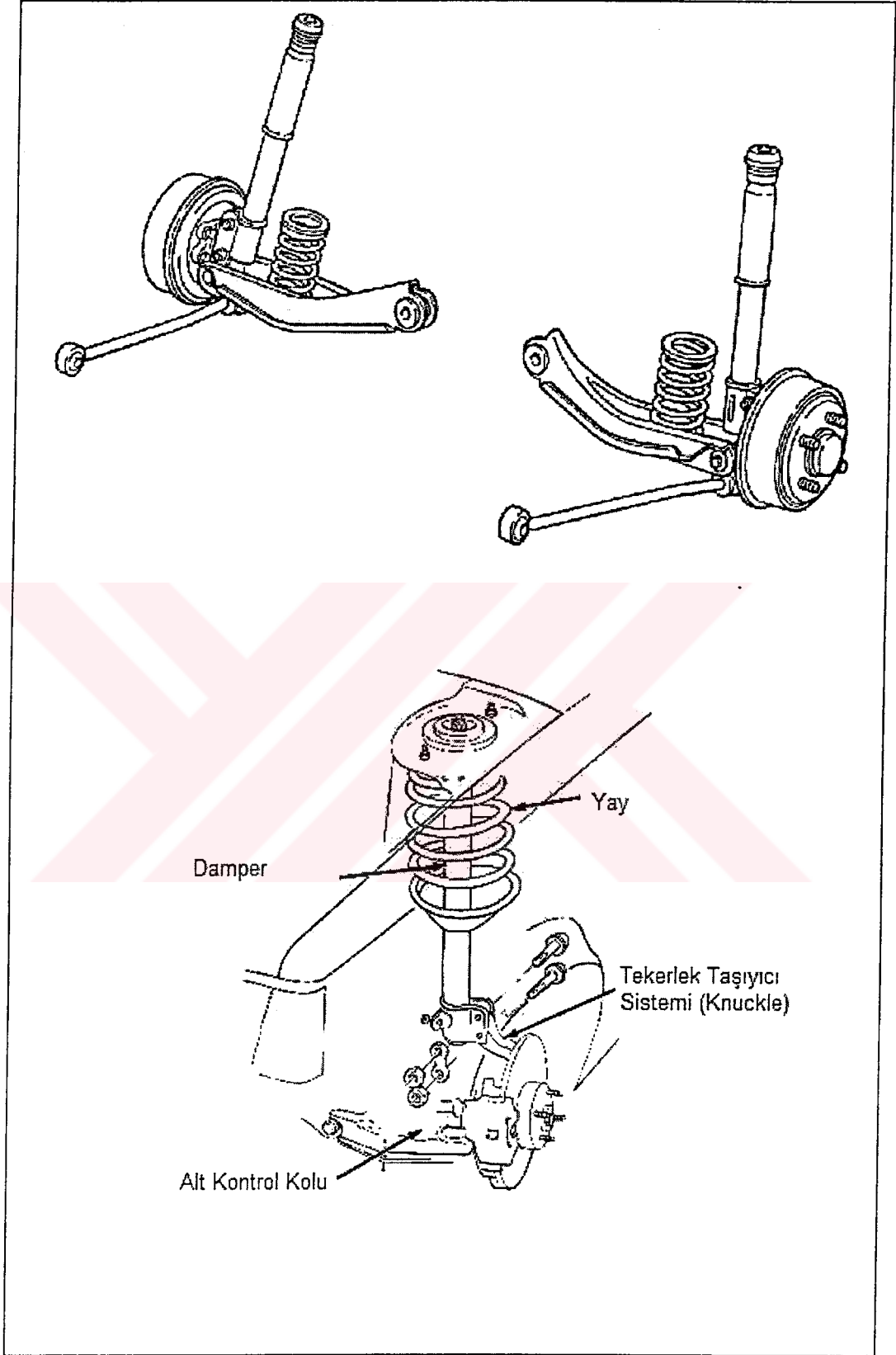


Şekil 1.2 Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemi yerleşim şeması [21]

Diğer asılış sistemlerine göre karmaşık yapısı, gövdeye bağlanabilmesi için ek sistemler gerektirmesi ve pahalılığı dezavantajları olarak sayılabilir.

1.1.2 Mac Pherson Ayak Tipi Süspansiyon Sistemi

Mac Pherson Ayak süspansiyon sistemi Ford Motor Fabrikasında çalışan Earl S. Mac Pherson tarafından 1949 yılında tasarlanarak araçlarda kullanılmaya başlanmıştır. Bu basit sistemde, yay ve teleskopik damper eksenini aynı zamanda tekerlek sapıtma eksenini (king-pin eksenini) olarak da kullanılmaktadır. Bu sistemin diğer sistemlere göre avantajı az sayıda elemandan oluşması ve tasarım kolaylığı sağlamasıdır. Kamber açısında ki değişiklikler küçük boyutlardadır. Diğer sistemlere nazaran, yoldan gelen yüklerin gövdeye daha iyi yayılmasını sağlar. Damper mafsalına gelen yan yükler, sürtünme etkilerini artırması nedeni ile mafsalın hareketini zorlaştırabilir. Fakat bir takım basit önlemlerle bu durum önlenabilmektedir. Tekerlek kuvvetlerinin gövdeye iletiildiği noktalar birbirlerinden uzak olduğundan tekerleklerin gövdeye ilettiği momentler küçük kuvvetlerle karşılanabilmektedir. Gövde bağlantısı için ek sistemler gerektirmez. Daha az hacim kapladığından araç tasarımı esnasında esneklik sağlar. Fakat sistemin yüksekliği ve damper bakımının zor yapılması gibi etkenler dezavantajlarını oluşturmaktadır (Şekil 1.3) [5,17].



Şekil 1.3 Mac Pherson Ayak tipi süspansiyon sistemi [2,18]

Taşıt tasarımında, bir çok işleve sahip olmaları nedeniyle süspansiyon sistemleri büyük bir öneme sahiptir. Süspansiyon sisteminin geometrisi ve içerisinde bulunan yay ve damper gibi karakteristik elemanlar aracın seyir dinamiği ve konfor gibi özelliklerini belirlemektedir. Süspansiyon sisteminin geometrisi belirlenmeden önce aracın karakterine uygun olarak amaç fonksiyonlarının belirlenmesi gerekir. Amaç fonksiyonları biniş konforu veya seyir özelliklerinin iyileştirilmesi şeklinde seçilebilir. Süspansiyon sistemlerinde veya taşıt tasarımında seçilen amaç fonksiyonlarını aynı anda iyileştirmek mümkün olmayabilir. Bu durumda amaç fonksiyonları için ağırlık oranları belirlenerek, amaç fonksiyonlarına etki eden tasarım değişkenleri optimize edilir. Günümüzde bilgisayar teknolojilerindeki gelişmeler nedeniyle karmaşık sistemlerin optimizasyonu daha kolay yapılabilmektedir.

Bu tezde bir süspansiyon sisteminin bilgisayar yardımıyla optimizasyonu konu edilmiştir. Seçilen bir Çift Lades Kemiği süspansiyon sisteminde tekerleğin düşey hareketleri esnasında oluşan toe ve kamber açılarındaki değişim miktarlarının azaltılması için, bu açılara etki eden tasarım değişkenleri tanımlanmış ve optimize edilmiştir.

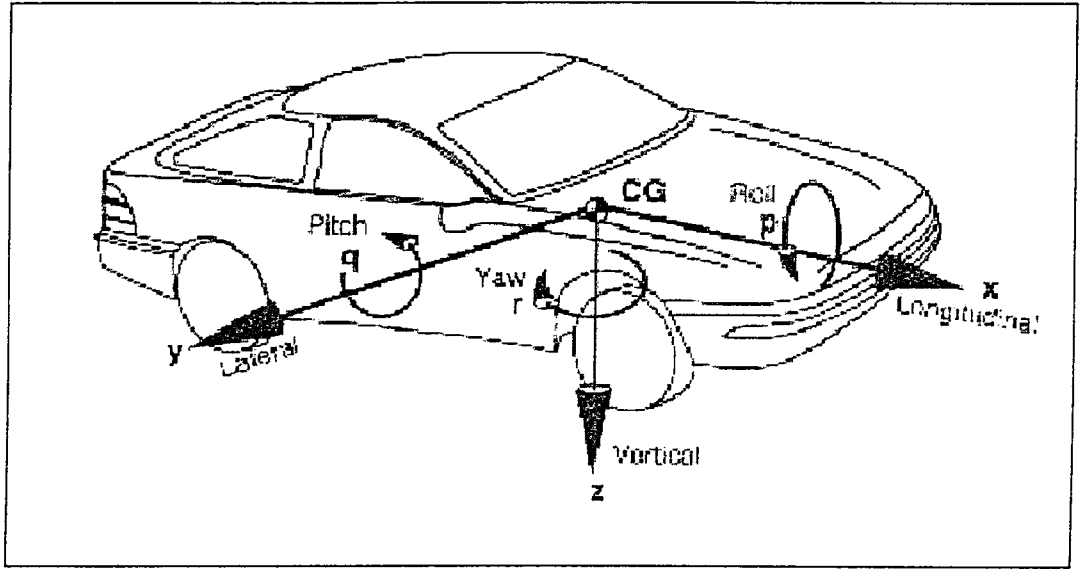
İkinci bölümde süspansiyon sistemi geometrisi ve tekerlek açıları anlatılmıştır. Üçüncü bölümde araç gövdesinin hareketleri, dördüncü bölümde ise süspansiyon sistemlerinde kullanılabilecek tasarım değişkenleri ve amaç fonksiyonları ile simülasyon tiplerine değinilmiştir. Beşinci bölümde tasarım değişkenlerinin amaç fonksiyonlarına etkisi araştırılmıştır. Altıncı bölümde tasarım değişkenlerinin optimizasyonu yapılmıştır. Yedinci ve son bölümde sonuçlar, sonuçların değerlendirilmesi ve öneriler yer almaktadır.

2. TEKERLEK AÇILARI VE ÖN SÜSPANSİYON GEOMETRİSİ

Aracın hareketi, neredeyse tamamen yoldan tekerleğe geçen kuvvetler tarafından kontrol edilmektedir. Tekerleğin başlıca görevi, yolla temas sağlayarak, aracın hareketi için gerekli kuvvetleri oluşturmaktır. Bu kuvvetler hızlanma, frenleme ve dönme manevralarını sağlayabilmek için oluşturulması gereken ve aracın kinematik davranışını belirleyen kuvvetlerdir. Tekerlekler aracı yol düzgünsüzlüklerine karşı korumak için bir yastık görevi görürken, aynı zamanda aracın yönlendirilmesinde kullanılan en uçtaki organdır. Burada bizim için önemli olan husus, aracı kontrol eden ve yoldan tekerleğe iletilen kuvvetlerdir [1,2].

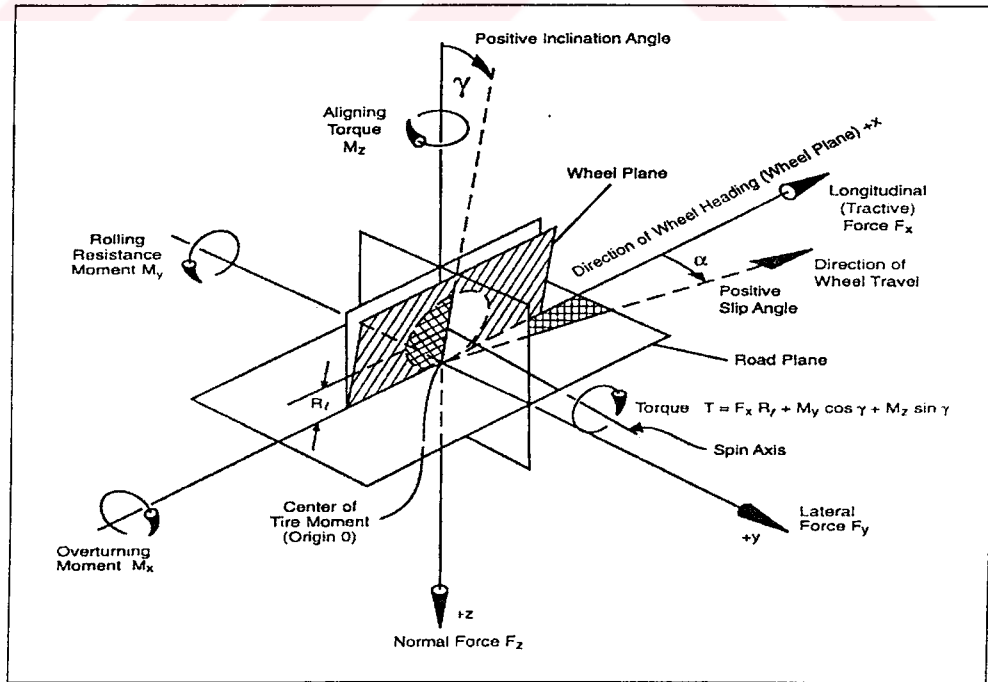
Verilen bir tekerlek ve yol düzleminde, tekerlek temas bölgesinde ortaya çıkan kuvvetler, özellikle tekerleğin seyahat doğrultusuna göre olan açısız pozisyonu (kayma açısı veya diyagonal hareket açısı olarak da tanımlanmaktadır), tekerlek düzleminin düşeyle oluşturduğu eğim (kamber açısı), bu açı nedeniyle oluşan yan kuvvetler ve geri çevirme momenti, toe-in açısı, direksiyon sisteminden kaynaklı kuvvetler, kaster açısı, lastik hava basıncı ve açısız hızı gibi bir çok faktöre bağlıdır. Aracın seyahati esnasında oluşan yatay kuvvetler aracın kararlılığı ve seyir emniyeti açısından istenmeyen etkiler ortaya çıkartır. Süspansiyon sisteminin geometrisinin tasarımında, göz önüne alınması gereken faktörlerden bir tanesi ise aracın kararlılığını bozan bu istenmeyen etkileri minimuma indirerek kontrol altına almaktır [1].

Bu tez çalışmasında yapılan simülasyonlar ve araç dinamiği hesaplamalarında SAE (Society of Automotive Engineers) tarafından oluşturulan koordinat sistemleri kullanılmıştır. (Şekil 2.1 ve Şekil 2.2)



Şekil 2.1 SAE araç koordinat sistemi

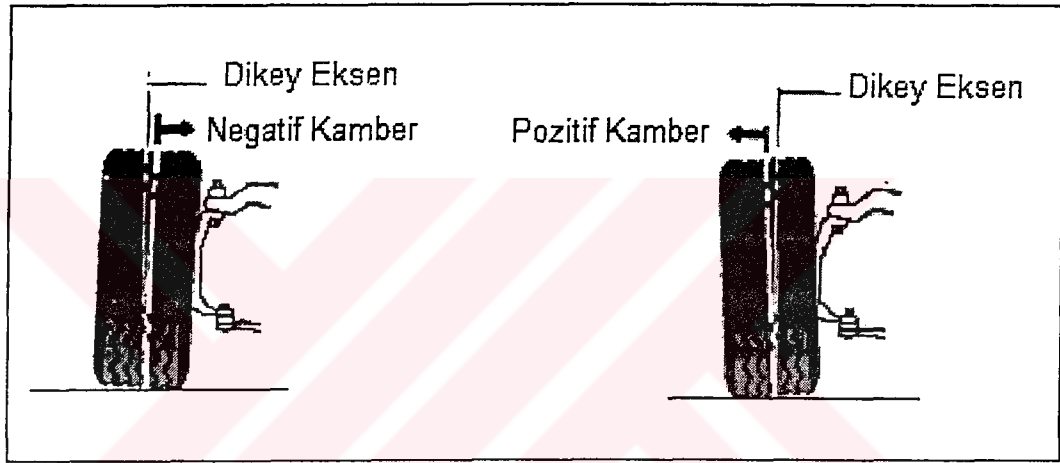
x-ekseni aracın boylamasına ve öne doğru uzanırken y-ekseni sürücünün sağ tarafını gösterecek şekilde yönlenmiştir. Sağ el kuralı uygulandığında z-ekseni yeri gösterir. Aracın yönlendirilmesini konu alan çalışmalar x-y düzlemi üzerinde yapılır. Biniş konforu gibi konular ele alındığında z eksenini kullanılmaktadır.



Şekil 2.2 SAE tekerlek koordinat sistemi

2.1. Kamber Açısı

Tekerlek düzleminin düşey düzlemle yaptığı açı kamber açısı olarak adlandırılır. (Şekil 2.3). Tekerleğe üst tarafı araç yan düzleminden dışarı doğru bakacak şekilde açı verildiğinde pozitif kamber açısı ortaya çıkar. Otomobilin ilk zamanlarında tekerleğin yere dik oturması için verilen bu açı günümüz otomobillerinde ya hiç verilmemekte yada 1^0 civarında ayarlanmaktadır [1-3,5].



Şekil 2.3 Kamber açısı [23]

Tekerleklerde, statik durumda, aracın ağırlığından dolayı bir miktar negatif kamber açısı oluşur. Bu nedenle araç statik konumda iken kamber açısı 0^0 yada pozitif olmak durumundadır. Aracın dönme manevraları esnasındaki yalpa ve tekerleğin düşey hareketleri sonucunda kamber açısı değişme eğilimindedir. Aracın seyahati sırasında herhangi bir kamber açısı oluştuğunda tekerlekler kenarlarından aşınmaya başlar ve bu nedenle tekerlek ömrü ve aracın yol tutuş kabiliyeti azalır.

Kamber açısı genellikle tekerlek düzlemine dik ve yatay düzlemde, tekerlek temas bölgesinin önünde bir yan kuvvet ve moment oluşturur. Kamber kuvveti ve momenti, kamber açısı, tekerlek yapısı ve düşey kuvvetlerin bir fonksiyonudur. Kamber kuvvetinin yönü tekerleğin eğik olduğu tarafa doğru. Radyal lastikli araçlarda bu kuvvetin kamber açısına oranla değişimi yaklaşık 35 Newton/Derece

mertebelerindedir. Kamber kuvveti diyagonal hareket açısından dolayı ortaya çıkan kuvvetlere oranla daha küçük değerlerdedir [2,4].

Tekerlekler, süspansiyon sistemi içerisinde bulunan bağlantı çubuklarının geometrileri nedeniyle aşağı ve yukarı hareket ederken aynı zamanda bir yay yörüngesi de izlerler. Bu nedenle tekerlekler, yol düzleminde yatay yer değiştirmelere maruz kalırlar. Tekerleklerin yanal hareketleri, tekerlek yer temas alanında aracın yol üzerinde hareketi için gerekli kuvvet bağlantı katsayısının azalmasına neden olur. Diğer bir yandan tekerlek ömrü azalır. Bu nedenlerle kamber açısı seyahat sırasında ortaya çıkacak yanal yer değiştirmeleri ve yan kuvvetleri karşılayabilmek açısından negatif olacak şekilde bir miktar değişebilmelidir [1,6].

Bisiklet gibi iki tekerlekli tek izli araçlarda dönme manevraları kamber kuvveti yardımıyla gerçekleşmektedir. Dört tekerlekli iki izli araçlarda, dönme manevralarında, dış tekerleğin negatif kamber açısına sahip olması istenir. Bu şekilde araç tek izli taşıtlar gibi davranış göstererek dönme esnasında kamber kuvvetlerinden yararlanacaktır [2].

Ön tekerleklerde, pozitif kamber açısı kamber kuvvetlerini azalttığından aracın ön tarafı arka tarafına göre daha geniş çaplı bir yay izlemektedir. Bu nedenle kamber açısı yolcu araçlarında az dönerliğin artmasına sebep olan etkenler arasındadır.

İyi bir süspansiyon sistemi tasarımında araçta oluşan yanal kuvvetleri karşılayabilmek amacıyla kamber açısı bir miktar değişebilmeli ve bu değişimlerin minimum düzeyde olması sağlanmalıdır [1-3,8].

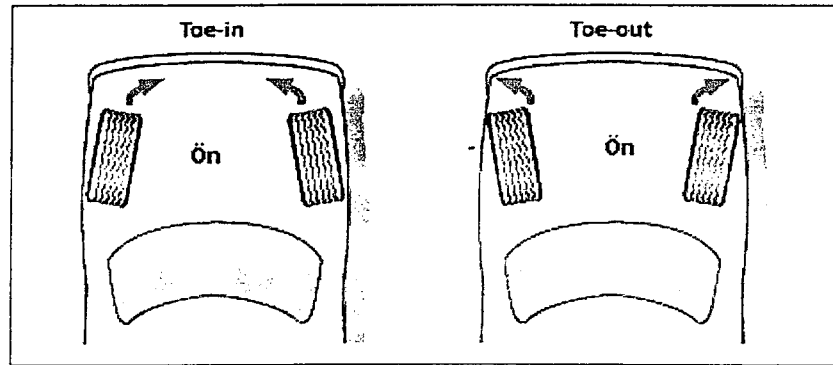
2.2 Toe-in ve Toe-out Açıları

Toe-in tekerlek ön kenarlarının içe doğru kapalı olması olarak tanımlanır. Genel olarak açı olarak değil de tekerlek jantlarının ön ve arkasındaki açıklık miktarının belirtilmesi ile ifade edilir. Kamber açısının ve tekerleklerin temas noktasının önünde meydana gelen yuvarlanma direncinin süspansiyon ve direksiyon sistemleri

üzerindeki etkisini azaltmak için verilen bir açıdır. Aynı zamanda toe-in açısı aracın doğrusal kararlılığını artırır [2,4,6].

Pozitif kamber açısından dolayı tekerleklerin iç tarafları dış kısımlara oranla daha çok yol almak durumundadır. Bu nedenle tekerleklerde aşınmalar meydana gelir. Bu etkiyi kaldırmak amacıyla toe-in açısı verilir. Kamber açısı ne kadar büyük olursa toe-in açısı da bu oranda büyür. Aracın hareketi sırasında toe-in açısı azalarak tekerlekler paralel hale geçer [6].

Toe açıları (Şekil 2.4) aynı zamanda aracın dönemeçlerdeki davranışlarını da etkilemektedir. Önden çekişli araçlarda motordan tekerleklerle iletilen momentler nedeniyle tekerleklerde toe-in açısı oluşur. Toe-in açısına sahip bir araçta, tekerleklerin birbirlerine yönelmesinden dolayı dönemeç kuvvetleri azalır, araç dönemeçlerde dönmeye karşı direnç gösterir. Bunun sonucunda toe-in açısı aracın dönemeçlerde izlemesi gereken rotadan daha büyük çaplı bir rotayı izlememesine yani taşıtın az dönmesine neden olur. Önden çekişli araçlarda statik durumda ön tekerleklerle toe-out açısı verilir. Toe-out açısı verilmiş bir araç dönme manevralarını daha rahat sağlar. Bu nedenle yarış araçlarında ön tekerleklerle toe-out açısı verilir [1,8,23].



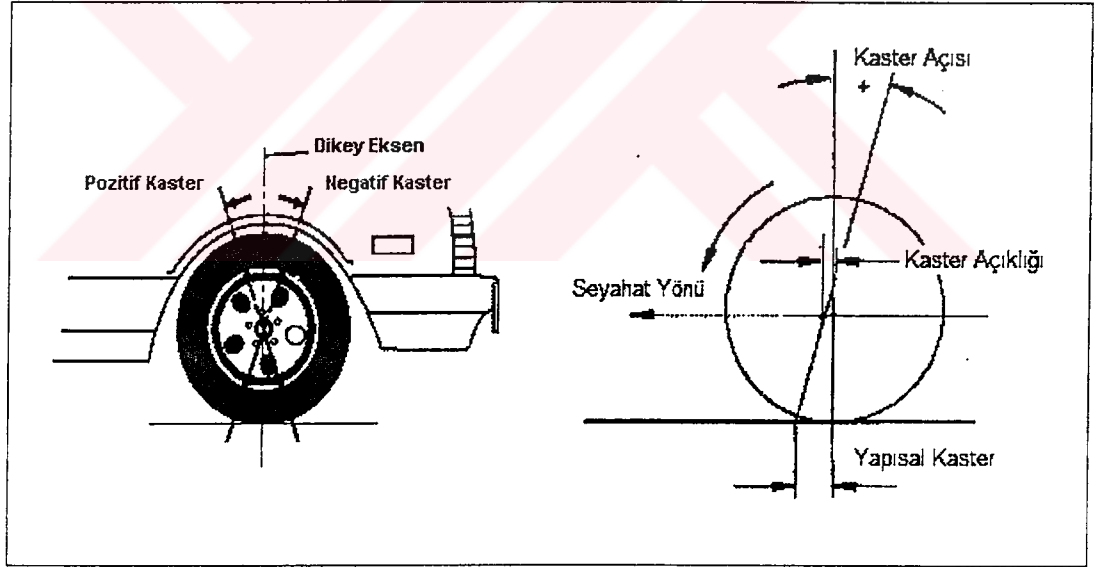
Şekil 2.4 Toe-in ve Toe-out açıları [23]

Toe açıları genellikle çok küçüktür ve derecenin kesirleri mertebesinde kalır. Günümüz yolcu taşıtlarında toe-in açıklığı 1-1,5 mm civarında iken ticari araçlarında 3 mm ye kadar çıkabilmektedir. Toe açıları büyük değerlerde olduğunda sürücünün

tekerleklerde meydana gelen diyagonal hareket açılardan dolayı aracı kontrol etmesi güçleşmektedir.

2.3. Kaster Açısı

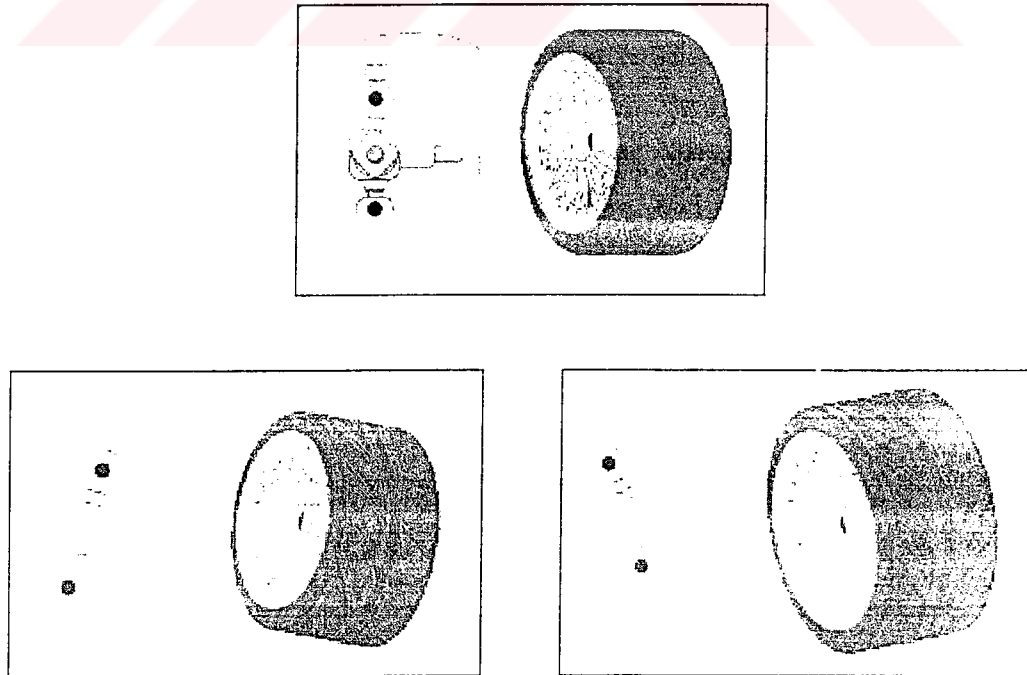
Araca yandan bakıldığında, tekerleğin saptırıldığı eksenin, tekerlek merkezi dikey eksenini ile yaptığı açıdır. (Şekil 2.5). Eğer tekerlek eksenini ile saptırma eksenini arasındaki açı öne doğru ise negatif kaster açısı, arkaya doğru ise pozitif kaster açısı meydana gelir. Kaster açısı günümüz taşıtlarında $0-5^0$ derece arasında değişmektedir [2,4].



Şekil 2.5 Kaster açısı [23]

Kaster açısının oluşturduğu faktörlerden birisi yapısal kaster diğeri ise kaster açıklığıdır. Yapısal kaster, saptırma ekseninin yeri deldiği nokta ile tekerlek merkezinin düşey izi arasında taşıt eksenine paralel yöndeki mesafedir. Yapısal kaster, virajlardan sonra direksiyon simidinin serbest bırakıldığında taşıtın doğrusal

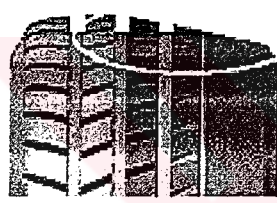
yörüngeye geçmesini sağlar. Kaster açısı dolayısıyla tekerleğe etkiyen yan kuvvet, yapısal kaster nedeniyle direksiyon simidine döndürme istikametine ters yönde bir moment yaratır. Simit serbest bırakılınca bu moment simidi doğru hareket konumuna getirir. Kaster açıklığı ise tekerlek saptırma eksenini ile tekerlek merkezinin taşıtın eksenine paralel düzlemdeki mesafesidir. Yapısal kaster, kaster açıklığı ve kaster açısı tekerlek statik yarıçapının bir fonksiyonudur. Kaster açısı ön dingil ağırlığı büyük taşıtlarda küçük, ön dingil ağırlığı düşük taşıtlarda ise büyük değerlerde verilir. Araçlarda kaster açısı ayarlanırken, düşük hızlarda aracın yönlendirilmesinde direksiyon simidine uygulanacak momentin azaltılması ve yüksek hızlarda doğrusal kararlılığının sağlanması göz önünde tutulur. Pozitif kaster yüksek hızlarda aracın kararlılığını artırırken, düşük hızlarda yönlendirmeyi zorlaştırmaktadır. Negatif kaster ise düşük hızlarda aracın yönlendirilmesini kolaylaştırırken yüksek hızlarda seyir kararlılığını azaltmaktadır. Günümüz taşıtlarında doğrusal kararlılığı artırmak için pozitif kaster açısı kullanılmaktadır. Kaster ve kamber arasında bir etkileşimde söz konusudur. Tekerlek sapma dairesinin geometrisi bu iki açı tarafından belirlenir. Kaster açısının çeşitli durumlarında, kamber açısındaki ortaya çıkan değişiklikler şekil 2.6'da gösterilmiştir [4,22,23].



Şekil 2.6 Kamber açısının kaster açısına bağlı olarak değişimi [22]

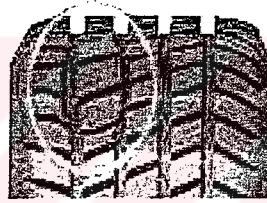
Üstteki şekilde nötr kaster açısı, döndürme konisinin alt ve üstünde bulunan çemberlerin yarıçapının eşit olmasına ve kamber açısının tekerleğin yönlendirilmesinden bağımsız olarak sabit kalmasına neden olur. Alt sol kısımdaki şekilde de görüldüğü gibi pozitif kaster açısı, tekerlek yönlendirildiğinde negatif kamber açısı ortaya çıkarırken, negatif kaster açısı ise (alt-sağ şekil) pozitif kamber açısının meydana gelmesine sebep olur. [22]

Tekerleğe verilen toe, kamber ve kaster açılarının tekerlek sırtındaki aşınmalara etkileri şekil 2.7.(a)-(b)-(c) 'de gösterilmiştir.



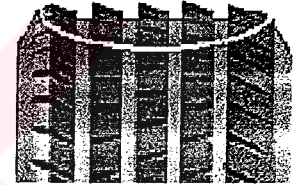
(a)

Kamber açısına bağlı tekerlek
aşınması



(b)

Kaster açısına bağlı tekerlek
aşınması



(c)

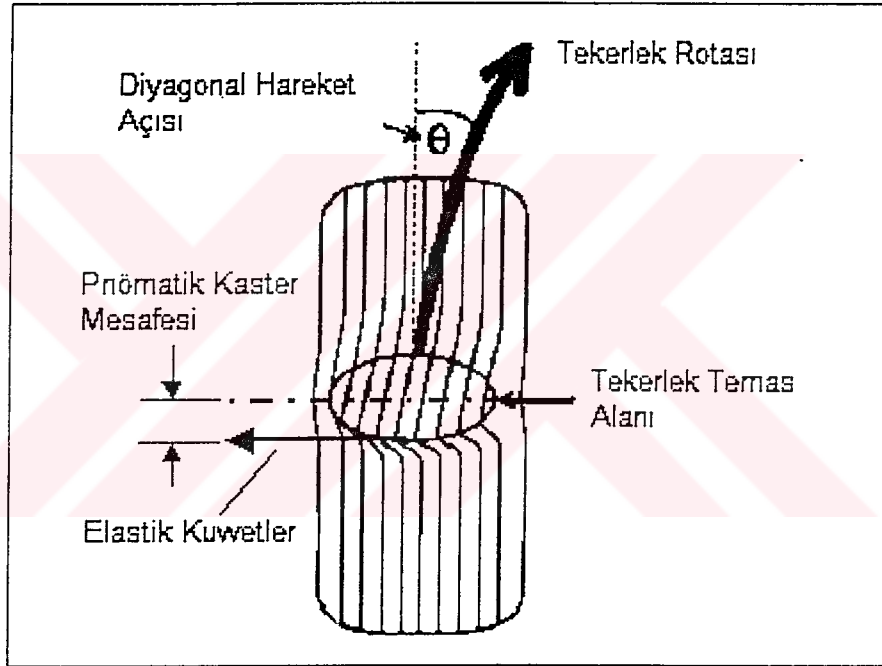
Toe-in açısına bağlı tekerlek
aşınması

Şekil 2.7.(a)-(b)-(c) Tekerlek açılarına nedeniyle tekerlek sırtındaki aşınmalar [19]

2.4. Diyagonal Hareket Açısı

Araç bir dönemece girdiğinde tüm tekerlekler yol düzlemine göre dönerler. Pnömatik tekerlek, elastikliği ve yer ile tekerlek arasındaki sürtünme kuvvetleri nedeniyle bu dönmeye karşı direnç göstererek deforme olur. Bu deformasyon sonucu, tekerleğin yönlendiği doğrultu ile deformasyon bölgesinin doğrultusu arasında, diyagonal hareket açısı yada yanal kayma açısı olarak da bilinen bir açı oluşur (Şekil 2.8).

Başka bir deyişle diyagonal hareket açısı, tekerleğe etkiyen yan kuvvetlerin tekerlek düzlemine dik doğrultuda oluşturduğu elastik kayma sonucunda oluşan açıdır. Diyagonal harekette deformasyonlar veya elastik kaymalar temas bölgesinin arkasında, önüne nazaran daha büyüktür. Bunun sonucu elastik kuvvetlerin bileşkesi, adına pnömatrik kaster mesafesi denilen bir mesafe kadar geride olur. Bu mesafe nedeniyle bileşke kuvvetlerinin oluşturduğu momente ise geri çevirme momenti adı verilmiştir. Geri çevirme momenti tekerleği hareket doğrultusuna doğru çevirmeye çalışır [4].



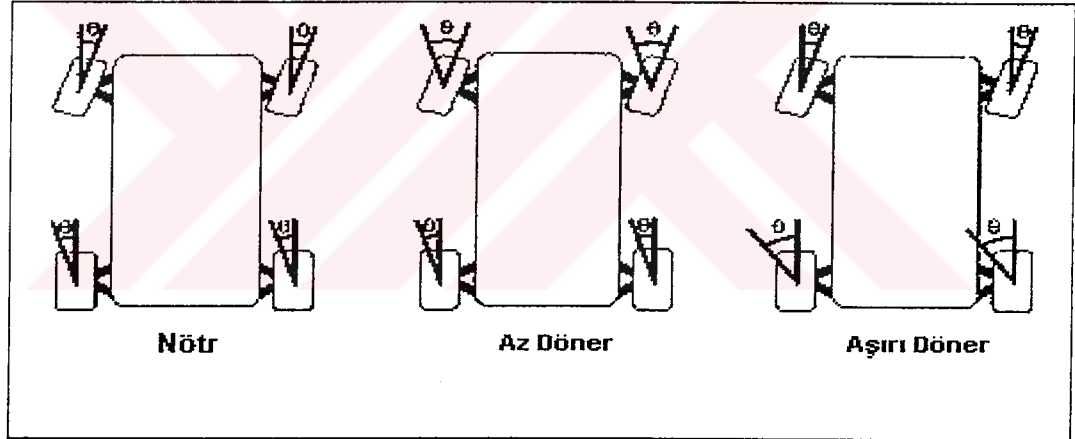
Şekil 2.8 Diyagonal hareket açısı

Tekerleğin dönmesi esnasında meydana gelen kuvvet ve momentler, diyagonal hareket açısı, lastik hava basıncı, tekerlek yapısı, yol şartları, seyir hızı gibi bir çok faktöre bağlıdır. Aynı zamanda aracın dönme manevrası sırasında iç ve dış tekerlek arasındaki yük transferi ile diyagonal hareket açıları değişiklik gösterir.

Pnömatrik lastiklerin seyahat esnasında deformasyonlarından dolayı tekerlek düşey reaksiyon kuvvetleri, tekerlek temas merkezinin biraz önünde etkirler. Bu kuvvetlerden dolayı tekerleğin yuvarlanmasına karşı koyan bir moment oluşur. Bu

momente yuvarlanma direnci denmektedir. Diyagonal hareketin tekerleğin yuvarlanma direnci üzerinde negatif bir etkisi vardır. Diyagonal harekette temas bölgesinden geçen malzemenin deformasyonu artar. Bu da yuvarlanma işinin ve dolayısı ile yuvarlanma direncinin artması demektir [4].

Diyagonal hareket açısı araçların dönebilirlik kabiliyetini de belirlemektedir. Ön tekerleklerde meydana gelen diyagonal hareket açıları arka tekere göre fazlaysa taşıtın dönme esnasında izlemesi gereken yarıçaptan daha büyük yarı çaplı bir rota izlemesi, yada başka bir deyişle ön tarafın merkezkaç kuvveti etkisinde arka tarafa oranla daha fazla savrulması nedeniyle taşıtın izlemesi gereken daireden saparak az dönmesine (understeer) neden olur. Bunun tersi bir durum olan taşıtın arka kısmının diyagonal hareket açısının ön taraftan büyük olması ise aşırı dönerlik (oversteer) olarak tabir edilmektedir (Şekil 2.9) [1,4].

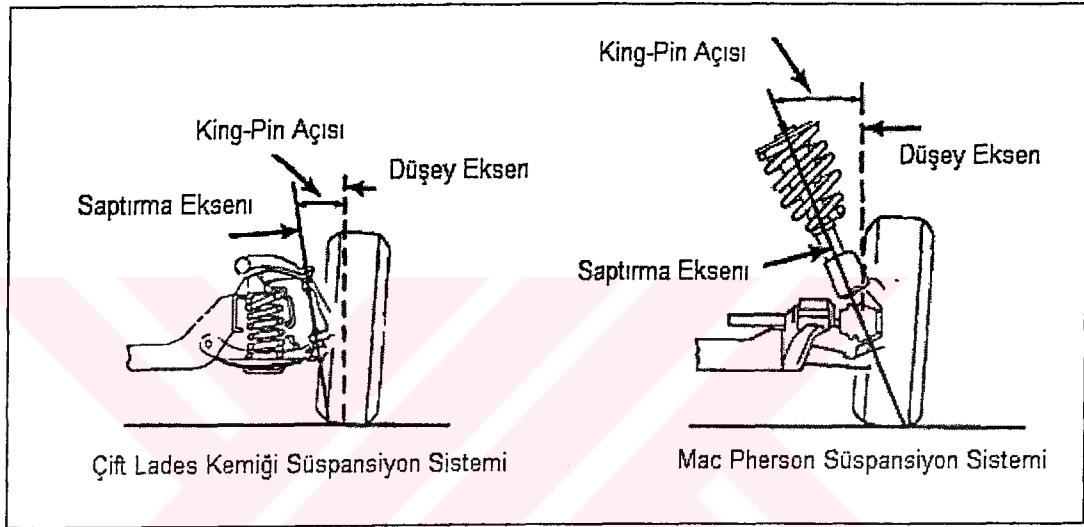


Şekil 2.9 Aşırı ve az dönme

2.5. Dingil Pimi Açısı (King-Pin Açısı)

Tekerleğin saptırıldığı eksenin taşıt eksenine dik düzlemdeki düşeyle yaptığı açıdır (Şekil 2.10). Genellikle dingil pimi açısı saptırma ekseninin üst tarafının aracın iç tarafına doğru eğiminden kaynaklanır. Saptırma eksenindeki bu eğim tekerleğin

dönme manevrasından sonra seyahat doğrultusuna geri dönmesine olanak verir. Araç sağ veya sola döndürülmek için direksiyon kırıldığında araç gövdesi bir miktar yukarı kalkar. Dönüş hareketi tamamlandıktan ve direksiyon serbest bırakıldıktan sonra taşıt, ağırlığından dolayı eski yüksekliğine geri gelir ve ön tekerleri seyahat doğrultusuna getirmeye çalışır. Dingil pimi açısı yük taşıtlarında $0-5^{\circ}$, yolcu taşıtlarında $10-15^{\circ}$ arasında değişiklik göstermektedir [1-3].

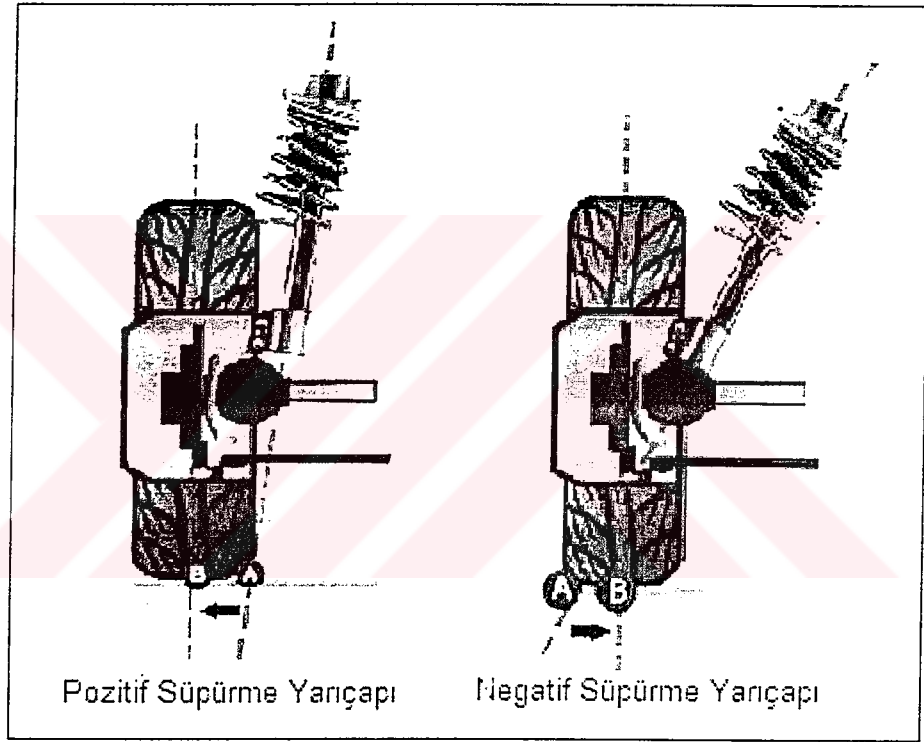


Şekil 2.10 Dingil pimi açısı

2.6. Süpürme Yarıçapı

Dingil pimi ekseninin yeri deldiği nokta ile tekerlek temas noktası arasında araç yer düzlemindeki mesafeye süpürme yarıçapı denir (Şekil 2.11). Eğer dingil pimi ekseninin yeri deldiği nokta aracın iç kısmında kalıyorsa pozitif, dış kısımda kalıyorsa da negatif olarak değerlendirilir. Büyük değerlerdeki süpürme yarıçapı, tekerleğin saptırılması için direksiyon simidine daha fazla moment uygulanmasını gerektirir. Araçlarda genellikle süpürme yarıçaplarının küçük ve pozitif değerlerde olması istenmektedir. Pozitif süpürme yarıçapı kullanıldığında sürücü direksiyon sistemi aracılığıyla yol düzensizliklerini hissedebilmektedir. Bununla beraber pozitif

süpürme yarıçapları tekerleklerde araç seyahat halindeyken toe-out açısı meydana gelmesine sebep olur. Negatif süpürme yarıçapının pozitif süpürme yarıçapından avantajı tekerleğin patlaması durumunda veya ani frenlemelerde tekerleklerde toe-in açısı meydana getirerek aracın doğrusal kararlılığını artmasına sebep olmasıdır. Genellikle Mac Pherson tipi süspansiyon sistemlerinde negatif süpürme yarıçapı elde edilebilmektedir. Diğer süspansiyon tiplerinde geometrileri ve fren donanımları nedeniyle negatif süpürme yarıçapı değerleri elde etmek güçtür. [2,3,5,14,22].

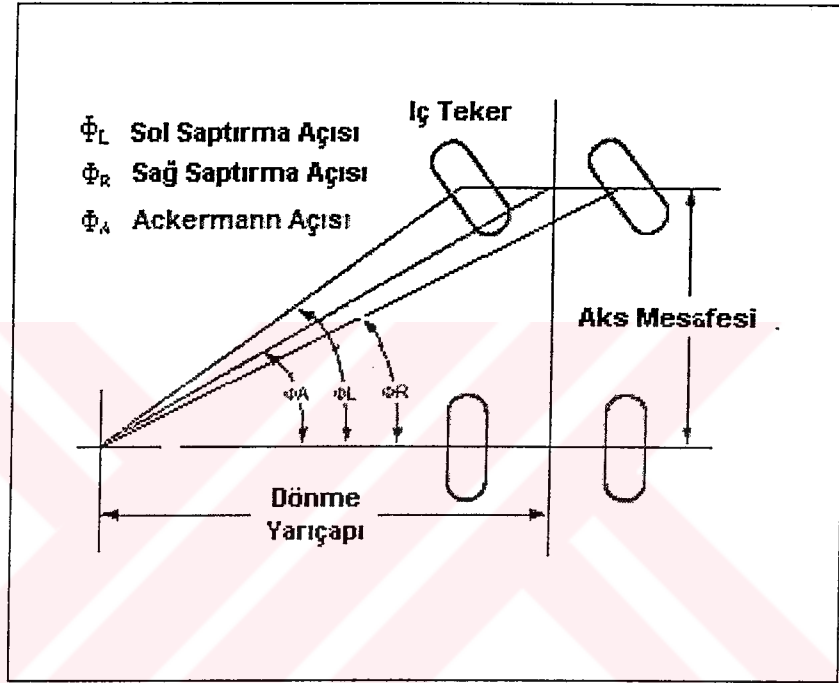


Şekil 2.11 Pozitif ve negatif süpürme yarıçapları

2.7. Ackermann Açısı

Araç düşük hızlarda dönerken döndürme açılarının hesabında aracın yalpa açıları ve yan kuvvetler ihmal edilir. Dönme esnasında aracın iç ve dış tekerlekleri farklı çaplarda eğrileri izlemek zorunda olduklarından dolayı tekerleklerin gövdeye göre

farklı açılarda dönmesi gerekir. Bu açıların farklı olmasına Ackermann dönme prensibi, açılarının geometrik ortalamasına ise Ackermann açısı denmektedir. Ackermann açısına sahip bir araçta iç ve dış tekerler farklı büyüklükteki yaylar üzerinde hareket edeceklerinden dolayı farklı açılara sahiptir. Bu nedenle tekerlekler arasında toe-out açısı oluşur (Şekil 2.12) [2,16].



Şekil 2.12 Ackermann saptırma açısı [16]

3. ARAÇLARDA YALPA VE KAFA VURMA MERKEZLERİ

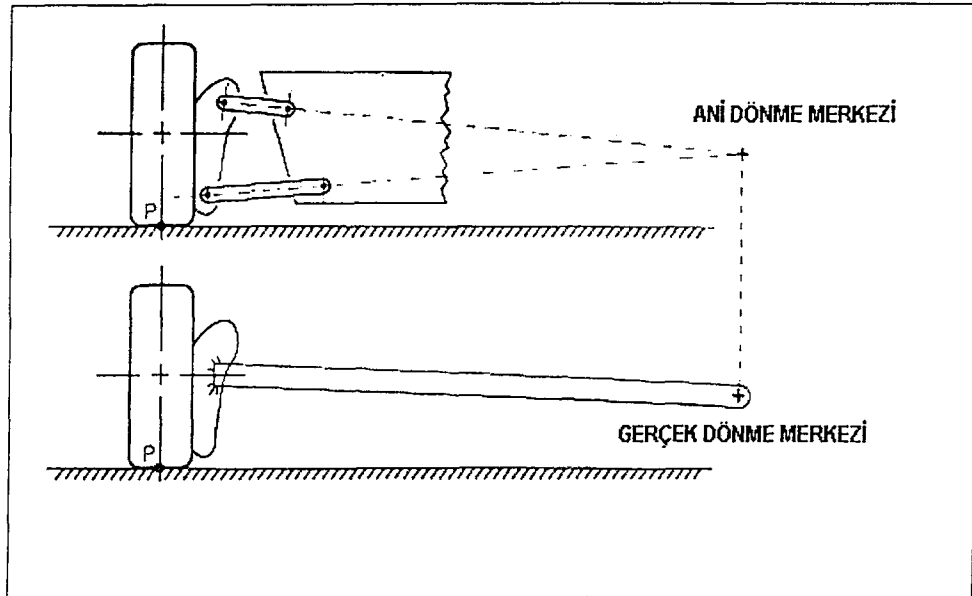
Araçlarda süspansiyon sistemlerinin tasarımında dikkat edilmesi ve tasarım kriteri olarak ele alınması gereken konulardan bir tanesi süspansiyon sistemi geometrisi ve yay, damper ve lastik takoz gibi karakteristik elemanların yalpa, kafa vurma, şahlanma gibi taşıt şasi hareketleri üzerindeki etkileridir. Taşıtlarda görülen başlıca hareketler bütün bir şasinin, aracın tümsek üzerinde geçmesi durumunda taşıt eksenine dik doğrultuda aşağı ve yukarı doğru oluşan salınımlar yalpa hareketleri, seyahat doğrultusunda oluşan ziftlenme (pitch), düşey eksen etrafında oluşan hareketler (yaw) olarak sıralanabilir (Şekil 2.1). Bu şasi hareketleri sonucunda, aracın yönlendirilmesinde bir takım sapmalar meydana gelirken, tekerlek temas alanında taşıtın kararlılığını etkileyen moment ve kuvvetler ile birlikte tekerlek açıları da değişim gösterir [1,2].

Bununla beraber aracın frenleme ve ivmelenme durumlarında ortaya çıkan kafa vurma ve şahlanma hareketleri ile tekerleklerden birinin diğerine göre düşey ekseninde yer değiştirmesi veya aracın dönemeçlerde yana yatması dolayısıyla oluşan yalpa hareketleri taşıtın emniyet ve biniş konforu karakteristiklerini büyük oranda etkilemektedir. Bu tür hareketler sonucunda taşıt temas alanında değişiklikler oluşurken, taşıtın kontrolü zorlaşmaktadır. Ayrıca insan vücudu özellikle kafa ve boyun bölgelerinde ortaya çıkan doğrusal titreşimlere daha hassas olduğundan biniş konforu açısından da istenmeyen etkiler ortaya çıkar. Yalpa ve kafa vurma merkezlerinin tayini bir kinematik problemidir. Tüm bu şasi hareketleri aracın süspansiyon sisteminin davranışları tarafından belirlenmektedir [2,5].

3.1 Bağımsız Asılıklı Süspansiyon Sistemlerinde Yalpa Merkezleri

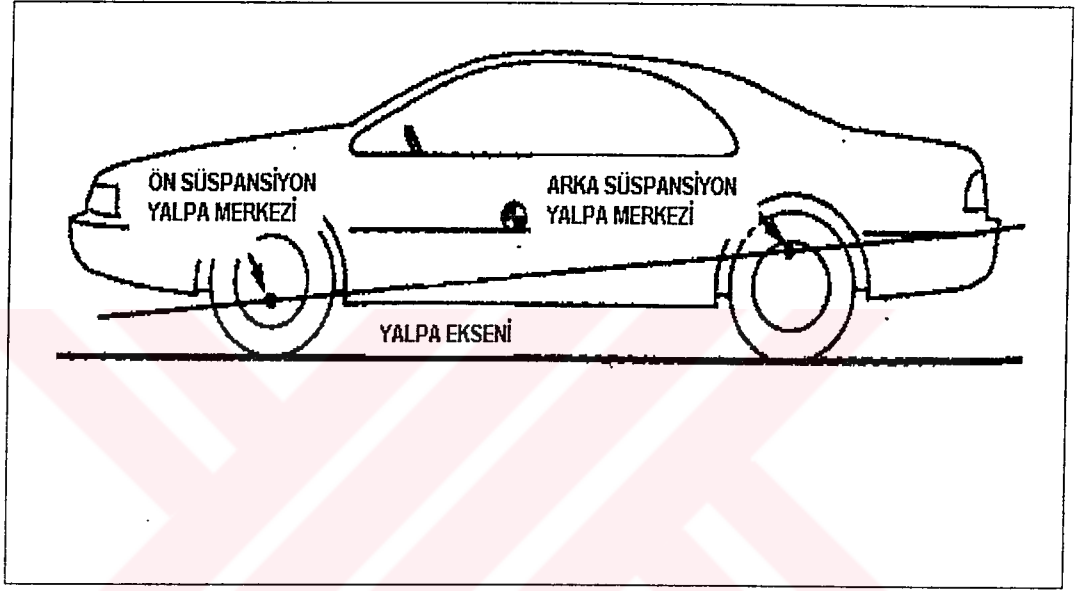
Yalpa merkezi, tekerlekler tarafından üretilen yan kuvvetlerin taşıt gövdesine (yaylanmamış kütle) aktarıldığı noktadır. Yalpa merkezi, yaylanmış ve yaylanmamış kütlelerin hareketlerini büyük ölçüde etkilemesi nedeniyle aracın dönme manevralarında önemli bir role sahiptir. Tekerlek bir tümsek üzerinden geçerken veya çukura daldığında veya dönüş esnasına ortaya çıkan yalpa hareketleri, tekerleklerin yönlendirilmesinde istenmeyen ve taşıt kontrolüne ters etki yapan sapmalar meydana getirir [1,18].

Yalpa merkezleri sadece tekerleklerde meydana gelen kuvvetlere ve asılış sisteminde kullanılan çubukların eğimine bağlıdır. Yalpa merkezleri, öncelikle tekerleğin gövdeye göre ani dönme merkezi, sonra gövdenin aks düzlemine tekabül eden kesitinin zemine göre hareketinin ani dönme merkezinin (yalpa merkezinin) tayini şeklinde incelenir. Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemi ele alındığında sistem içerisinde bulunan bağlantı çubukları gövdeye göre bir merkez etrafında dönmeye çalışır (Şekil 3.1) [5].



Şekil 3.1 Süspansiyon sisteminin ani dönme merkezi [18]

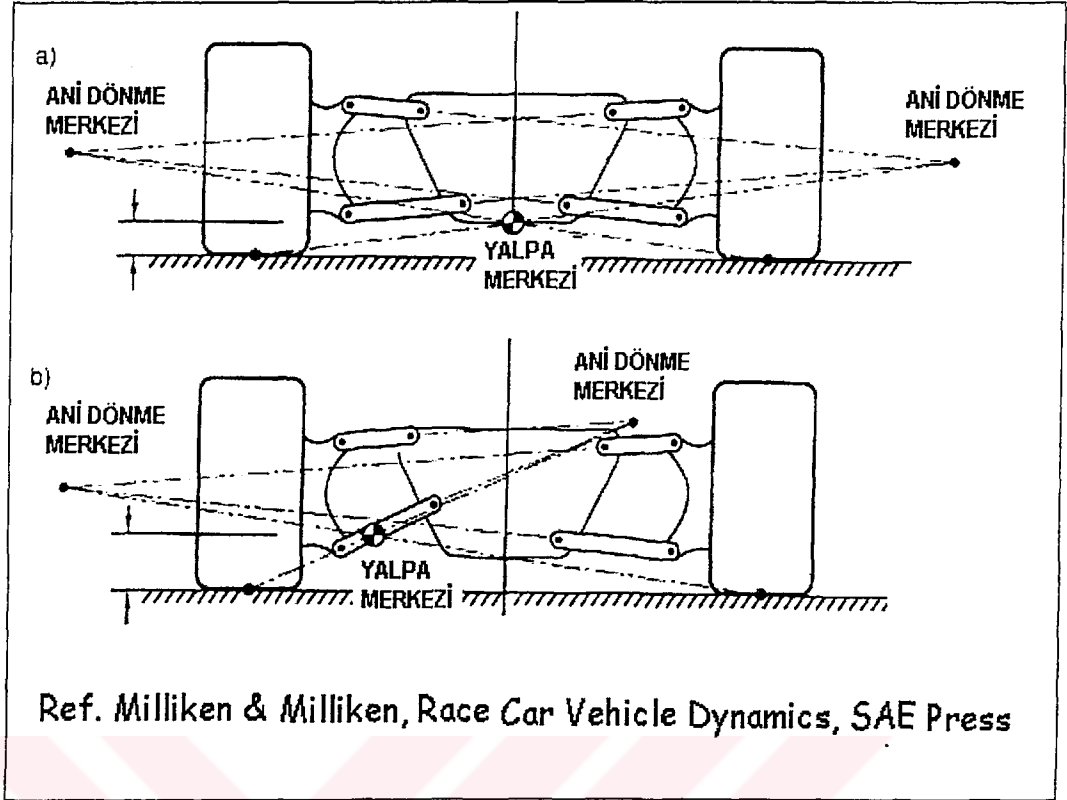
Bu durumda tekerlek ve süspansiyon sistemi, yer teması nedeniyle sınırlandırılmış olduğundan yere göre hareket edemeyeceğinden, gövde süspansiyon geometrisi tarafından belirlenen yalpa merkezi etrafında dönmeye çalışacaktır. Ön ve arka süspansiyonlarda oluşan yalpa merkezlerinin birleştirilmesi ile aracın yalpa eksenine ortaya çıkar (Şekil 3.2) [5].



Şekil 3.2. Yalpa merkezi ve yalpa eksenine [2]

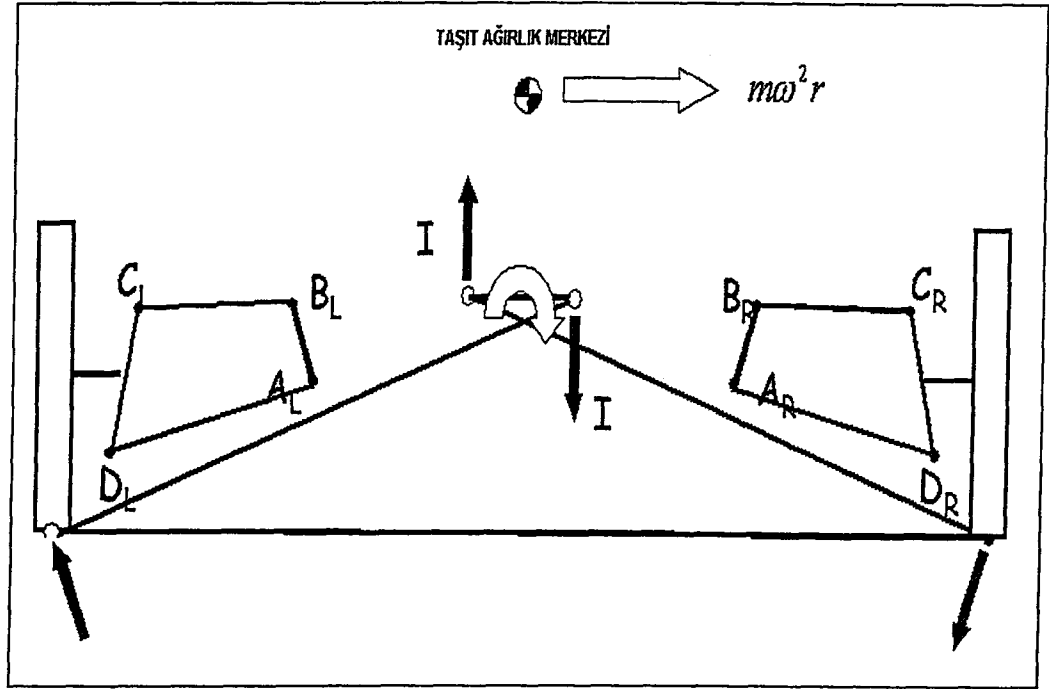
Yalpa hareketi esnasında kamber açısında gövdeye göre daha da önemlisi yol düzlemine göre büyük değişiklikler ortaya çıkar. Bununla beraber dönemeçlerde sistemde bulunan her iki yaydaki sıkışma değerleri farklıdır. Genellikle alçak olan tarafta daha fazladır. Bu durumdan dolayı gövdeye etki eden yay kuvvetleri gövdenin yukarı doğru kalkmasına sebep olur (jacking). Büyük yalpa hareketlerinde süspansiyon sisteminin düşey ekseninde hareketlerini sınırlandıran mekanizmalar ve burulma çubukları devreye girerek aracın yana doğru devrilmesini önlerler. Bilinen bir yalpa merkezi araçta meydana gelen yük transferlerini ve tekerleklerde meydana gelen dikey ve yatay kuvvetlerin hesaplanmasında kolaylık sağlamaktadır [1-2, 19].

Yalpa merkezleri ve yalpa eksenine sadece anlık merkez ve eksenlerdir. Bu merkezler ve eksenler aracın yalpa hareketi esnasında yer değiştirmektedir (Şekil 3.3) [2,5,19].



Şekil 3.3 Yalpa merkezi ve yalpa ekseninin yer değiştirmesi [18]

Yalpa hareketi, dönme manevrası esnasında ortaya çıkan merkez kaç etkisi taşıt ağırlık merkezi ile yalpa merkezi arasındaki mesafeden dolayı yalpa momentleri doğurur. Bu momentler taşıtı yalpa merkezi etrafında döndürmeye çalışarak yalpa hareketlerini oluşturur (Şekil 3.4). Başka bir tanımda, dönme esnasında ortaya çıkan yük transferleri nedeniyle iç ve dış tekerleklerdeki yük miktarları değişir. Dış tekere daha fazla yük biner. Bu durumda yalpa hareketi ortaya çıkar. Yalpa momentleri nedeniyle araç ağırlık merkezinin yalpa merkezlerine yakın olması istenir [1,18,19].

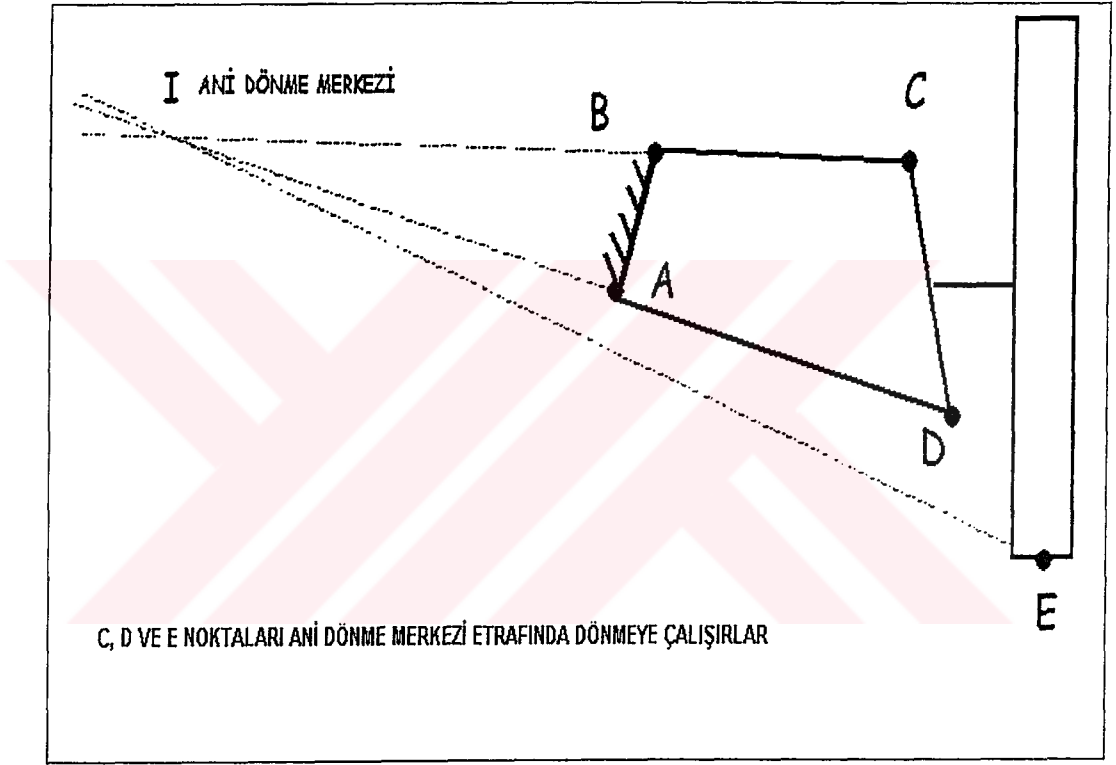


Şekil 3.4. Yalpa momentleri [18]

Süspansiyon geometrisi ile oynanarak, yalpa merkezi etrafında ortaya çıkan ve yalpa hareketlerini oluşturan yalpa momentlerini küçültmek amacıyla aracın yalpa merkezi ile ağırlık merkezi üst üste oturtulabilir veya yalpa merkezi araç ağırlık merkezinden daha yüksekte tasarlanabilir. Bu durumda araç dönme esnasında tek izli taşıtlar gibi reaksiyon göstererek yalpa hareketi ortadan kalkar. Yalpa merkezinin araç ağırlık merkezi üzerinde tasarlanması, taşıtın döndüğü yöne ters bir moment oluşturarak dış tekerlekte etki eden yay kuvvetleri neticesinde gövdenin bu yönde yerden yükselerek dönmesine ve bu gövde hareketine karşılık, süspansiyon sisteminin, tekerlek temas alanını azaltacak pozitif kamber açısı oluşturacak duruma gelmesine neden olur.

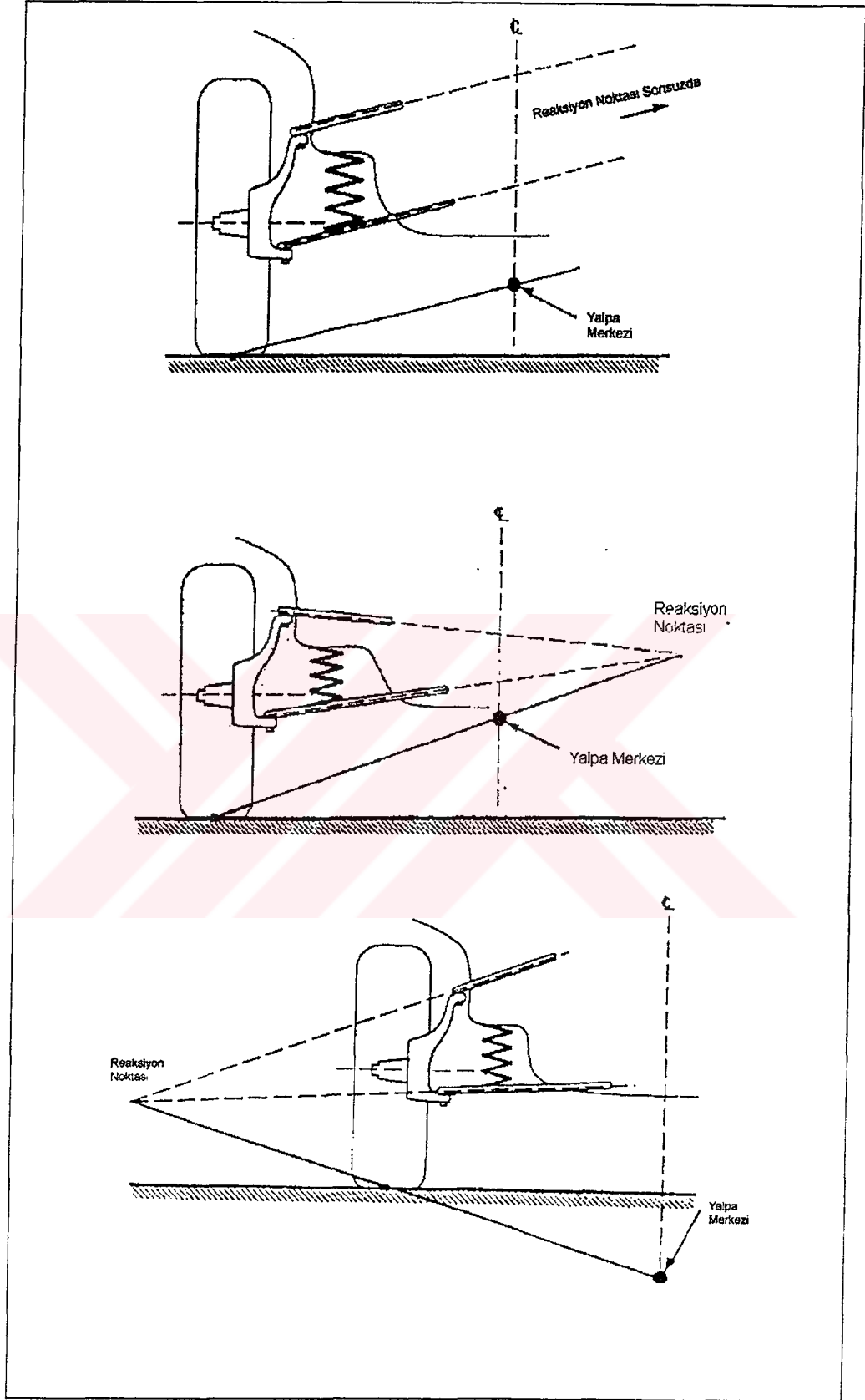
Bunun tam tersi bir durumda, yalpa merkezi herhangi bir nedenle yer düzleminin altında veya hemen üzerinde olması durumunda süspansiyon sistemi gövdeye göre yukarı veya aşağı doğru hareket etmeye çalışır ve bunun neticesinde yine tekerleklerde istenmeyen yan kuvvetler meydana gelir. Aynı zamanda yalpa merkezinin yer düzlemi altında kalması durumunda araç ağırlık merkezi ile yalpa merkezi arasındaki mesafe istenmeyen miktarlarda artmış olur [1,18,19].

Çift Lades Kemiği asılış sistemleri genel olarak üç çubuk mekanizması gibi düşünülebilir. Bu sistemde tekerleğin gövdeye göre ani dönme merkezini bulmak için alt ve üst kontrol çubuklarının eksenlerinin kesiştikleri noktayı bulmak gerekir. Gövdenin zemine göre ani dönme merkezini bulmak için ise tekerlek ani dönme merkezlerinden tekerlek temas merkezine çizilen doğruların araç düşey simetri eksenini ile kesiştiği noktayı bulmak gerekir (Şekil 3.5 ve Şekil 3.6) [1,2,5,18,19].



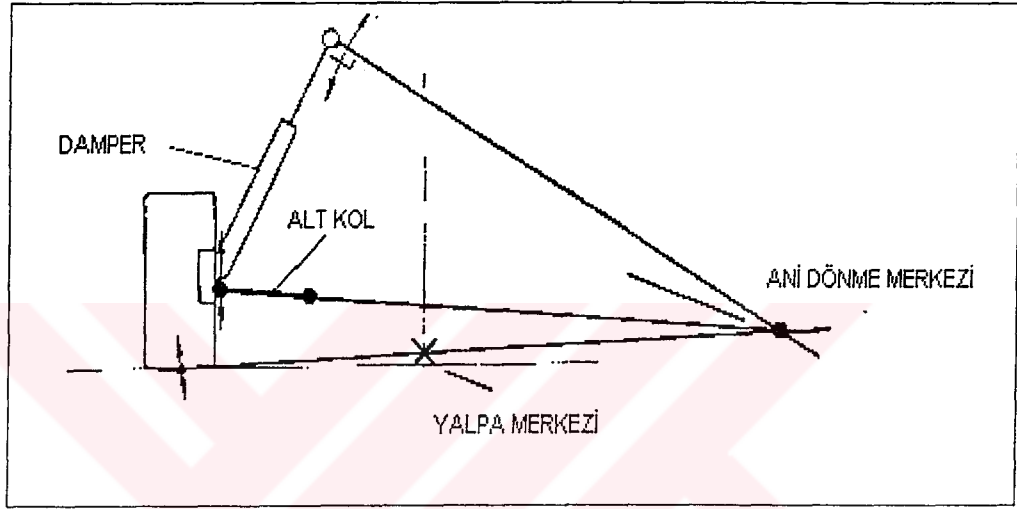
Şekil 3.5. Çift lades kemikli asılış sisteminde yalpa merkezinin tayini [18]

Çift Lades Kemiği süspansiyon sisteminde kolların açılarına bağlı olarak yalpa merkezlerinin yeri şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.6 Çift Lades Kemiği süspansiyon sisteminde kolların açılarına bağlı olarak yalpa merkezleri [2]

Aynı şekilde Mac Pherson asılış sisteminde yalpa merkezini bulmak için mafsal noktasından kayar mafsal doğrultusuna bir dik çizmek gerekir. Bu dik ile alt bağlantı kolunun eksenlerinin kesiştiği nokta, süspansiyon sisteminin ani dönme merkezini verir. Bu merkezden tekerlek temas merkezine çizilecek doğru ile araç simetri ekseninin kesiştiği nokta ön süspansiyon sisteminin yalpa merkezidir (Şekil 3.7) [5].



Şekil 3.7 Mac Pherson asılış sisteminde yalpa merkezinin tayini [18]

3.2 Şahlanma, Kafa Vurma ve Kafa Vurma Merkezi

Aerodinamik kuvvetler, frenleme ve ivmelenme esnasında seyahat doğrultusu boyunca oluşan yük transferleri nedeni ile ortaya çıkan bu hareketler, aracın ön veya arka yüksekliklerinin değişmesine neden olmaktadır. Bu hareketler kamber ve saptırma açıları ile beraber, kaster açısında da değişikliklere neden olur.

Doğrusal yük transferi kimi zaman süspansiyon sistemi içerisindeki yay elemanları kimi zamanda sistemdeki çubuk mekanizmaları tarafından karşılanır. Yük transferleri yaylar yardımı ile değil de çubuk mekanizmalarıyla karşılandığında frenleme anında anti-dalma özelliği karşımıza çıkar. Çift lades kemiği tipindeki süspansiyon sistemlerinde üst kontrol kolunun eğimi değiştirilerek anti-dalma etkisi

artırılabilir. Kafa vurma merkezinin tespiti de, yalpa merkezinin bulunmasında kullanılan yöntemlerle yapılmaktadır. Taşıta yandan bakıldığında, tekerleklerin veya aksların her birinin gövdeye göre hareketinde ani dönme merkezleri bulunduğundan sonra gövdenin kafa vurma hareketindeki ani dönme merkezi başka bir deyişle kafa vurma merkezi tayin edilir. Bu merkez ağırlık merkezine üzerinde olursa, frenlemede aracın öne doğru hareketleri ortaya çıkmaz. Bu durum, aks yükleri değiştiğinden dolayı, bozuk yollarda ön süspansiyonların zarar görmesine ve aracın bir engel üzerinden geçmesi esnasında tekerleğin öne doğru gezinmesine neden olur. Aynı zamanda kaster ve kamber açılarındaki değişiklikler meydana gelir. Bu tür sorunlarla karşılaşmamak için süspansiyon geometrisi tamamen anti-dalma özelliğinde tasarlanmaz. Yolcu araçlarında %50 oranına kadar anti-dalma özelliği kullanılmaktadır. Bu orandan yüksek anti-dalma geometrilili süspansiyon sistemleri genellikle kafa vurma hassasiyeti fazla olan yarış araçlarında kullanılmaktadır. Kaster ve kamber açılarının kontrolü açısından en ideal oran % 20-25 arasında belirlenmelidir. Kafa vurma ve şahlanma hareketleri aynı anda engelleyecek mekanizmalar yoktur. [1].

Kafa vurma ve şahlanma hareketlerinin konforu azaltmasından başka kötü bir etkisi de far ayarlarının etkisini bozmasıdır [5].

4. TASARIM DEĞİŞKENLERİ VE PERFORMANS KRİTERLERİNİN BELİRLENMESİ

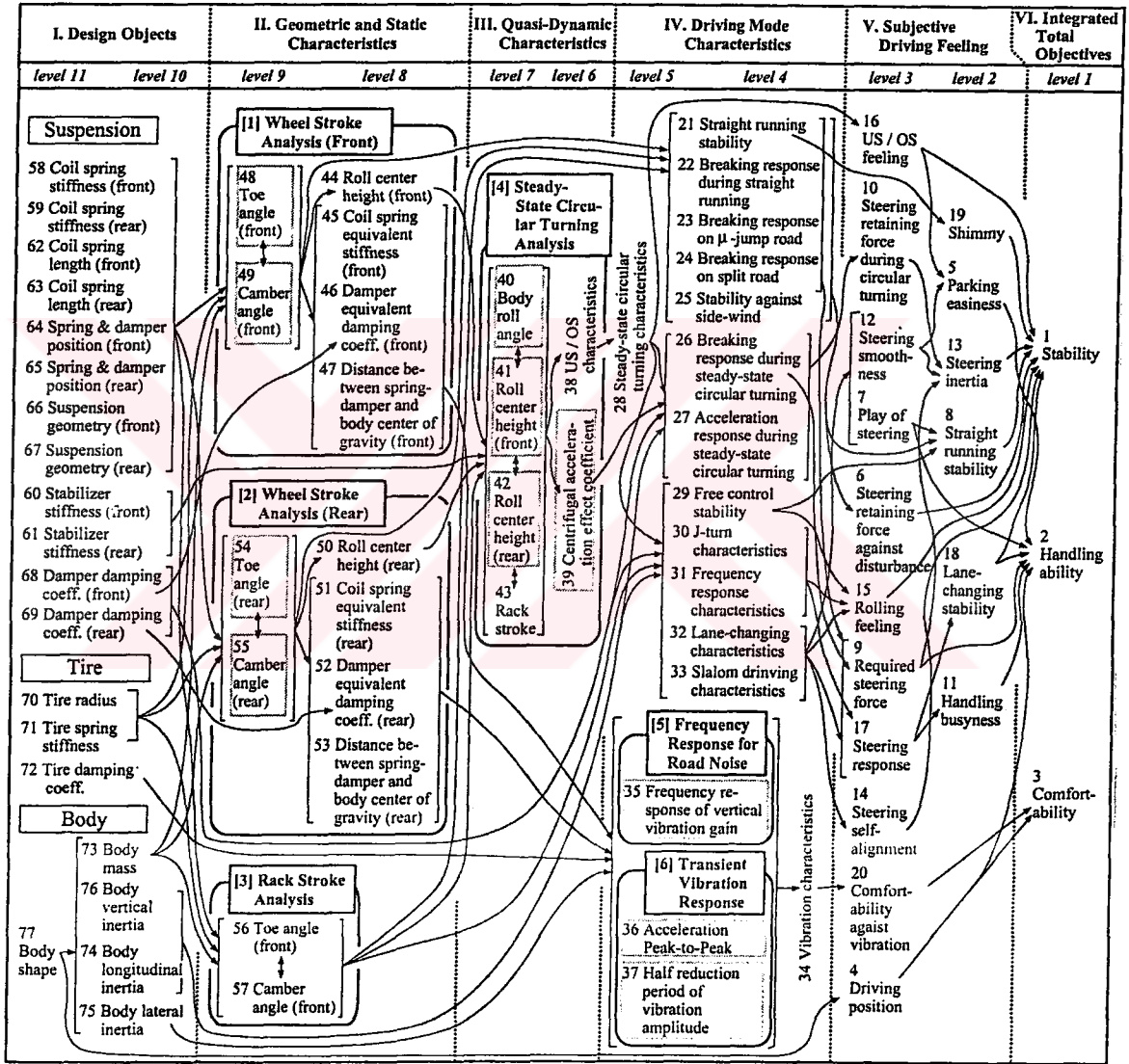
Yol araçları tasarlanırken genellikle yol tutuş, seyir karakteristikleri, biniş konforu, gibi etkenler göz önünde tutularak, şasi sistemlerinin tüm parametreleri ayarlanmaya çalışılır. Bu durum, tasarım çalışmalarında karmaşık modellerin kullanılmasını gerektirir. Süspansiyon sistemlerinin bir çok fonksiyona sahip olması nedeniyle tasarım mühendisleri, süspansiyon sisteminin tasarımı esnasında, birinci bölümde de belirtildiği gibi biniş konforu ve seyir performansı gibi birbirleri ile zıt ihtiyaçlar gerektiren kriterlerin hepsini aynı anda karşılayamazlar. Bu gibi zıt ihtiyaçlar söz konusu olduğunda bir optimizasyon çalışmasının yapılması yararlı olacaktır. Süspansiyon sistemlerinin tasarımı, araç üzerinde, biniş konforu, yol tutuş özellikleri, seyir emniyeti ve kapladığı hacim açısından çok önemli bir rol oynamaktadır. Bu nedenle sistemin geometrisi, yay, damper, lastik takoz gibi sistem elemanlarının karakteristikleri gibi tasarım değişkenlerinin belirlenmesi ve arzu edilen en iyi çözüme ulaşılabilmesi başka bir deyişle optimum tasarımın elde edilmesi, süspansiyon tasarımının bel kemiğini oluşturur [2,10].

4.1. Tasarım İçeriği

Her hangi bir mekanizmada istenilen kriterlerin karşılanması için sistem içerisinde belirlenen değişkenlerin bu kritere etkileri tespit edilir. Bu kriterlere amaç fonksiyonları yada performans kriterleri denilmektedir. Süspansiyon sistemleri ele alındığında arzu edilen, biniş konforu, seyir emniyeti gibi amaçlara ulaşabilmek için süspansiyon sisteminin geometrisi ile birlikte sistem içerisinde bulunan yay ve

sönümlleme elemanlarının karakteristikleri belirlenmelidir. Olası performans kriterleri ve bu kriterlere etki eden 77 tasarım değişkeni hiyerarşik bir şekilde kategorilere ayrılarak Şekil 4.1’de verilmiştir [11].

HIERARCHICAL LEVELS



Şekil 4.1 Performans kriterleri ve tasarım değişkenleri [11]

Şekil 4.1’de

I. Tasarım değişkenleri

Süspansiyon sistemini oluşturan elemanların, yay katılığı, kolların uzunlukları, kütle ve atalet moment değerleri gibi karakteristik özellikler,

II. Geometrik özellikler

Kinematik ve statik hesaplardan elde edilen, tekerlek açıları ve yalpa merkezi gibi veriler,

III. Dinamik karakteristikler

Dinamik analizlerden elde edilen değerler,

IV. Seyir karakteristikleri

Çeşitli koşullar altında gerçekleştirilen simülasyonlardan çıkarılan fiziksel hesaplamalar,

V. Kişisel sürüş hissi

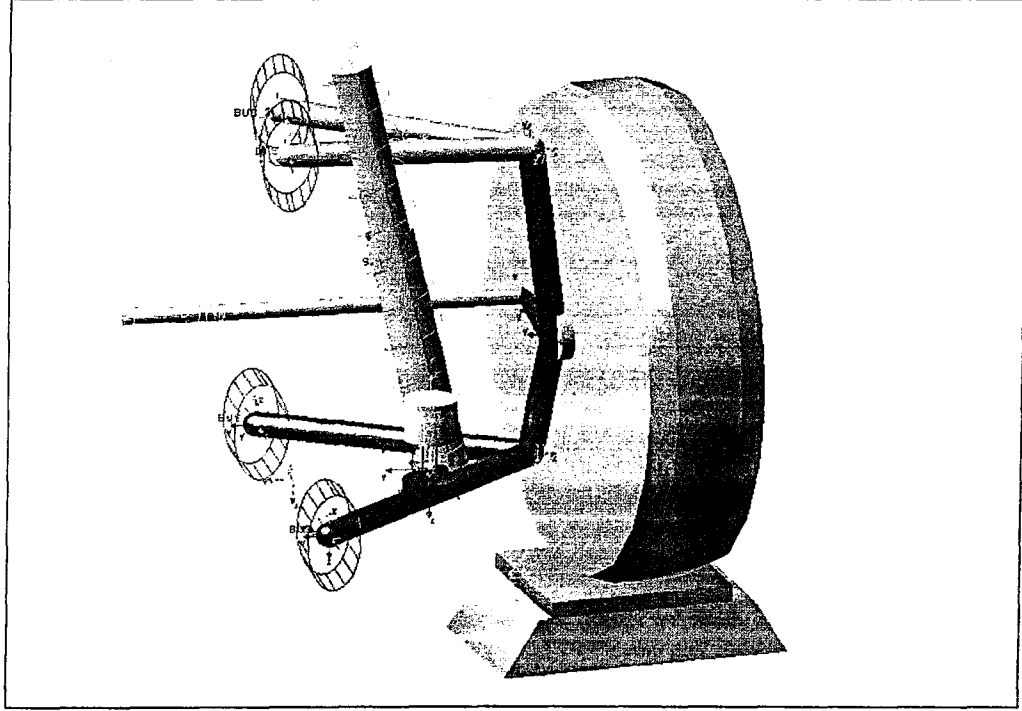
Özel fiziksel karakteristikler ve kişisel hislere dayalı ölçüler,

VI. Toplam performans kriterleri

Performans kriterleri ve öznel ölçütler olarak kategorize edilmiştir.

Bu kategorilerden II ve IV matematiksel olarak ifade edilebilirler. III ve IV. kategorideki bazı parametrelerin elde edilmesi için karmaşık simülasyonlar gereklidir. Diğer bir yandan V ve VI. kategoriler, insan odaklı hassasiyet ölçüleridir ve matematiksel olarak ifade edilmeye uygun değildirler [11].

Bu tablonun sonucu olarak tüm bu parametreler istenilen hedeflere ulaşabilmek amacıyla matematiksel optimizasyonun gerekliliği açığa çıkmaktadır. Bu tezde tasarım ve optimizasyon uygulamaları için Çift Lades Kemliği ön süspansiyon sistemi kullanılmıştır (Şekil 4.2).



Şekil 4.2 Çift Lades Kemiği ön süspansiyon sistemi

Şekil 4.1 deki hiyerarşik parametrelerin elde edilebilmesi için bir takım simülasyon ve analizlerin yapılması gerekmektedir. Bu analizler sırayla;

- Ön süspansiyon tekerlek strok analizi
- Arka süspansiyon tekerlek strok analizi
- Direksiyon bağlantı çubuğu strok analizi
- Şerit değiştirme veya sabit yarıçaplı dönüş analizi
- Yol gürültüsüne karşı tüm aracın frekans cevabı analizi
- Tekerleğin bir engel üzerinden geçmesi durumunda geçici titreşim analizleridir.

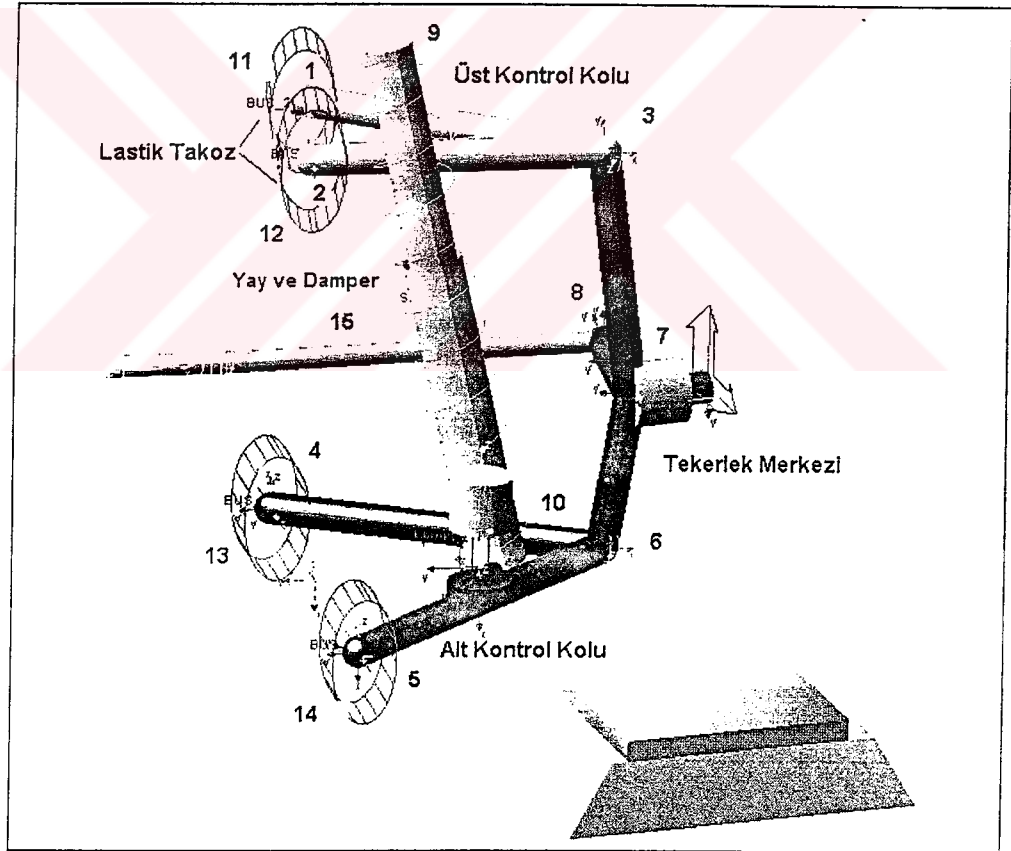
Bu tez çalışmasında yalnızca ön süspansiyon sistemi incelendiğinden yukarıda yazılı analizlerden ön süspansiyon sistemi tekerlek strok ve şerit değiştirme analizleri yapılmıştır.

Aracın titreşim analizleri yapılırken, titreşim modeli olarak, yay ve damperlerden oluşan basit araç modelleri kullanılabilir.

İ.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
EĞİTİM ARAŞTIRMA VE YATIRIM BAKANLIĞI

Sonuç olarak yukarıdaki altı analiz, taşıtın kararlılık, seyir emniyeti ve biniş konforu ile ilgili tasarım optimizasyonu için yeterli tüm analizleri içerir. Böylece süspansiyon sisteminin optimizasyonu için kullanılacak kısıtlamalar ve amaç fonksiyonları yukarıdaki simülasyonlardan yola çıkılarak hesaplanabilir. Bu nedenle optimizasyon hesaplamaları için uygun olan tasarım değişkenleri seçilmelidir.

Çift Lades Kemiği süspansiyon sisteminde, herhangi bir tasarım optimizasyonu yöntemi uygulanırken, bu iş için gerekli tasarım değişkenleri sistem geometrisi, sistem içerisinde bulunan yay ve sönümleme elemanlarının karakteristikleri gibi süspansiyon sisteminin fonksiyonları ile ilgili etkenler göz önüne alınmalıdır (Şekil 4.3).



Şekil 4.3 Çift Lades Kemiği ön süspansiyon sistemi ve dizayn değişkenleri

Tasarım değişkenleri arasında sistem içerisinde bulunan bağlantı çubuklarının geometrilerinin belirlenmesinde bir çok seçenek vardır. Bu bağlantı çubuklarının geometrileri ve bağlantı elemanlarının pozisyonlarını bağımsız olarak tasarlayabiliriz. Fakat bu şekilde bir tasarım sonucunda süspansiyon sisteminin, birbirinden bağımsız elemanlar tarafından temsil edilmesi ve optimizasyon hesaplamaları için gerekli tekerlek pozisyon ve açıların elde edilmesi imkansızdır. Bu durumdan kaçınmak için, elemanlar arasındaki ilişkiler tümüyle modellenmeli ve tekerlek açıları ve pozisyonu statik durumda bir sabit olarak verilmelidir [11].

4.2. Tasarım Değişkenlerinin Belirlenmesi

şekil 4.3’de ift Lades Kemiği süspansiyon sisteminin optimizasyonu için gerekli tasarım değişkenlerinin ait olduğu noktalar ve yay, lastik takoz ve damper gibi karakteristik elemanlar numaralandırılmıştır. Bu numaralardan birden 10’a kadar olan numaralar süspansiyon sisteminin geometrisini belirleyen bağlantı noktalarını, 10’dan 15’e kadar olan numaralar ise yay, damper ve lastik takoz gibi sistemin karakteristik elemanlarını göstermektedir. Bu noktalardan yola çıkılarak, süspansiyon sisteminin optimizasyonu için gerekli tasarım değişkenleri tablo 4.1’de verilmiştir. Çift Lades Kemiği süspansiyon sisteminde performans kriterlerinin optimizasyonunda kullanılabilecek toplam 57 adet tasarım değişkeni tanımlanmıştır. Aracın biniş konforunu iyileştirmek amacıyla bu 57 tasarım değişkeninin tamamı kullanılabilir. Yalnızca seyir dinamiği üzerinde durulduğunda süspansiyon sisteminin geometrisi ağırlık kazanmaktadır. Bu nedenle yapılacak simülasyonlarda optimum sonucun elde edilebilmesi için süspansiyon sisteminin geometrisini belirleyen tasarım değişkenlerinin performans kriterleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Tablo 4.1 Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemine ait tasarım değişkenleri

Tasarım Değişkenleri	Açıklama	Toplam
Bağlantı noktalarının konumu	Her bir nokta için x, y ve z koordinatları (3 adet), Nokta sayısı: 10	10x3=30
Yay ve damper elemanı	Yay katılığı ve çalışma stroğu (2 adet), damper sönüm katsayısı (1 adet)	3
Lastik takoz	Her bir lastik takoz için doğrusal katılık (3 adet), dönel katılık (3 adet), Lastik takoz sayısı : 4	4x6=24

4.3. Amaç Fonksiyonları (Performans Kriterleri)

Süspansiyon sisteminin, seyir emniyeti, sürüş ve biniş konforu gibi isteklerin sağlanabilmesi açısından, tekerlek açıları, yalpa ve kafa vurma merkezleri ve bunların yerden yüksekliği, yalpa açıları ve taşıt titreşimleri gibi sistem performansını etkileyen bir takım faktörlerin belirli sınırlar arasında kalması sağlanmalıdır. Bu nedenle;

- 1 Tekerleğin düşey hareketleri esnasında toe ve kamber açılarındaki değişimin sifıra yakın olması gerekmektedir. Bu değerler tekerlek strok analizi ve simülasyonu ile elde edilebilir. Tez kapsamında bu kriter kullanılmıştır.
- 2 Yalpa merkezi yüksekliği, araç karakteri ve piyasa istekleri doğrultusunda önceden belirlenmiş değerlere yakın olmalıdır. Yalpa merkezleri ve yerden yükseklikleri, sabit yarıçaplı dönüş simülasyonu ve şerit değiştirme analizi yardımı ile elde edilir. Tez kapsamında yapılan optimizasyon çalışmalarında yalpa merkezinin statik durumda yerden yüksekliği tasarım sınırlaması olarak seçilmiştir.
- 3 Aracın yalpa açısı, sabit yarıçaplı dönüş manevrası sırasında ve merkez kaç etkisi dolayısıyla ortaya çıkan yanıl ivmenin yer çekimi ivmesinin yarısı

kadar olduğu durumda (0.5.g), 3 dereceyi geçmemelidir. Yaptığımız optimizasyon çalışmalarında bu kriterlerler sağlanmışır.

- 4 Merkezkaç etkisi nedeniyle meydana gelen yanal ivmelenmeler yine hem piyasa istekleri, hem de araç karakteristikleri tarafından belirlenen sınırlar arasında kalmalıdır. Bu değerler dairesel dönüş simülasyonları ile elde edilebilirler.
- 5 Yol pürüzlülüğüne bağılı olarak araçta meydana gelen titreşimlerin standartlarla belirlenen konfor sınırları arasında kalması gereklidir.
- 6 Tekerleğin bir tümsek üzerinden geçmesi durumunda taşıtta meydana gelen geçici ani titreşim büyüklüklerinin %50'ye varan oranlarda küçültülmesi olarak sıralanabilir [11].

4.4. Kısıtlamalar

Amaçların gerçekleştirilmesi sırasında bir takım kısıtlamaların göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Ön ve arka süspansiyon sistemleri kendilerine ayrılan yuvalar içerisinde hareket etmek durumundadırlar. Bu nedenle tüm bağlantı noktalarının alt ve üst sınırları vardır ve tipleri bu sınırlar tarafından belirlenir.

Amaç fonksiyonları arasında gösterilmemiş fakat performansa etki eden kısıtlamalar ise sırasıyla aşağıda belirlenmiştir.

1. Süpürme yarıçapı ve statik durumdaki toe açısı kabul edilebilir sınırlar arasında olmalıdır. Tez kapsamında yapılan ikinci optimizasyonda süpürme yarıçapı tasarım sınırlaması olarak seçilmiştir.
2. Kaster ve kamber açıları statik durumda önceki bölümlerde belirttiğimiz sınırlar arasında kalmalıdır.
3. Aracın az dönerliği veya aşırı dönerliğini etkileyen parametreler yine istenilen sınırlar arasında kalacak şekilde olmalıdır. Toe ve kamber açıları aracın

dönebilirlik kabiliyetini etkilediğinden yine bu kriterde yaptığımız optimizasyon çalışmaları içerisinde yer almıştır.

4. Dönme manevraları esnasında araç belirli bir merkez kaç kuvveti ve sabit hızlarda dengesinin koruyacak şekilde tasarım sınırları arasında olmak durumundadır [11].



5. ADAMS İLE SÜSPANSİYON SİSTEMİ TASARIMI

5.1. ADAMS (Automatic Dynamic Analizis of Mechanical Systems)

ADAMS, bilgisayar ortamında, gerçek prototipine yakın bir şekilde mekanik sistemlerin modellenmesine, oluşturulan bu modeller üzerinde çeşitli simülasyon ve deneylerin yapılmasına ve bu deneyler sonucunda, oluşturulan sistemin optimizasyonuna olanak veren bir dinamik analiz programıdır. İçerdiği çeşitli modüller nedeniyle bir çok sektörde kullanılmaktadır. Bunların dışında ADAMS programı içerisinde, özel amaçlar için Fortran kodları ve ADAMS komut dosyaları yazılarak işletilebilmektedir.

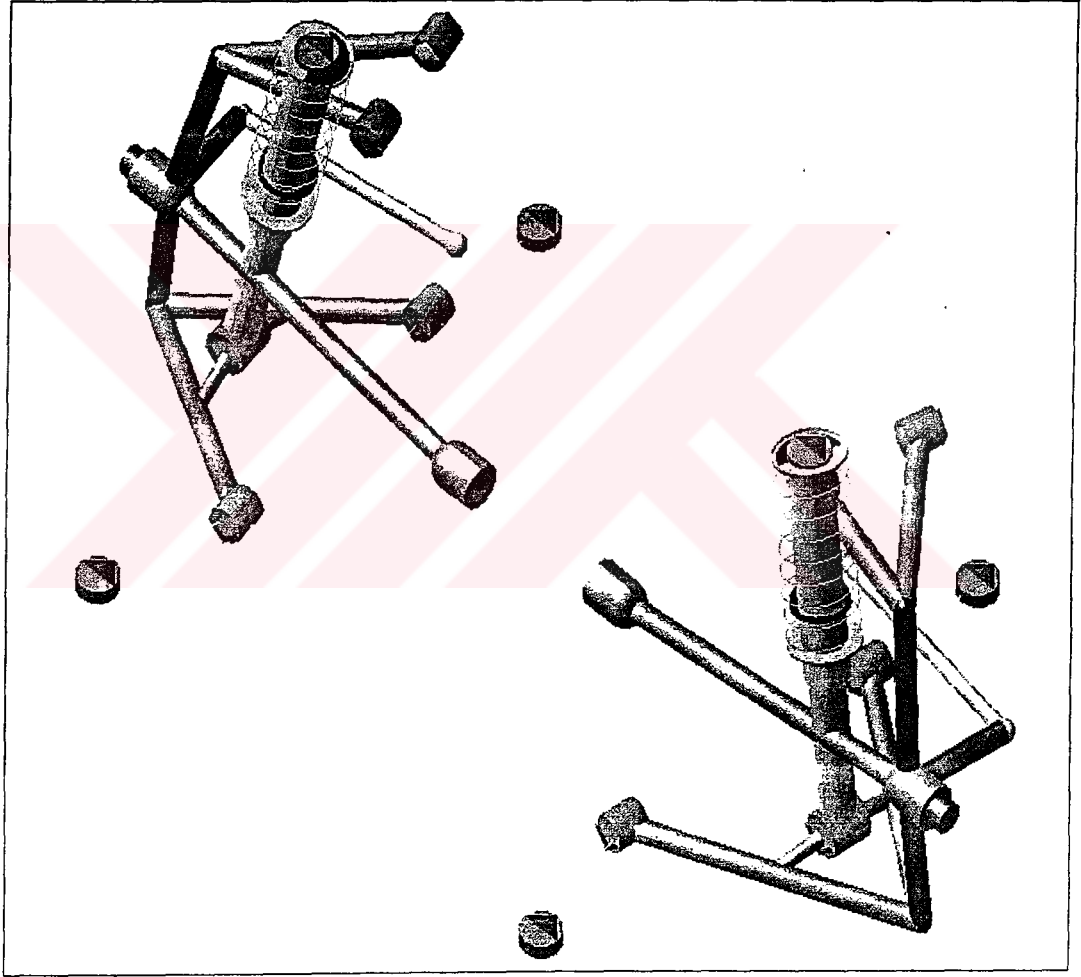
ADAMS gibi programlar yardımıyla, üretimde, gerçek bir prototip oluşturmadan, bilgisayar ortamında oluşturulan sanal prototiplerin denenmesi ile büyük zaman kazançları sağlanabilmektedir. Programın çekirdeğini, mekanik sistemlerin modellenmesi ve simülasyonunda kullanılan ADAMS/View ve sistemin dinamik ve kinematik hesaplarını yapan ADAMS/Solver oluşturmaktadır. Bu iki program alt birimi mekanik sistemlerin modellenmesi ve simülasyonu için yeterli olmaktadır.

5.2. ADAMS/View ile Süspansiyon Sisteminin Oluşturulması

5.2.1 Sistemde Bulunan Bağlantı Noktaları

Süspansiyon sisteminin tasarımına başlayabilmek için ilk olarak sistemde bulunan parçaların birbirlerine bağlandığı noktaların (katı noktalar) belirlenmesi gerekmektedir. ADAMS/View içerisinde bu noktalar point, ADAMS/Car içerisinde ise hardpoint olarak adlandırılmıştır. Katı noktalar aynı zamanda tüm sistemin geometrisini de belirlediklerinden, çoğunlukla sistemin geometrisinin optimizasyonu

sırasında kullanılmaktadırlar. Sistemde kullanılan katı noktalar, sistem elemanlarının birbirlerine göre hareketlerini belirleyen bağlantı elemanlarının pozisyonlarının belirlenmesi ve yerleştirilmesinde de kullanılmaktadır. Süspansiyon sisteminde kullandığımız noktaların koordinatları, ADAMS'ın bir modülü olan ve otomotiv sektöründe kullanılmak üzere tasarlanmış ADAMS/Car içerisinde bulunan, Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemi şablonlarından yararlanılarak oluşturulmuştur (Şekil 5.1).

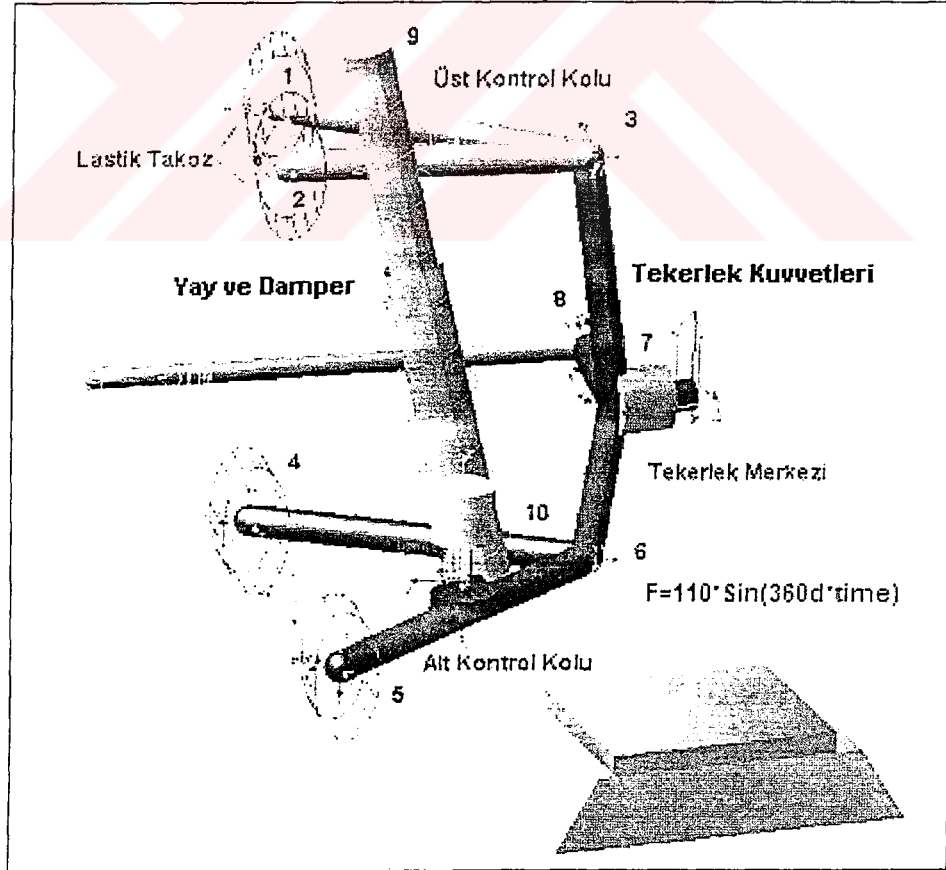


Şekil 5.1 ADAMS/Car modülünde bulunan Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemi şablonu

Çift Lades Kemiği süspansiyon sisteminde, alt kontrol kolu, üst kontrol kolu, direksiyon sistemi, damper ve yay gibi elemanları birbirlerine bağlayan 10 adet katı nokta bulunmaktadır. Sistemde kullanılan bu noktalar ve noktalara ait x, y, z koordinatları şekil 5.2 ve tablo 5.1'de görülmektedir.

Tablo 5.1 Süspansiyon sisteminde kullanılan noktalar ve koordinatları

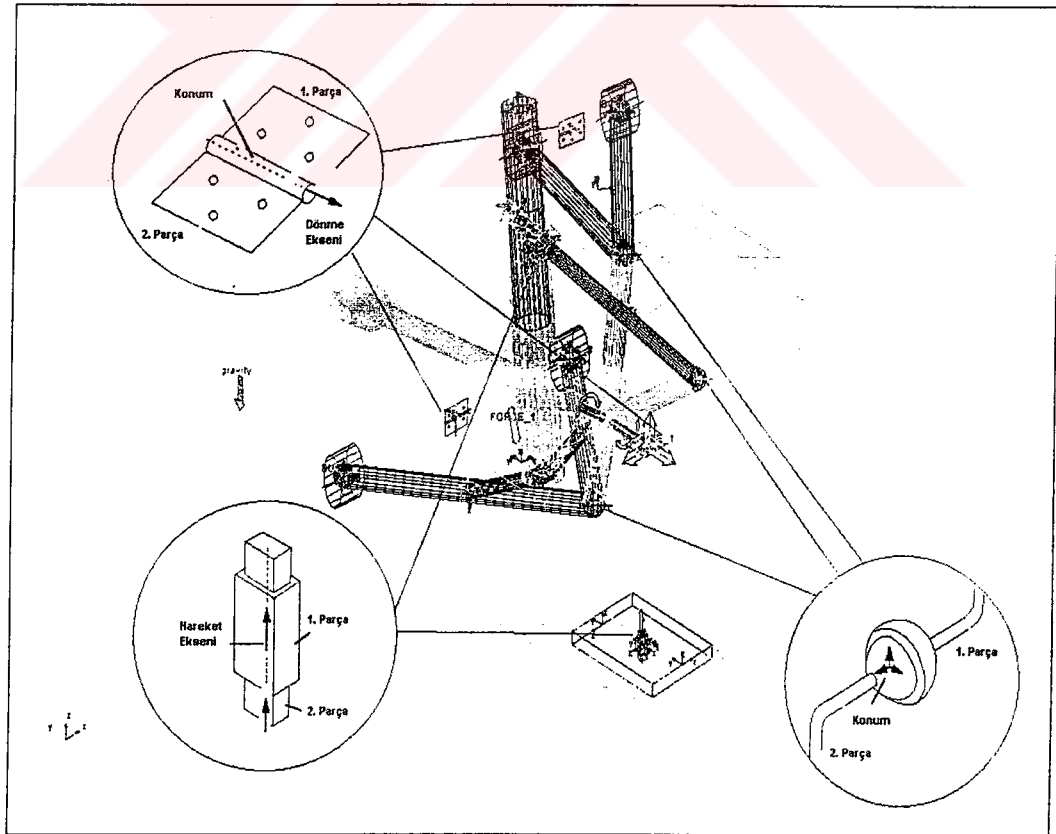
No	Katı Nokta Adı	x (mm)	y (mm)	z (mm)
1	uca_rear	250	-490	530
2	uca_front	100	-450	525
3	uca_outer	40	-710	525
4	lca_rear	200	-450	155
5	lca_front	-200	-400	150
6	lca_outer	0	-700	155
7	wheel_center	0	-800	300
8	tierod_outer	150	-750	300
9	top_mount	40	-500	650
10	lwr_strut_mount	0	-600	150



Şekil 5.2 Süspansiyon sisteminde kullanılan katı noktaların geometrik yerleri

5.2.2 Bağlantı Elemanları

Sistemde kullanılan alt kontrol kolu, üst kontrol kolu, damper ve yay gibi elemanların birbirleriyle bağlantılarını sağlamak için çeşitli tiplerde dokuz adet bağlantı elemanı kullanılmıştır. ADAMS/View'de bu bağlantı elemanları aynı zamanda sistem içerisinde bulunan hareketli parçalara, özel hareket ve kuvvetlerin uygulanmasında da kullanılmaktadır. Bağlantı elemanları bir yandan parçaları bir birlerine bağlarken diğer yandan da bu parçaların birbirlerine göre hareketlerini sınırlandırmaktadır. Süspansiyon sisteminde bulunan bağlantı elemanları ve bulundukları yerler şekil 5.3'de verilmiştir. Alt ve üst kontrol kolları ile gövde ve tekerlek taşıyıcı sistemi ile tekerlek arasında, parçaların doğrusal hareketlerini sınırlayan ve sadece bir eksen etrafında dönmeye izin veren döneel bağlantı elemanı (revolute joint) kullanılırken, damper, alt kontrol kolu ve tekerlek taşıyıcı sistemi ile gövde arasında ise parçaların tüm eksenler etrafında dönmesine izin veren küresel bağlantı elemanları (spherical joint) kullanılmıştır.



Şekil 5.3 Süspansiyon sisteminde kullanılan bağlantı elemanları

5.3. Performans Kriterleri

Araçların virajları yüksek hızlarda alması durumunda ortaya çıkan yanal kuvvetler seyir emniyeti açısından istenmeyen sonuçlar doğurabilir. Bu yanal kuvvetler büyük bir oranda tekerlek açıları ve diyagonal hareket açılarına bağlı olarak ortaya çıkar. Yanal kuvvetler dolayısıyla, araçların, yüksek hızlarda virajları alması durumunda az döner (understeer) karakterde olması için ön tekerleklerin toe-in açısına sahip olması gerekir. Bununla beraber toe açısındaki değişimler çok küçük değerlerde olmalıdır. Aracın gövdesi referans alındığında, virajlarda süspansiyon sistemi gövdeye göre düşey yer değiştirme hareketi yapmaktadır. Toe açısındaki değişimler tekerlek strok analiz yardımı ile hesaplanabilir. Bununla beraber kamber açısındaki artışlar tekerlek temas alanını azalttığından dolayı bu açıdaki değişikliklerde makul seviyede olmalı ve hesaplarda dikkate alınmalıdır [1,8].

Çift Lades Kemigi süspansiyon sisteminde, sistemin karakteristiklerini belirleyen faktörlerden biri de alt ve üst kontrol kolları arasındaki açıdır. Bu açı sistemin yalpa merkezini belirlemektedir [7].

Bu tez kapsamında yapılan simülasyonlarda ön süspansiyon sistemi tekerlek strok analizi yapılarak, sistem içerisinde bulunan katı noktaların koordinatları tasarım değişkenleri olarak belirlenmiş ve bu koordinatlar optimize edilerek, toe ve kamber açılarındaki değişimlerin minimum değerlerde olması amaçlanmıştır. Alt ve üst kontrol kolları arasındaki açıdaki değişim, kolların ani dönme merkezinin daima araç simetri eksenini yönünde ve yalpa merkezinin statik durumda yer düzlemi üzerinde olması amacıyla yalpa sınırlaması olarak kullanılmıştır.

5.4. Simülasyon Verileri

Süspansiyon sisteminde, tekerlek strok analizi için altı adet katı nokta ve toplam 18 adet olmak üzere bu katı noktalara ait koordinatlar tasarım değişkeni olarak seçilmiştir. Tasarım değişkenlerinin başlangıç değerlerinden $\pm 20\%$ oranında beş aşamada değiştirilerek, her bir tasarım değişkeninin performans kriterlerine etkisi hassasiyet analizi yardımıyla araştırılmıştır. Tasarım kriterlerinden sıfır değerine

sahip olanlar simülasyon sırasında -30 mm ile +30 mm değerleri arasında değiştirilerek hassasiyet analizleri yapılmıştır. Hassasiyet analizi için seçilen altı adet katı noktaya ait koordinatlar tablo 5.2’de verilmiştir.

Tablo 5.2 Katı nokta koordinatları

No	Katı Nokta Adı	x (mm)	y (mm)	z (mm)
1	lca_front	-200	-400	150
2	lca_outer	0	-700	155
3	lca_rear	200	-450	155
4	uca_front	100	-450	525
5	uca_outer	40	-710	525
6	uca_rear	250	-490	530

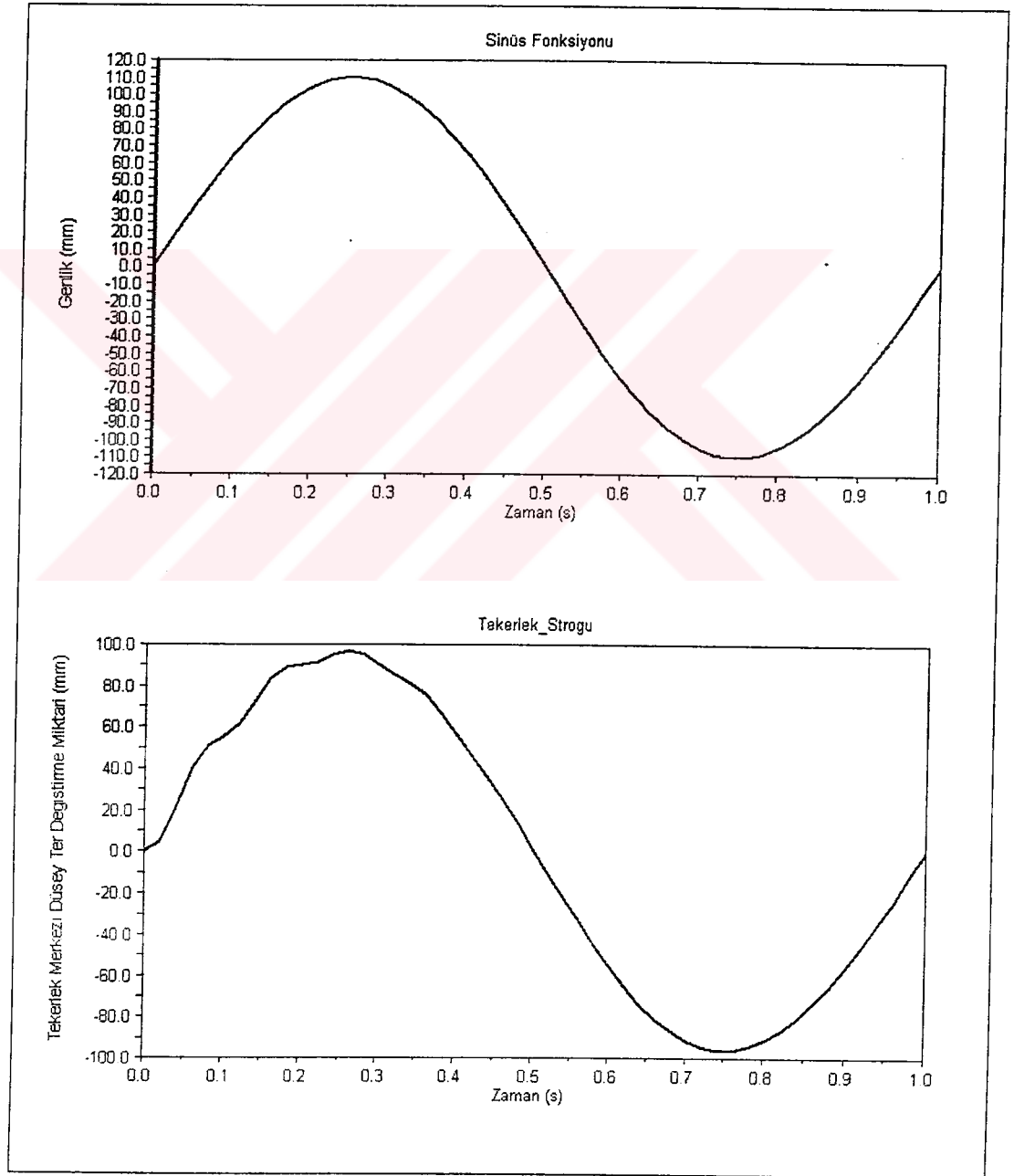
Hassasiyet analizi sırasında toplam 18 adet simülasyon sonucunda tasarım değişkenlerinin değişimine karşılık ortaya çıkan toe ve kamber açılarındaki değişim miktarları, bu değerlere ait minimum ve maksimum noktalar ile deneylerde kaydedilen veriler ve grafikler sırasıyla takip eden alt bölümlerde verilmiştir [13].

5.5. Sistemin Simülasyonu

Tekerleğe, sistemin ağırlık kuvvetlerinden başka, aracın tek bir tekerleğinin bir çukurdan veya tümsek üzerinden geçmesi durumunda oluşacak, tekerlek temas merkezinden etkiyen yol kuvvetleri genliği ± 110 mm değerleri arasında değişen sinüs fonksiyonu olarak uygulanmıştır. Tekerlek temas merkezinden uygulanan ± 110 mm genlikli sinüs fonksiyonu neticesinde tekerlek merkezinin yer düzlemine göre yaklaşık ± 100 mm hareket etmesi sağlanarak toe ve kamber açılarında ki değişim miktarları araştırılmıştır (Şekil 5.4). Daha önce yapılmış olan süspansiyon sistemi

tekerlek strok analizlerinde tekerlek stroğu ± 80 mm ile ± 100 mm arasında değişiklik göstermektedir [8-10,12,13].

Alt ve üst kontrol kollarının gövdeye bağlanması için gövde ve bu kollar arasında lastik takozlar kullanılmıştır. Sistemde kullanılan dampere ait sönümleme katsayısı 0.46 Ns/mm, yay katsayısı 60 N/mm, tekerlek sönümleme katsayısı 0.525 Ns/mm ve yay katsayısı 175 N/mm olarak seçilmiştir [6,7].



Şekil 5.4 Sinüs fonksiyonu ve tekerlek merkezi yer değiştirme miktarı

5.6. Hassasiyet Analizi

Süspansiyon sisteminde ilk olarak, sistemde var olan sekiz adet noktanın geometrik konumlarının toe ve kamber açılarına etkileri araştırılmıştır. Bu yüzden ADAMS/View içerisinde her bir nokta için üç adet olmak üzere toplam 18 adet tasarım değişkeninin toe ve kamber açılarındaki değişim miktarları açısından hassasiyet analizleri yapılmıştır. Hassasiyet analizi yardımı ile seçtiğimiz tasarım değişkenlerinden hangisinin, istediğimiz kriterler üzerinde ne kadar etki gösterdiği kolayca görülebilmektedir

Hassasiyet analizi yapılırken tasarım fonksiyonu olarak;

$$\Psi = f(\dot{y}, y, a, t) + \int_0^T h(\dot{y}, y, a, t) dt \quad (5.1)$$

Ψ : Skaler tasarım fonksiyonu

f ve h : Sistem durum ve tasarım fonksiyonları

y : (5.5) no'lu denklemin çözümünden elde edilen sistem durumu

$\vec{a}$: Tasarım değişkenleri vektörü

T : Fonksiyonun hesaplandığı zaman aralığı

şeklinde ele alırsak, hassasiyet hesabı, tasarım fonksiyonunun birinci varyasyonu olan;

$$\delta\Psi = D\delta\alpha \quad (5.2)$$

denklemleri kullanılarak hesaplanmaktadır [15].

Burada;

$\delta\Psi$: Tasarım fonksiyonu birinci varyasyonu

δa : Tasarım değişkenleri vektörü değişim miktarı

D : Tasarım fonksiyonu hassasiyet vektörünü temsil etmektedir [15].

İki tip hassasiyet hesap yöntemi vardır.

Sonlu farklar yöntemi;

Sonlu farklar yönteminde verilen zaman aralığında elde edilen tasarım fonksiyonlarının değerleri hesaplandıktan sonra tasarım değişkenlerinden biri değiştirilir. Bu değişim sonrasında tekrar prototip tasarım fonksiyonu değeri hesaplanır. Hassasiyet değeri ilk hesaplanan fonksiyon değeri ile son değer arasındaki fark olarak ifade edilir [15].

Hassasiyet değeri;

$$D_i = \frac{\delta\Psi}{\delta a_i} = \frac{\Psi^i - \Psi^0}{\Delta a_i} \quad (5.3)$$

D_i = Hassasiyet vektörü değeri

Ψ^i = Tasarım fonksiyonu son değeri

Ψ^0 = Başlangıç durumunda tasarım fonksiyonu değeri

Δa_i = Tasarım değişkeni değişim miktarını temsil etmektedir. (5.3) denklemi yardımı ile her bir tasarım değişkeni için hassasiyet değeri ayrı ayrı hesaplanabilmektedir [15].

Analitik yöntem;

Bu yöntemde varyasyon hesabı kullanılmaktadır. Varyasyon hesabında (5.1)'de verilen denklemin birinci varyasyonu;

$$\delta\Psi = \left[\frac{\partial f}{\partial \dot{y}} \delta \dot{y} + \frac{\partial f}{\partial y} \delta y + \frac{\partial f}{\partial a} \delta a \right]_T + \int_0^T \left[\frac{\partial h}{\partial \dot{y}} \delta \dot{y} + \frac{\partial h}{\partial y} \delta y + \frac{\partial h}{\partial a} \delta a \right] dt \quad (5.4)$$

Şeklinde ifade edilmektedir. Burada f ve h fonksiyonlarının kısmi türevleri kullanılmaktadır.

Hassasiyet değerini hesaplayabilmek için (5.4) denklemini (5.2)'deki şekilde ifade etmek gerekir. Eğer (5.4)'teki δy ve $\delta \dot{y}$ değerleri, δa cinsinden ifade edilebilirse (5.2) formunda bir fonksiyon elde edilebilir. Bu iki değer arasında fonksiyonel bir ilişki kurmak için ADAMS'da kullanılan model denklemi kullanılmaktadır. Bu denklem statik sistem durumunu vermektedir.

$$g(\dot{y}, y, a, t) = 0 \quad (5.5)$$

(5.5)'in birinci varyasyonu;

$$\delta g = \frac{\partial g}{\partial \dot{y}} \delta \dot{y} + \frac{\partial g}{\partial y} \delta y + \frac{\partial g}{\partial a} \delta a = 0 \quad (5.6)$$

başlangıç şartları tasarım fonksiyonuna ait olmadığı kabul edilirse;

$$y(0)=y_0 \text{ ve } \delta y = 0$$

olmaktadır. (5.6) da yazılı denklem δy ve $\delta \dot{y}$ değerleri ile δa arasındaki fonksiyonel ilişkiyi göstermektedir. Bu fonksiyonel ilişki iki yöntem ile kullanılmaktadır.

- i. Doğrudan Diferansiyel Alma Yöntemi (Direct Differentiation Method)
- ii. Birleştirilmiş Değişken Yöntemi (Adjoint Variable Method)

Bu metotlar, δy ve $\delta \dot{y}$ değerlerinin δa cinsinden ifade edilmesinde kullanılmaktadır. Bu fonksiyonel ilişki (5.4) denklemi içerisinde kullanılarak hassasiyet vektörü doğrudan D matrisi olarak elde edilebilir [15].

Doğrudan diferansiyel alma yönteminde hassasiyet eşitliklerinin elde edilmesi kolaydır. Fakat tasarım değişkeni sayısı arttıkça hassasiyet denklemlerinin sayısı da artmaktadır. Birleştirilmiş değişken yönteminin en büyük avantajı hassasiyet denklem sayısının tasarım değişkeni sayısına bağlı olmamasıdır. Çok sayıda tasarım değişkeni ile hesap yapılabilir. Ancak bu yöntemin, yapısı gereği her süspansiyon sisteminde uygulanabilmesi mümkün olmamaktadır [10].

Sonlu farklar ve Analitik yöntemleri arasındaki farklar şunlardır;

- Analitik yöntemde daha kesin sonuçlar elde edilmektedir.
- Sonlu farklar yönteminde hesaplamalar için daha fazla zaman gerekir [15].

ADAMS/View içerisinde hassasiyet analizi sonlu farklar yöntemi kullanılarak aşağıda yazılı denklem yardımıyla yapılmaktadır [16].

$$S_i = \frac{1}{2} \left(\frac{O_{i+1} - O_i}{V_{i+1} - V_i} + \frac{O_i - O_{i-1}}{V_i - V_{i-1}} \right) \quad (5.7)$$

O : Performans kriteri değeri

V : Tasarım değişkeni değeri

S : Hassasiyet

i : Deney sırası

ADAMS ilk deneydeki hassasiyet değerini hesaplariken birinci ve ikinci deneylerdeki tasarım değişkeni ve performans kriteri değişimlerini kullanmaktadır. Aradaki hassasiyet değerlerinin hesaplanmasında bir önceki hassasiyet değeri ile bir sonraki hassasiyet değerinin aritmetik ortalamasını almaktadır. Son deneydeki hassasiyet değerinin hesaplanmasında ise ilk değerdeki hesap yöntemini kullanmaktadır.

Hassasiyet analizi sırasında toe ve kamber açıları değişim miktarlarını maksimum yapan tasarım kriterleri ve hassasiyet değerleri araştırılmıştır. Tasarım değişkenleri ve ilk değerleri tablo 5.3’de verilmiştir. Kamber ve toe açılarındaki değişimlerin maksimum miktarlarının elde edilebilmesi için bu açıların mutlak değerleri kullanılmıştır.

Tablo 5.3 Tasarım değişkenleri ve başlangıç değerleri

Tasarım Değişkeni No.	Ait Olduğu Parça Adı	Katı Nokta Adı	Koordinat Eksen	İlk Değer (mm)	Değişim Aralığı
TDS_1	Alt Kontrol Kolu	lca_front	x	-200	±%20
TDS_2			y	-400	±%20
TDS_3			z	150	±%20
TDS_4		lca_outer	x	0	±30 mm
TDS_5			y	-700	±%20
TDS_6			z	155	±%20
TDS_7		lca_rear	x	200	±%20
TDS_8			y	-450	±%20
TDS_9			z	155	±%20
TDS_10	Üst Kontrol Kolu	uca_front	x	100	±%20
TDS_11			y	-450	±%20
TDS_12			z	525	±%20
TDS_13		uca_outer	x	40	±%20
TDS_14			y	-710	±%20
TDS_15			z	525	±%20
TDS_16		uca_rear	x	250	±%20
TDS_17			y	-490	±%20
TDS_18			z	530	±%20

5.7. Hassasiyet Analizi Sonuçlar

Toe açısının TSD_1'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 2.0755 (deney 5)

Minimum değer : 2.00408 (deney 1)

Kamber açısının TSD_1'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

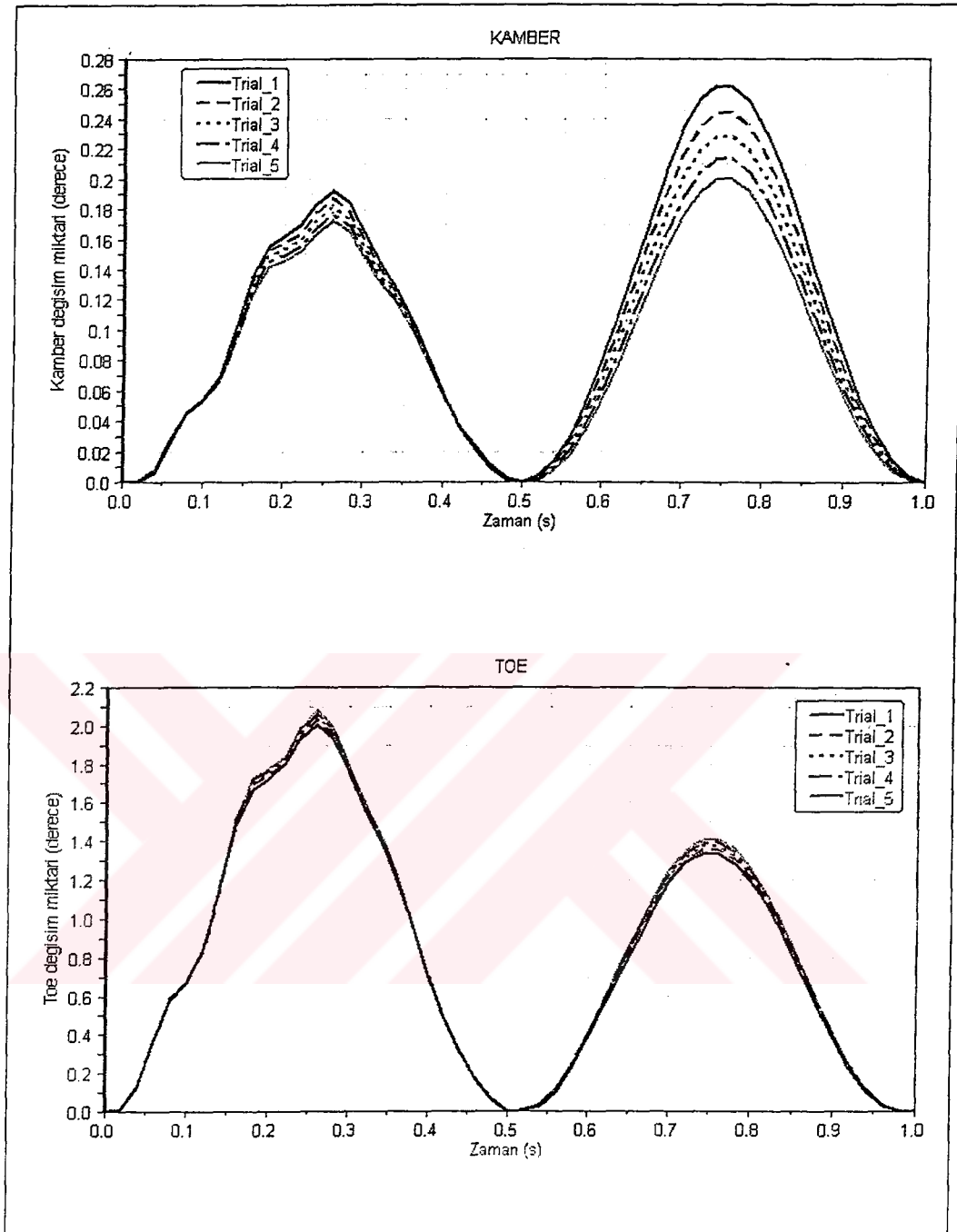
Maksimum değer: 0.262228 (deney 1)

Minimum değer : 0.146365 (deney 5)

TSD_1, lca_front x koordinatının -160 ile -240 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açılarındaki zamana bağlı değişim grafikleri tablo 5.4 ve şekil 5.5'de görülmektedir. Grafiklerde düşey eksen açı değişim miktarlarını derece cinsinden gösterirken yatay eksen saniye cinsinden zaman eksenini temsil etmektedir. Hassasiyet tablolarındaki üçüncü satır tasarım değişkeninin başlangıç değeri ile kamber ve toe açılarındaki değişim miktarlarını içermektedir.

Tablo 5.4 Toe ve kamber açılarının TSD_1 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Değişimi (Derece)	Maks. Kamber Değişimi (Derece)	TSD_1 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	2.0041	0.26223	-160.00	-0.0013603	0.00088155
2	2.0313	0.24460	-180.00	-0.0010802	0.00084621
3	2.0473	0.22838	-200.00	-0.00076721	0.00077560
4	2.0620	0.21357	-220.00	-0.00070541	0.00070947
5	2.0755	0.20000	-240.00	-0.00067645	0.00067861



Şekil 5.5 Toe ve kamber açılarının TSD_1 no'lu tasarım değışkeni hassasiyet grafikleri

Alt kontrol kolu gövde ön bağlantı noktasının x koordinatı kamber açısını toe açısına oranla daha fazla etkilemektedir. Buna karşılık toe açısını maksimumunun mutlak değerini minimum yapan ve beşinci deneyde elde edilen değeri kamber açısını maksimum yapmaktadır. Fakat bu tasarım değışkeni toe açısı üzerinde çok fazla etki etmediğinden optimizasyon hesaplamalarında hesaba katılmayacaktır.

Toe açısının TSD_2'nin değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 3.18223 (deney 5)

Minimum değer : 1.29733 (deney 1)

Kamber açısının TSD_2'nin değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

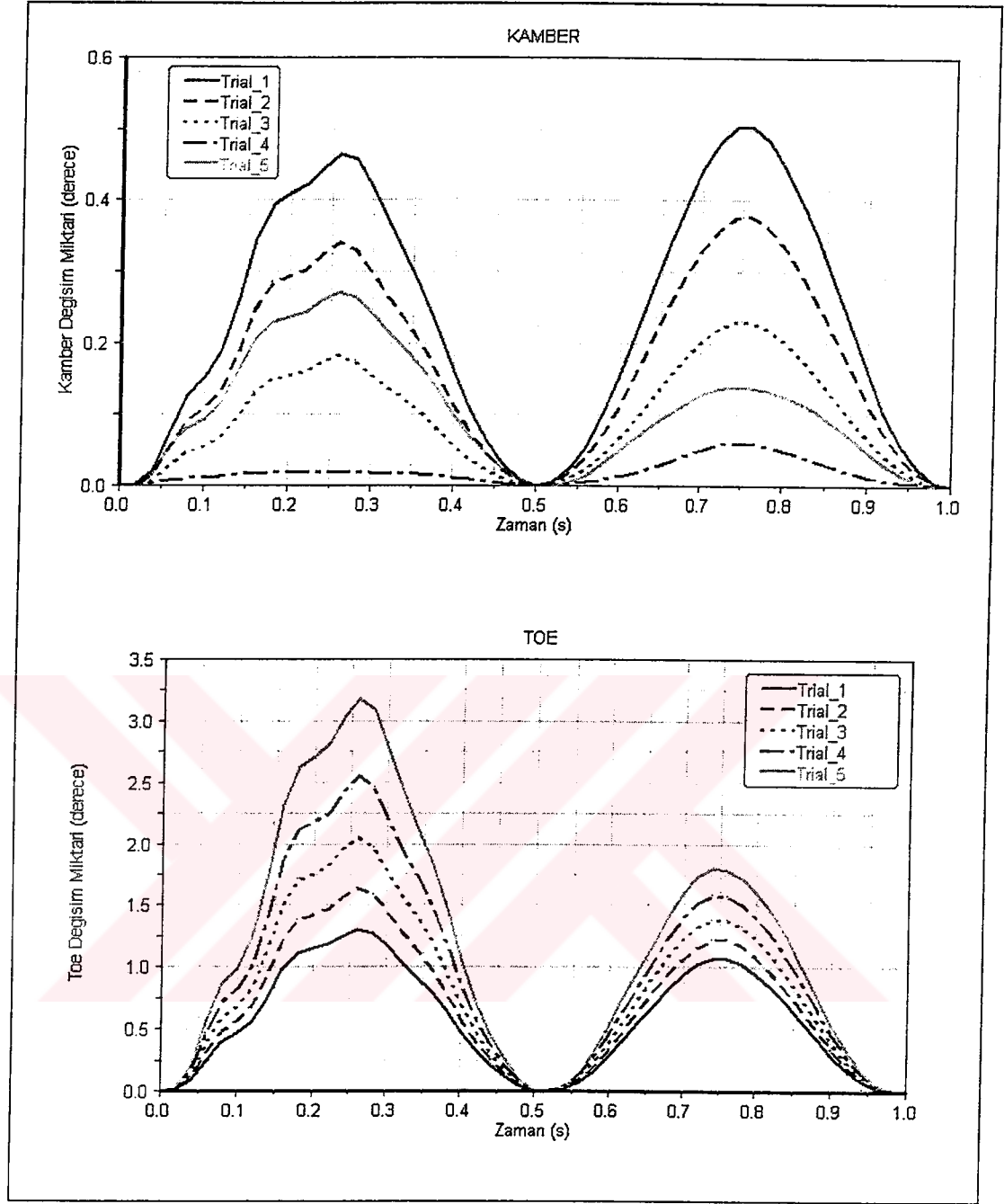
Maksimum değer: 0.502259 (deney 1)

Minimum değer : 0.0599626 (deney 4)

TSD_2, lca_front y koordinatının -320 ile -480 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.5 ve şekil 5.6'da görülmektedir.

Tablo 5.5 Toe ve kamber açılarının TSD_2 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Değişimi (Derece)	Maks. Kamber Değişimi (Derece)	TSD_2 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	1.2973	0.50226	-320.00	-0.0084518	0.0031498
2	1.6354	0.37627	-360.00	-0.0093745	0.0034235
3	2.0473	0.22838	-400.00	-0.011440	0.0039538
4	2.5506	0.059963	-440.00	-0.014187	-0.00053246
5	3.1822	0.27098	-480.00	-0.015791	-0.0052753



Şekil 5.6 Toe ve kamber açılarının TSD_2 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Alt kontrol kolu gövde arka bağlantı noktası y koordinatının değiştirilmesi kamber ve toe açılarında ilk hallerine oranla büyük oranda değişiklikler meydana getirmiştir. Bu nedenle ilk durumdaki hassasiyet değerlerinin mutlak değerleri diğer deneylerde elde edilen değerlerden daha büyüktür. Bunun sebebi alt kontrol kolunun gövdeye göre dönüş açılarının ve kol uzunluğunun değişmesi olarak ifade edilebilir. ADAMS içerisinde tasarım değişkenlerinin hassasiyet değerleri karşılaştırılırken sistemin başlangıç durumunda elde edilen değerler kullanılmaktadır.

Toe açısının TSD_3'ün değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 3.58162 (deney 1)

Minimum değer : 1.76572 (deney 4)

Kamber açısının TSD_3'ün değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

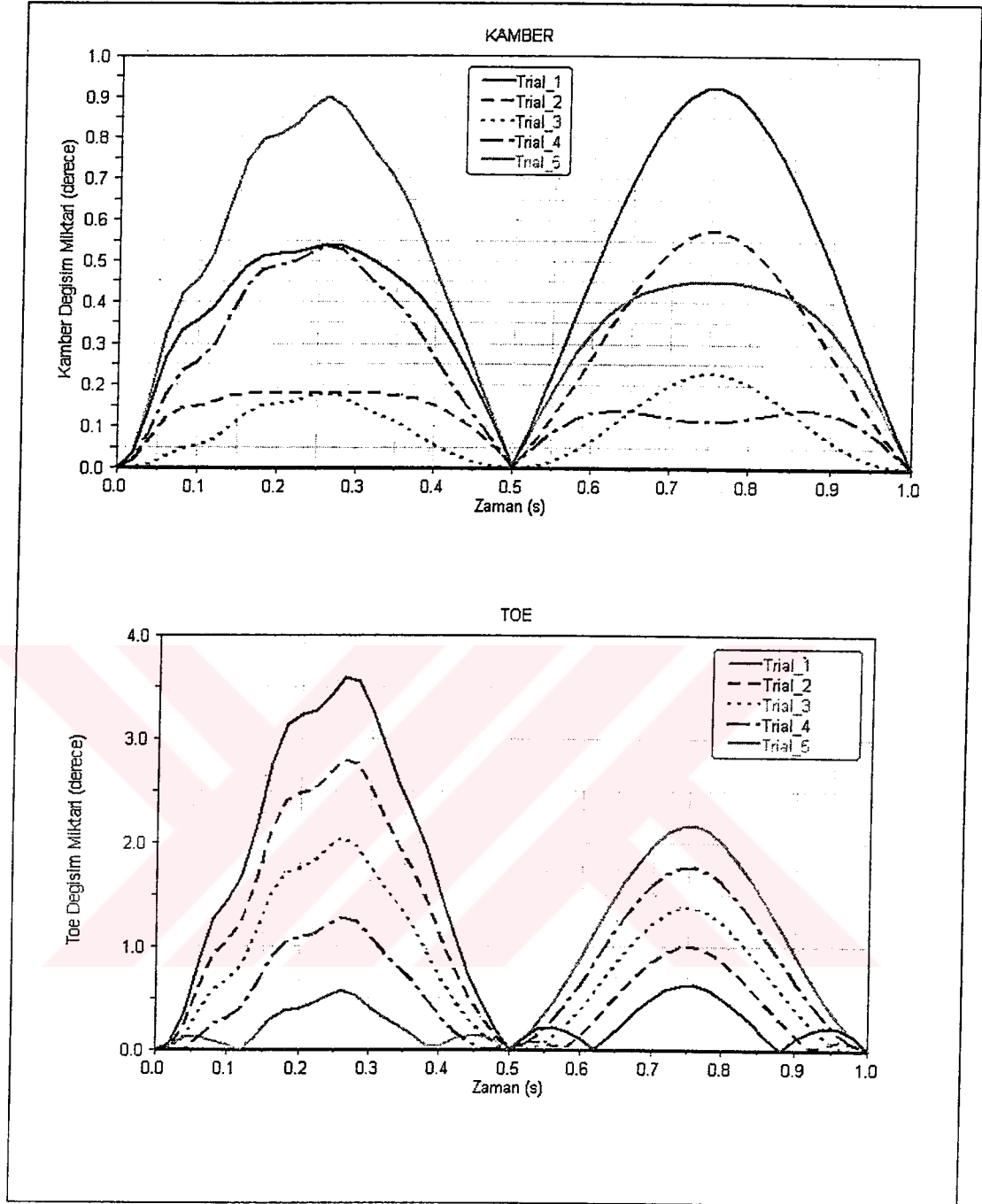
Maksimum değer: 0.920304 (deney 1)

Minimum değer : 0.22838 (deney 3)

TSD_3, lca_front z koordinatının 120 ile 180 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.6 ve şekil 5.7'de görülmektedir.

Tablo 5.6 Toe ve kamber açılarının TSD_3 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Değişimi (Derece)	Maks. Kamber Değişimi (Derece)	TSD_3 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	3.5816	0.92030	120.00	-0.052525	-0.023134
2	2.7937	0.57329	135.00	-0.051145	-0.023064
3	2.0473	0.22838	150.00	-0.034267	-0.0011933
4	1.7657	0.53749	165.00	0.0041168	0.022351
5	2.1708	0.89892	180.00	0.027004	0.024095



Şekil 5.7 Toe ve kamber açılarının TSD_3 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Alt kontrol kolu gövde ön bağlantı noktası z koordinatı toe ve kamber açılarını TSD_2 gibi büyük oranda etkilemektedir. Her iki açıda birinci deneyde diğerlerine göre maksimum değerlere sahiptir.

Toe açısının TSD_4'ün değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 2.35684 (deney 5)

Minimum değer : 1.77537 (deney 1)

Kamber açısının TSD_4'ün değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

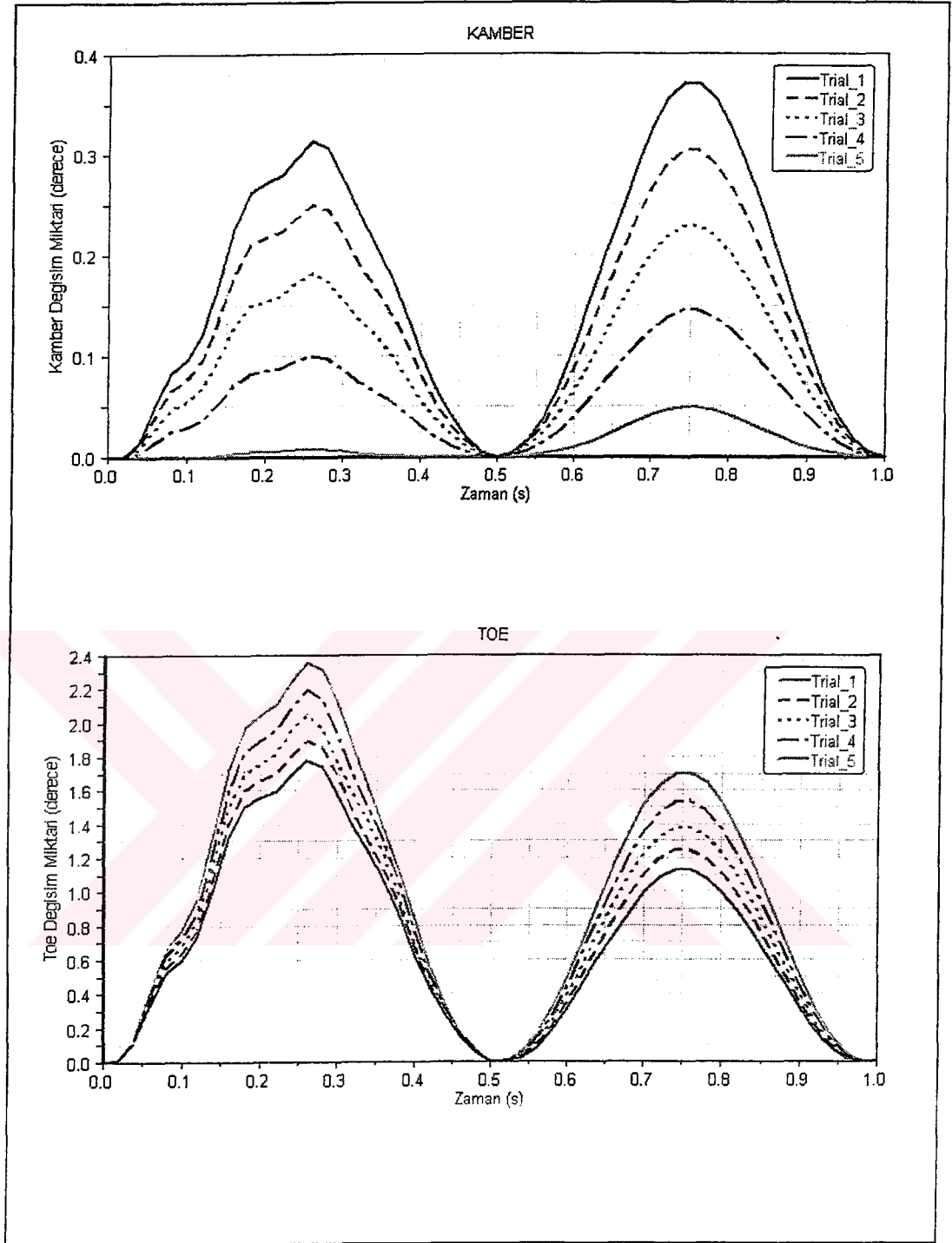
Maksimum değer: 0.371137 (deney 1)

Minimum değer : 0.0486454 (deney 5)

TSD_4, lca_outer x koordinatının -30 mm ile +30 mm değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.7 ve şekil 5.8'de görülmektedir.

Tablo 5.7 Toe ve kamber açılarının TSD_4 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Değişimi (Derece)	Maks. Kamber Değişimi (Derece)	TSD_4 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	1.7754	0.37114	-30.000	0.0077994	-0.0045330
2	1.8924	0.30314	-15.000	0.0090639	-0.0047586
3	2.0473	0.22838	0.00000	0.010099	-0.0052783
4	2.1953	0.14479	15.000	0.010318	-0.0059911
5	2.3568	0.048645	30.000	0.010766	-0.0064097



Şekil 5.8 Toe ve kamber açılarının TSD_4 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Alt kontrol kolunu tekerlek taşıyıcı sistemine bağlayan noktanın x koordinatı kamber açısını toe açısına oranla çok daha fazla etkilemekte ve toe açısının minimum yapan tasarım değişkeni değeri kamber açısının maksimum yapmaktadır. Bu tasarım değişkeni aynı zamanda kaster açısında etkilemektedir.

Toe açısının TSD_5'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 2.73678 (deney 2)

Minimum değer : 0.639158 (deney 5)

Kamber açısının TSD_5'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

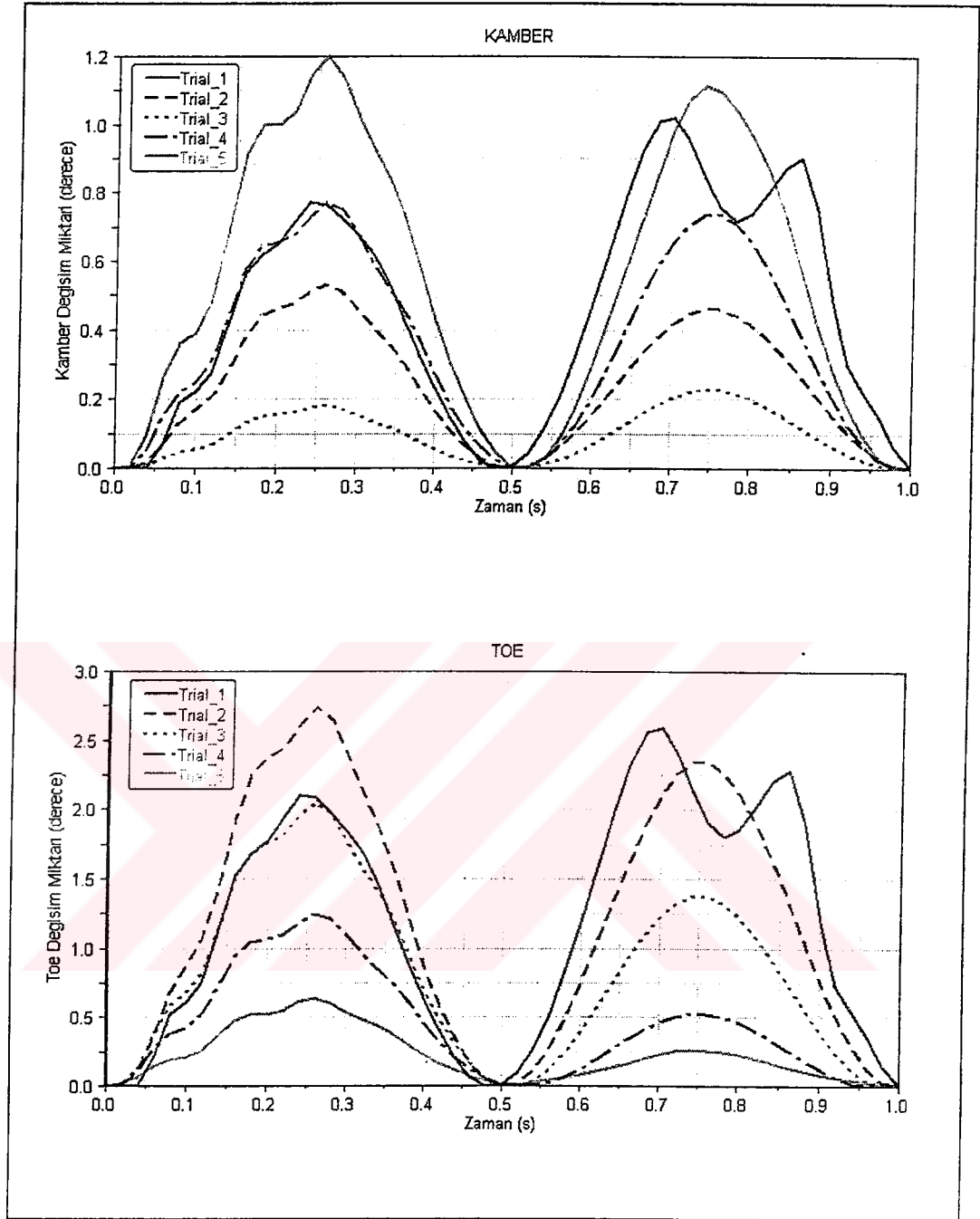
Maksimum değer: 1.1990 (deney 5)

Minimum değer : 0.22838 (deney 3)

TSD_5, lca_outer y koordinatının -560 ile -840 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.8 ve şekil 5.9'da görülmektedir.

Tablo 5.8 Toe ve kamber açılarının TSD_5 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Değişimi (Derece)	Maks. Kamber Değişimi (Derece)	TSD_5 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	2.5852	1.0191	-560.00	-0.0021660	0.0069805
2	2.7368	0.53050	-630.00	0.0038420	0.0056483
3	2.0473	0.22838	-700.00	0.010646	-0.0017138
4	1.2463	0.77043	-770.00	0.010058	-0.0069333
5	0.63916	1.1990	-840.00	0.0086740	-0.0061229



Şekil 5.9 Toe ve kamber açılarının TSD_5 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Alt kontrol kolunu tekerlek taşıyıcı sistemine bağlayan noktanın y koordinatı, alt kontrol kolunun uzunluğu değiştiğinden her iki açıda da büyük değişiklikler meydana getirmektedir. Burada da toe açısını minimum yapan değer kamber açısının maksimum yapmaktadır.

Toe açısının TSD_6'nın değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 5.37226 (deney 5)

Minimum değer : 2.04728 (deney 3)

Kamber açısının TSD_6'nın değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

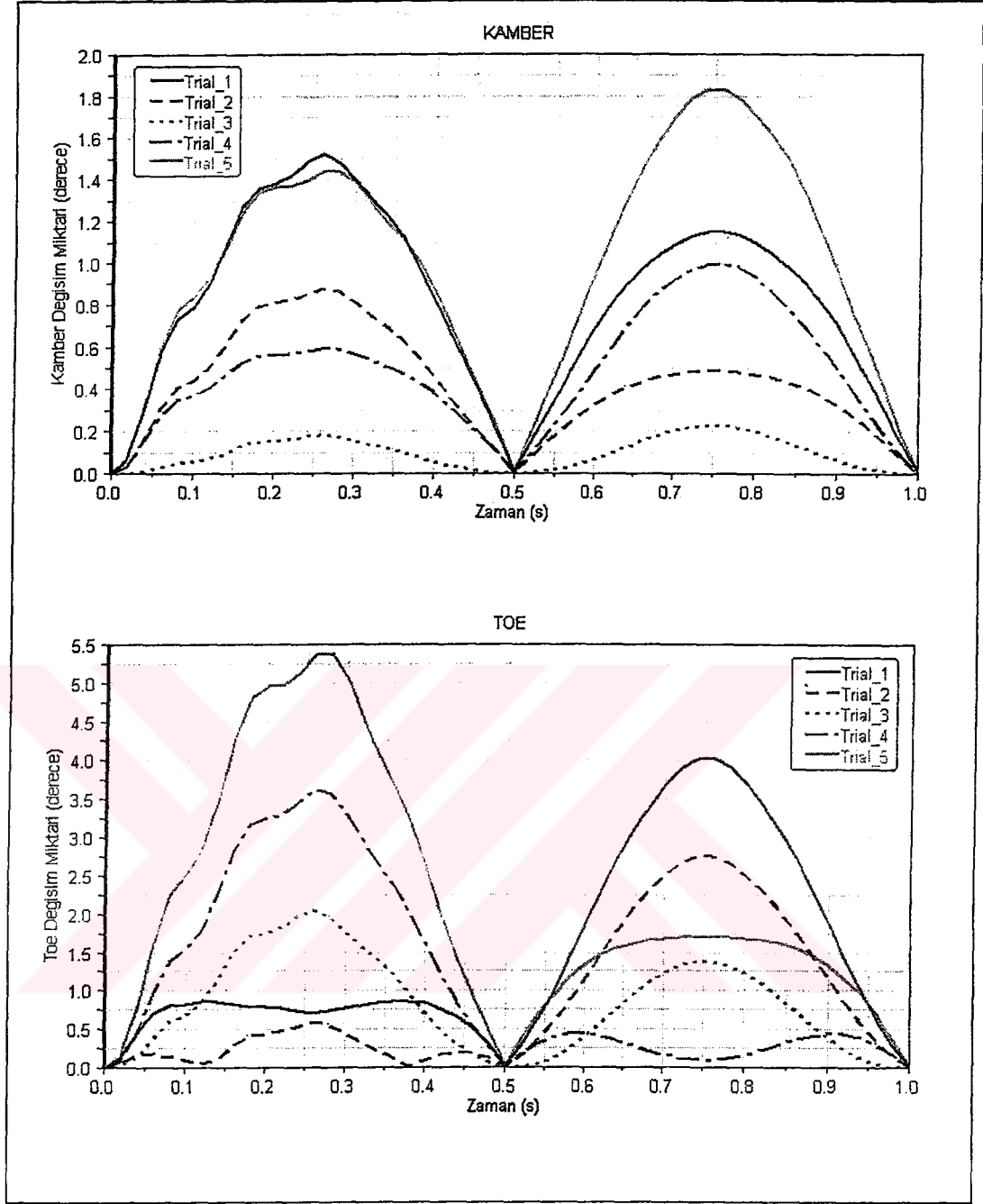
Maksimum değer: 1.83651 (deney 5)

Minimum değer : 0.22838 (deney 3)

TSD_6, lca_outer z koordinatının 124 ile 186 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.9 ve şekil 5.10'da görülmektedir.

Tablo 5.9 Toe ve kamber açılarının TSD_6 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Değişimi (Derece)	Maks. Kamber Değişimi (Derece)	TSD_6 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	4.0311	1.5243	124.00	-0.082695	-0.041848
2	2.7493	0.87563	139.50	-0.063995	-0.041803
3	2.0473	0.22838	155.00	0.028254	0.0039980
4	3.6252	0.99957	170.50	0.10726	0.051875
5	5.3723	1.8365	186.00	0.11271	0.053996



Şekil 5.10 Toe ve kamber açılarının TSD_6 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Alt kontrol kolunu tekerlek taşıyıcı sistemine bağlayan noktanın z koordinatı kamber ve toe açılarındaki değişimleri yüksek miktarlarda etkilemekte ve her iki açının maksimumunun mutlak değerini aynı anda minimum yapan değerleri verebilmektedir.

Toe açısının TSD_7'nin değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 2.06456 (deney 1)

Minimum değer : 2.02105 (deney 5)

Kamber açısının TSD_7'nin değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

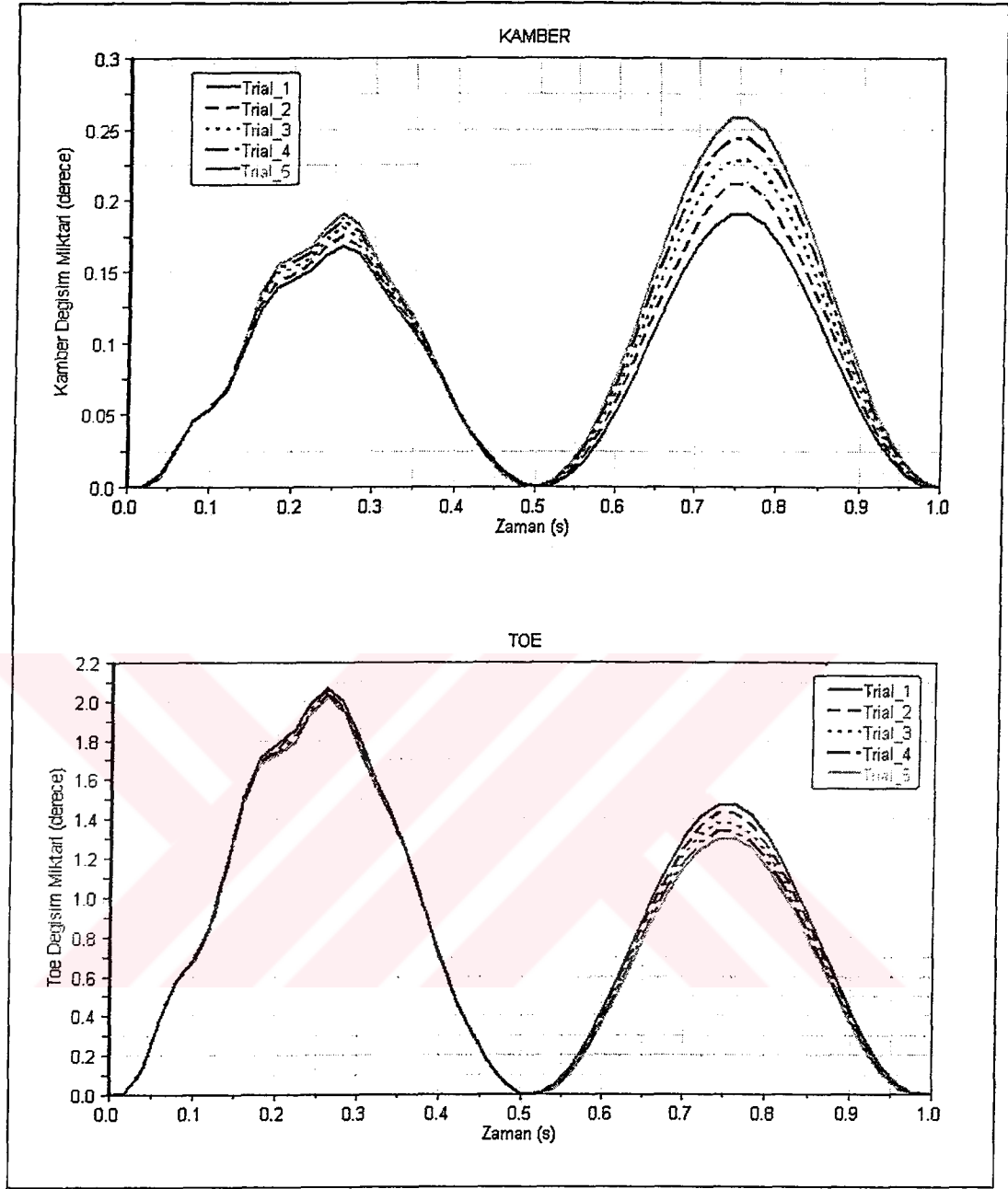
Maksimum değer: 0.25807 (deney 5)

Minimum değer : 0.191033 (deney 1)

TSD_7, lca_rear x koordinatının 160 ile 240 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.10 ve şekil 5.11'de görülmektedir.

Tablo 5.10 Toe ve kamber açılarının TSD_7 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Değişimi (Derece)	Maks. Kamber Değişimi (Derece)	TSD_7 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	2.0646	0.19103	160.00	-0.00050553	0.0010613
2	2.0545	0.21226	180.00	-0.00043194	0.00093367
3	2.0473	0.22838	200.00	-0.00052475	0.00079398
4	2.0335	0.24402	220.00	-0.00065595	0.00074227
5	2.0210	0.25807	240.00	-0.00062074	0.00070260



Şekil 5.11 Toe ve kamber açılarının TSD_7 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu gövde arka bağlantı noktasına ait x koordinatı toe ve kamber değişim miktarlarını diğer tasarım kriterlerine nazaran fazla etkilememektedir. Grafiklerden de görülebileceği gibi kamber açısındaki değişim miktarı toe açısındaki değişim miktarından fazladır. Aynı zamanda bu tasarım değişkeni kamber ve toe açılarına ters yönde etki etmektedir.

Toe açısının TSD_8'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 3.28303 (deney 5)

Minimum değer : 1.25151 (deney 1)

Kamber açısının TSD_8'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

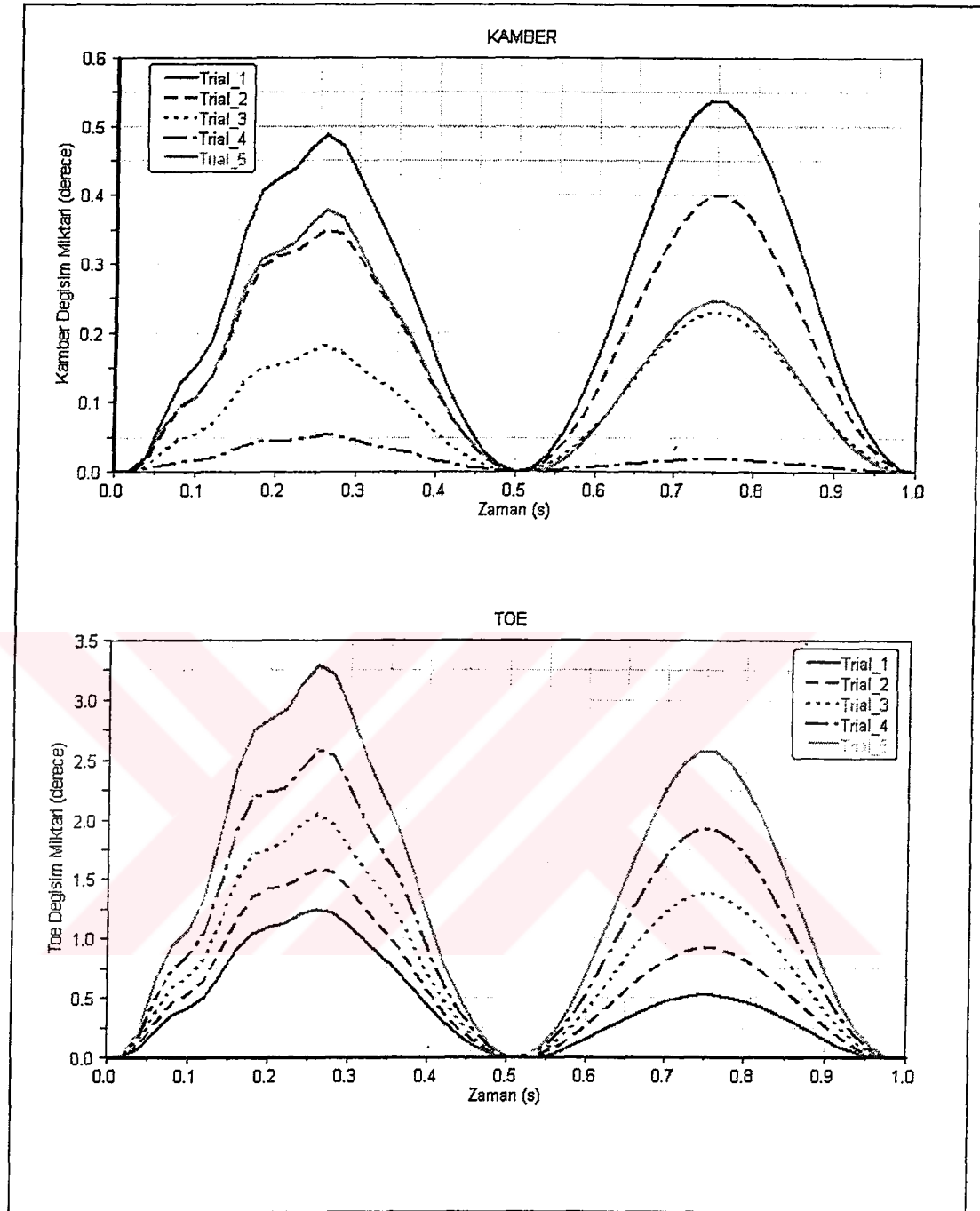
Maksimum değer: 0.537487 (deney 1)

Minimum değer : 0.0530729 (deney 4)

TSD_8, lca_rear y koordinatının -360 ile -540 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.11 ve şekil 5.12'de görülmektedir.

Tablo 5.11 Toe ve kamber açılarının TSD_8 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Değişimi (Derece)	Maks. Kamber Değişimi (Derece)	TSD_8 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	1.2515	0.53749	-360.00	-0.0073949	0.0030534
2	1.5843	0.40008	-405.00	-0.0088419	0.0034345
3	2.0473	0.22838	-450.00	-0.011137	0.0038557
4	2.5866	0.053073	-495.00	-0.013731	-0.0016618
5	3.2830	0.37794	-540.00	-0.015476	-0.0072194



Şekil 5.12 Toe ve kamber açılarının TSD_8 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu gövde arka bağlantı noktasına ait y koordinatının toe ve kamber açılarındaki değişim miktarları üzerindeki etkisi büyüktür. Burada da toe açısını minimize eden değerin kamber açısını maksimize ettiği görülmektedir.

Toe açısının TSD_9'un değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 3.58795 (deney 1)

Minimum değer : 2.04728 (deney 3)

Kamber açısının TSD_9'un değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

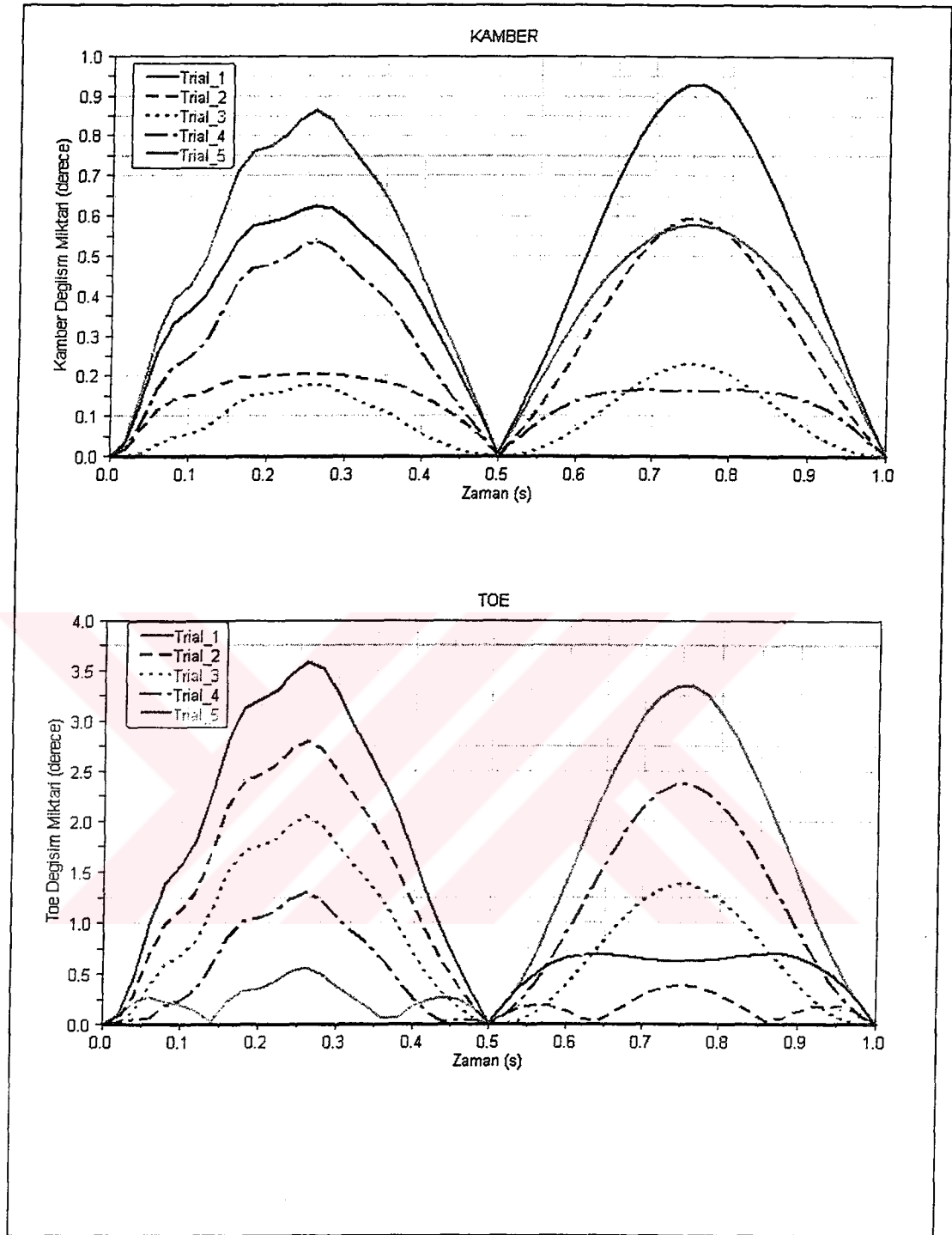
Maksimum değer: 0.928566 (deney 1)

Minimum değer : 0.22838 (deney 3)

TSD_9, lca_rear z koordinatının 124 ile 186 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.12 ve şekil 5.13'de görülmektedir.

Tablo 5.12 Toe ve kamber açılarının TSD_9 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Değişimi (Derece)	Maks. Kamber Değişimi (Derece)	TSD_9 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	3.5879	0.92857	124.00	-0.050805	-0.021660
2	2.8005	0.59284	139.50	-0.049699	-0.022587
3	2.0473	0.22838	155.00	-0.014148	-0.0017586
4	2.3619	0.53832	170.50	0.042059	0.020516
5	3.3511	0.86436	186.00	0.063821	0.021035



Şekil 5.13 Toe ve kamber açılarının TSD_9 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu gövde arka bağlantı noktasına ait z koordinatı toe ve kamber açılarındaki değişimleri büyük oranlarda artırmaktadır.

Toe açısının TSD_10'un değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 2.05993 (deney 1)

Minimum değer : 2.03165 (deney 5)

Kamber açısının TSD_10'un değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

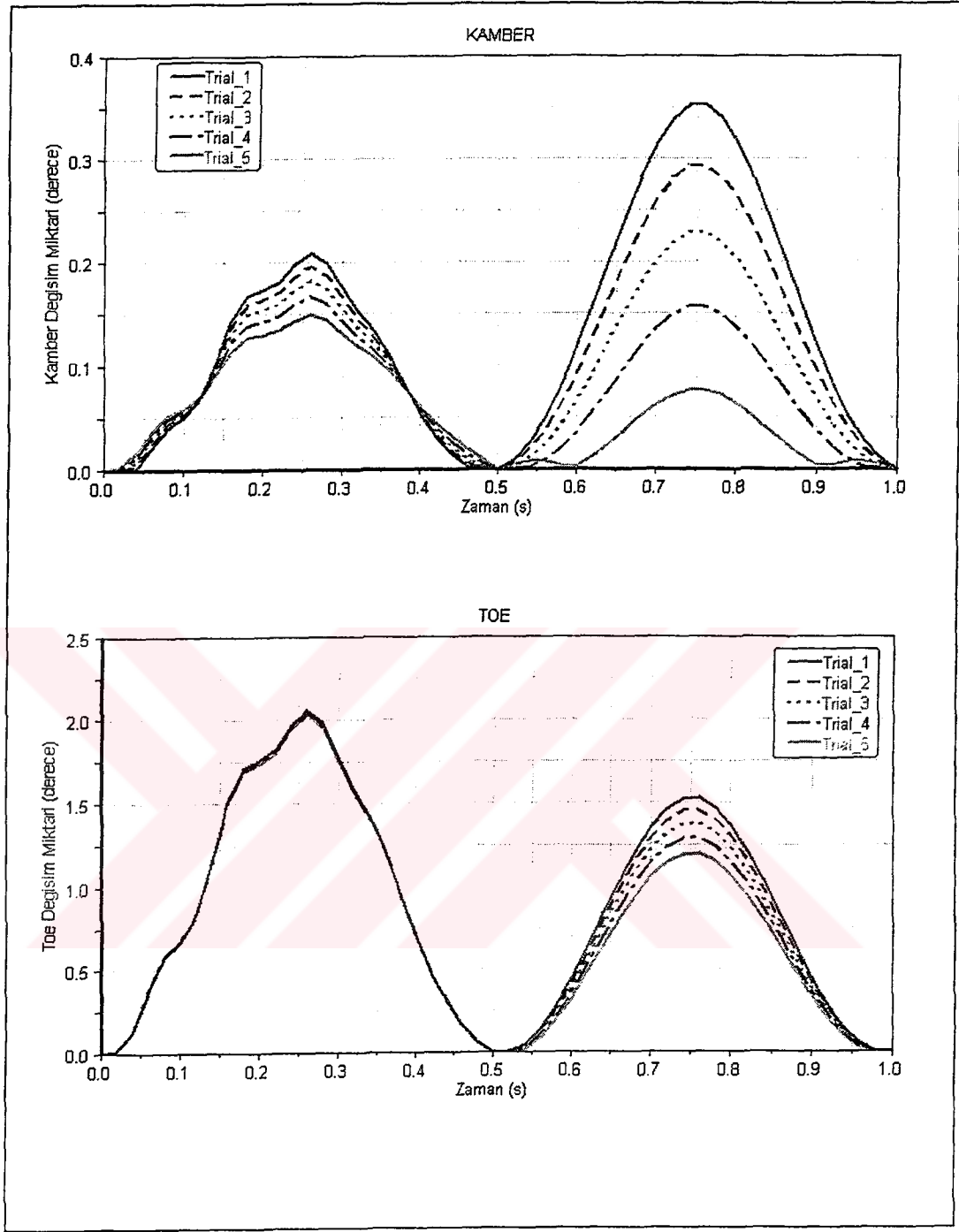
Maksimum değer: 0.352582 (deney 1)

Minimum değer : 0.148766 (deney 5)

TSD_10, uca_front x koordinatının 80 ile 120 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.13 ve şekil 5.14'de görülmektedir.

Tablo 5.13 Toe ve kamber açılarının TSD_10 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Değişimi (Derece)	Maks. Kamber Değişimi (Derece)	TSD_10 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	2.0599	0.35258	80.000	-0.00060085	-0.0059232
2	2.0539	0.29335	90.000	-0.00063252	-0.0062101
3	2.0473	0.22838	100.00	-0.00070113	-0.0063629
4	2.0399	0.16609	110.00	-0.00078154	-0.0039807
5	2.0317	0.14877	120.00	-0.00082501	-0.0017326



Şekil 5.14 Toe ve kamber açılarının TSD_10 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu gövde ön bağlantı noktasına ait x koordinatı toe açısı değişim miktarları üzerinde çok fazla bir etki göstermemektedir. Kamber açısında toe açısına oranla daha büyük sapmalar meydana gelmiştir. Bu koordinat alt ve üst kol uzunluklarını farklı olmasına sebep olmaktadır.

Toe açısının TSD_11'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 4.92539 (deney 5)

Minimum değer : 1.59263 (deney 1)

Kamber açısının TSD_11'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

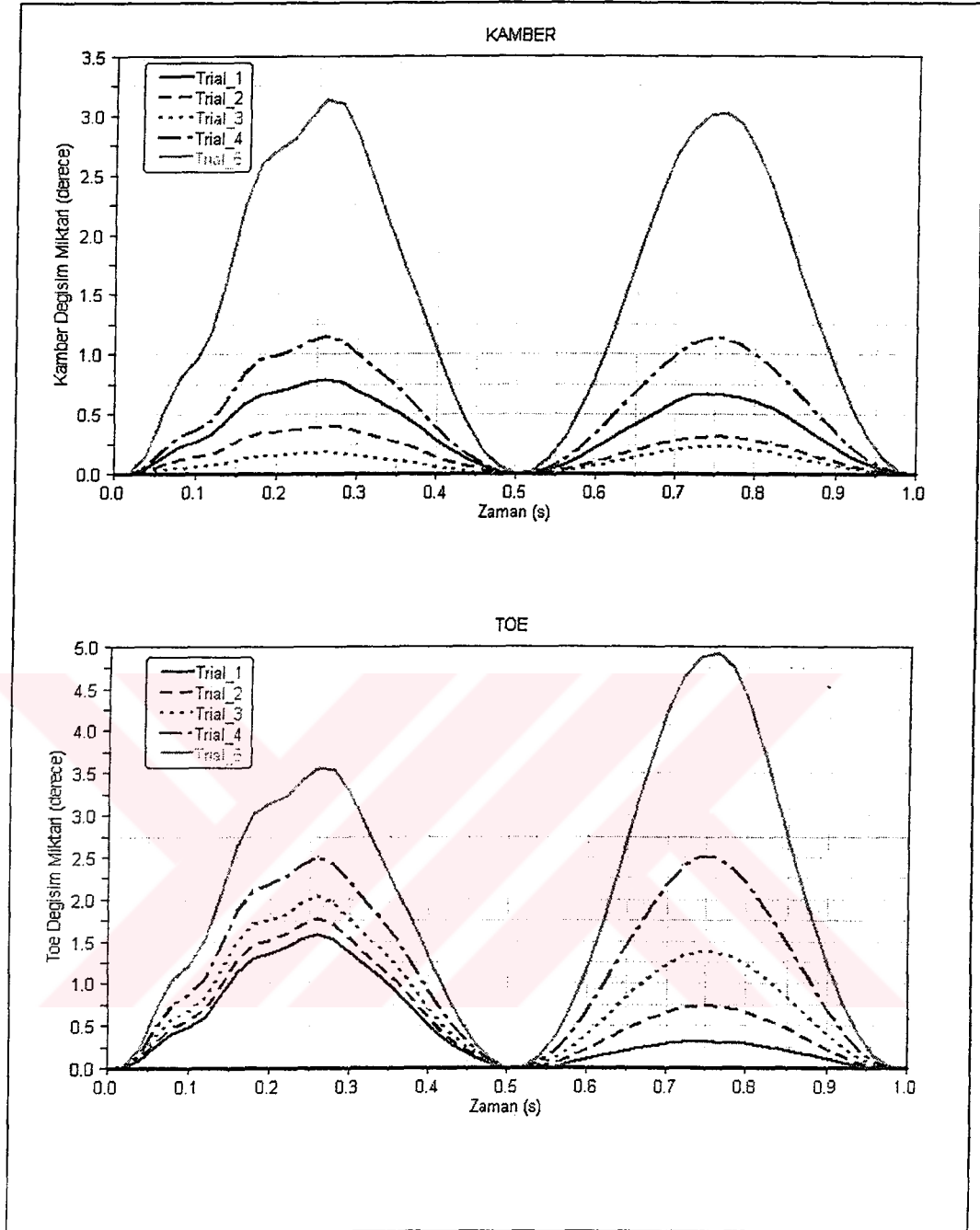
Maksimum değer: 3.13663 (deney 5)

Minimum değer : 0.22838 (deney 3)

TSD_11, uca_front y koordinatının -360 ile -540 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.14 ve şekil 5.15'de görülmektedir.

Tablo 5.14 Toe ve Kamber açılarının TSD_11 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Değişimi (Derece)	Maks. Kamber Değişimi (Derece)	TSD_11 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	1.5926	0.79207	-360.00	-0.0038724	0.0086317
2	1.7669	0.40364	-405.00	-0.0050517	0.0062632
3	2.0473	0.22838	-450.00	-0.0082083	-0.0083301
4	2.5056	1.1534	-495.00	-0.031979	-0.032314
5	4.9254	3.1366	-540.00	-0.053772	-0.044073



Şekil 5.15 Toe ve kamber açılarının TSD_11 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu gövde ön bağlantı noktasına ait y koordinatı her iki açığı da büyük oranlarda etki etmektedir. Kamber açısında ilk haline göre toe açısına oranla daha büyük sapmalar meydana gelmiştir.

Toe açısının TSD_12'nin değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 24.5344 (deney 5)

Minimum değer : 2.04728 (deney 3)

Kamber açısının TSD_12'nin değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

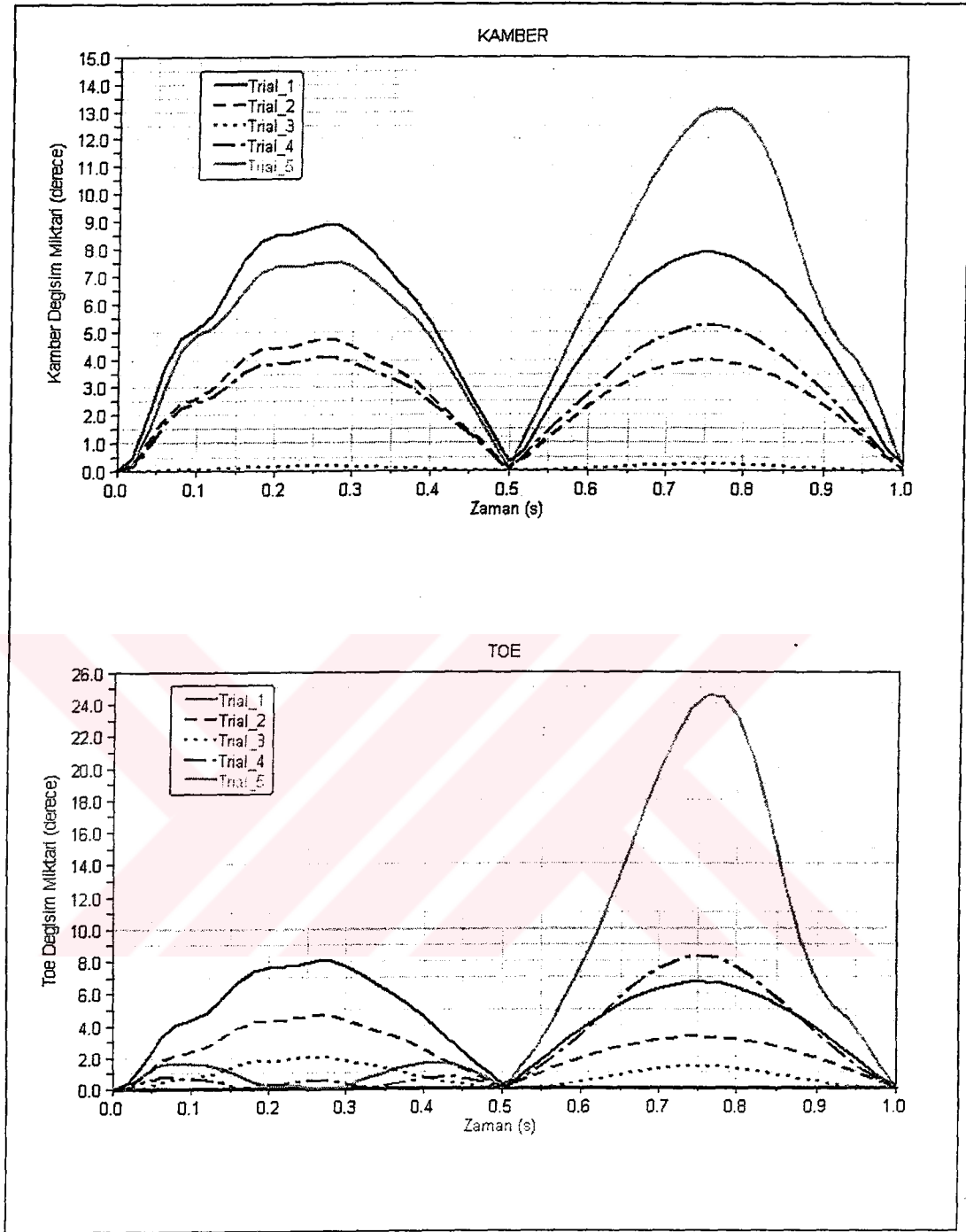
Maksimum değer: 13.1071 (deney 5)

Minimum değer : 0.22838 (deney 3)

TSD_12, uca_front z koordinatının 420 ile 630 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.15 ve şekil 5.16'de görülmektedir.

Tablo 5.15 Toe ve kamber açılarının TSD_12 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Miktarı (Derece)	Maks. Kamber Miktarı (Derece)	TSD_12 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	7.9990	8.8633	420.00	-0.063869	-0.078375
2	4.6458	4.7486	472.50	-0.056683	-0.082238
3	2.0473	0.22838	525.00	0.034925	0.0046510
4	8.3130	5.2370	577.50	0.21416	0.12265
5	24.534	13.107	630.00	0.30898	0.14991



Şekil 5.16 Toe ve kamber açılarının TSD_12 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu gövde ön bağlantı noktasına ait z koordinatı kamber ve toe açılarındaki değişim miktarı bakımından ilk başlangıç değeri en ideal değer olarak karşımıza çıkmaktadır.

Toe açısının TSD_13'ün değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 2.09528 (deney 5)

Minimum değer : 2.0012 (deney 1)

Kamber açısının TSD_13'nün değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

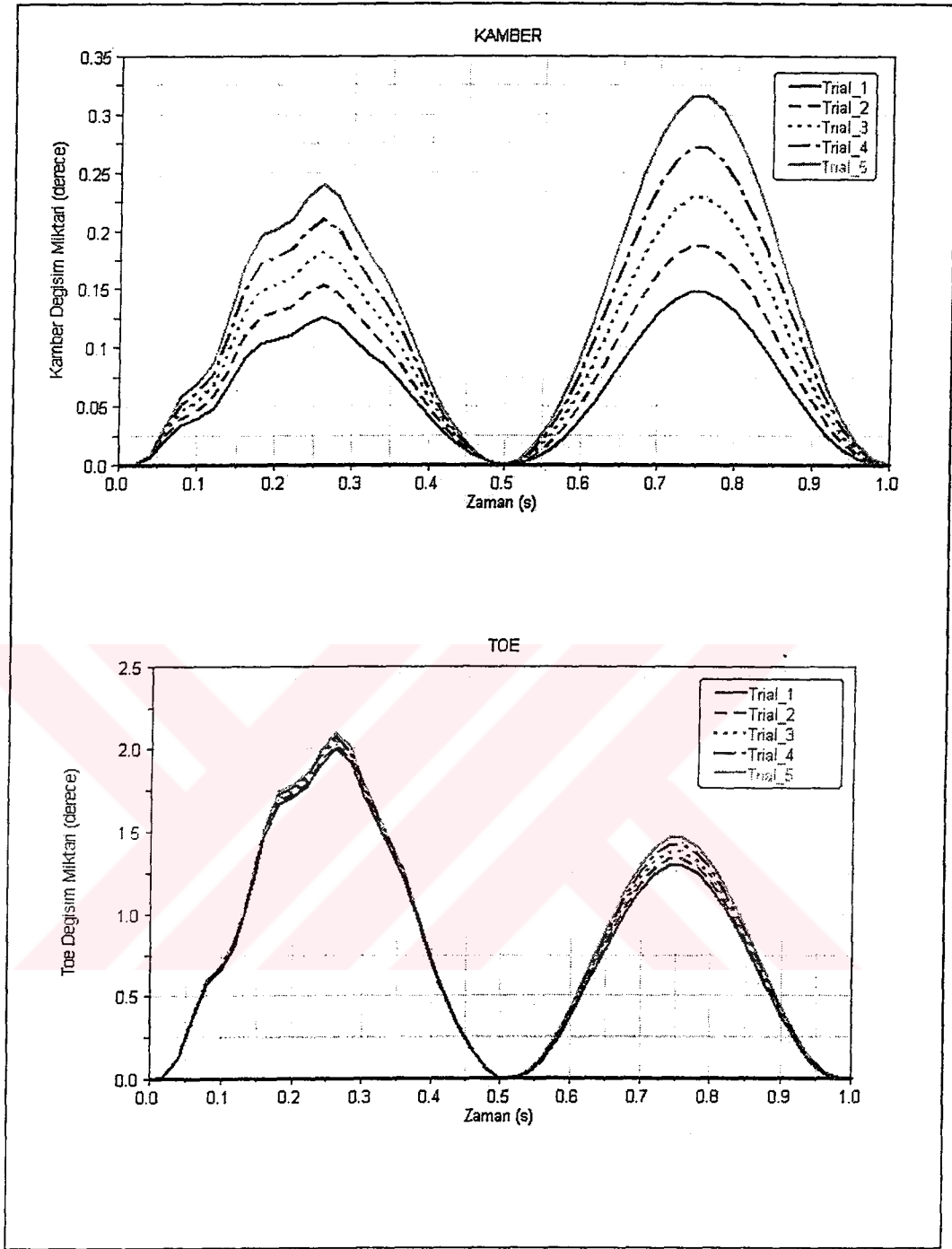
Maksimum değer: 0.31526 (deney 5)

Minimum değer : 0.147499 (deney 1)

TSD_13, uca_outer x koordinatının 32 ile 48 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.16 ve şekil 5.17'de görülmektedir.

Tablo 5.16 Toe ve kamber açılarının TSD_13 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Miktarı (Derece)	Maks. Kamber Miktarı (Derece)	TSD_13 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	2.0012	0.14750	32.000	0.0057020	0.0098929
2	2.0240	0.18707	36.000	0.0057600	0.010110
3	2.0473	0.22838	40.000	0.0058777	0.010528
4	2.0710	0.27130	44.000	0.0059989	0.010860
5	2.0953	0.31526	48.000	0.0060604	0.010991



Şekil 5.17 Toe ve kamber açılarının TSD_13 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu tekerlek taşıyıcı sistemi bağlantısı x koordinatındaki değişimler kamber açısında büyük sapmalar meydana getirirken toe açısı üzerinde fazla bir etki göstermemektedir.

Toe açısının TSD_14'ün değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 9.33429 (deney 1)

Minimum değer : 1.09647 (deney 5)

Kamber açısının TSD_14'ün değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 7.29745 (deney 1)

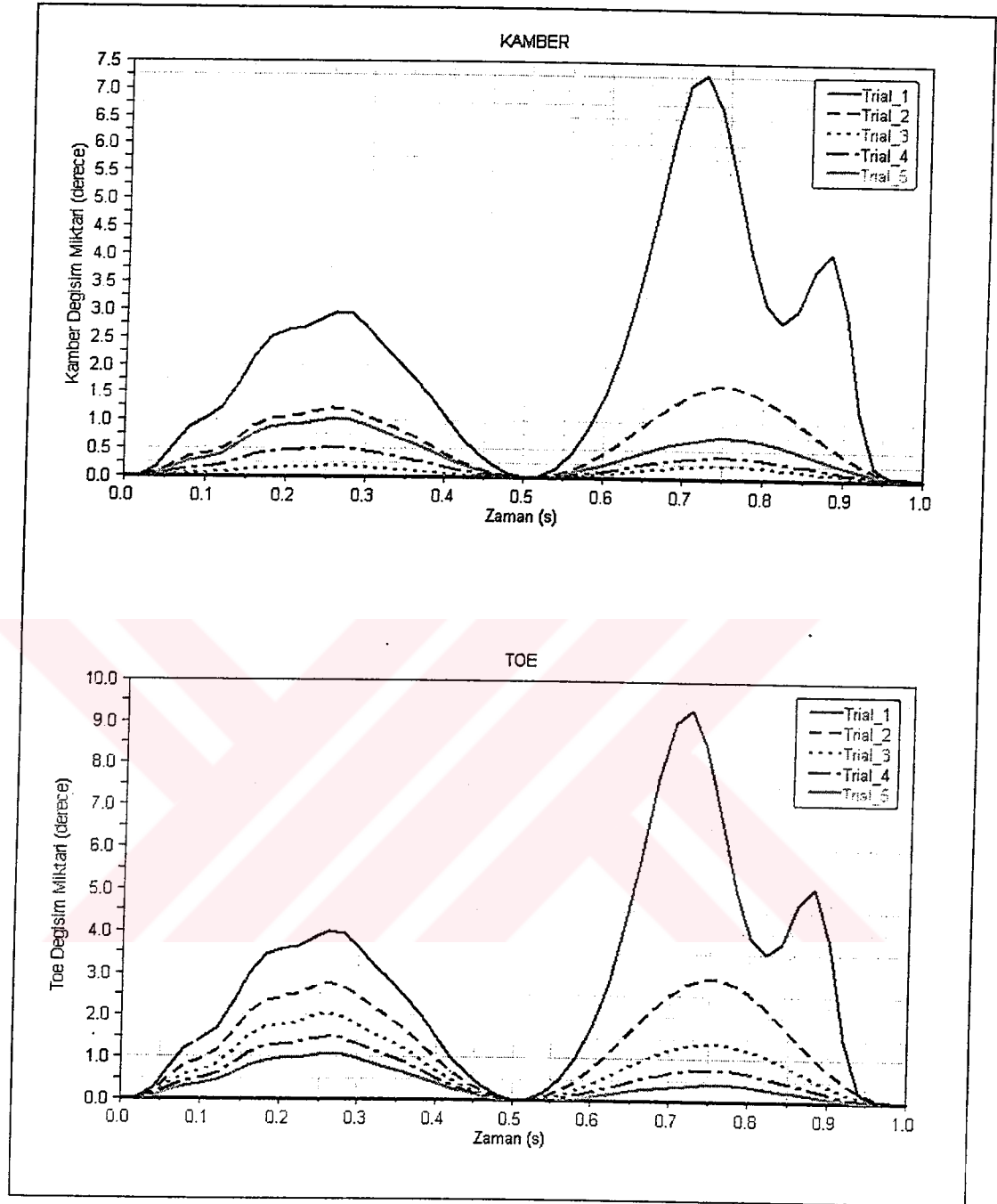
Minimum değer : 0.22838 (deney 3)

TSD_14, uca_outer y koordinatının -568 ile -852 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.17 ve şekil 5.18'de görülmektedir.

Tablo 5.17 Toe ve kamber açılarının TSD_14 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Miktarı (Derece)	Maks. Kamber Miktarı (Derece)	TSD_14 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	9.3343	7.2974	-568.00	0.090460	0.079621
2	2.9116	1.6443	-639.00	0.051317	0.049782
3	2.0473	0.22838	-710.00	0.0099110	0.0078801
4	1.5043	0.52536	-781.00	0.0066959	-0.0056645
5	1.0965	1.0327	-852.00	0.0057438	-0.0071462

TC YÜSEFİYE ÜNİVERSİTESİ
DOĞRULAMA MERKEZİ



Şekil 5.18 Toe ve kamber açılarının TSD_14 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu tekerlek taşıyıcı sistemi bağlantısı y koordinatındaki değişimler her iki açıdaki değişimler üzerinde büyük etki göstermiştir. Kamber açısı için en ideal değer üçüncü deneyde gerçekleşmiştir.

Toe açısının TSD_15'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 43.8075 (deney 1)

Minimum değer : 2.04728 (deney 3)

Kamber açısının TSD_15'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

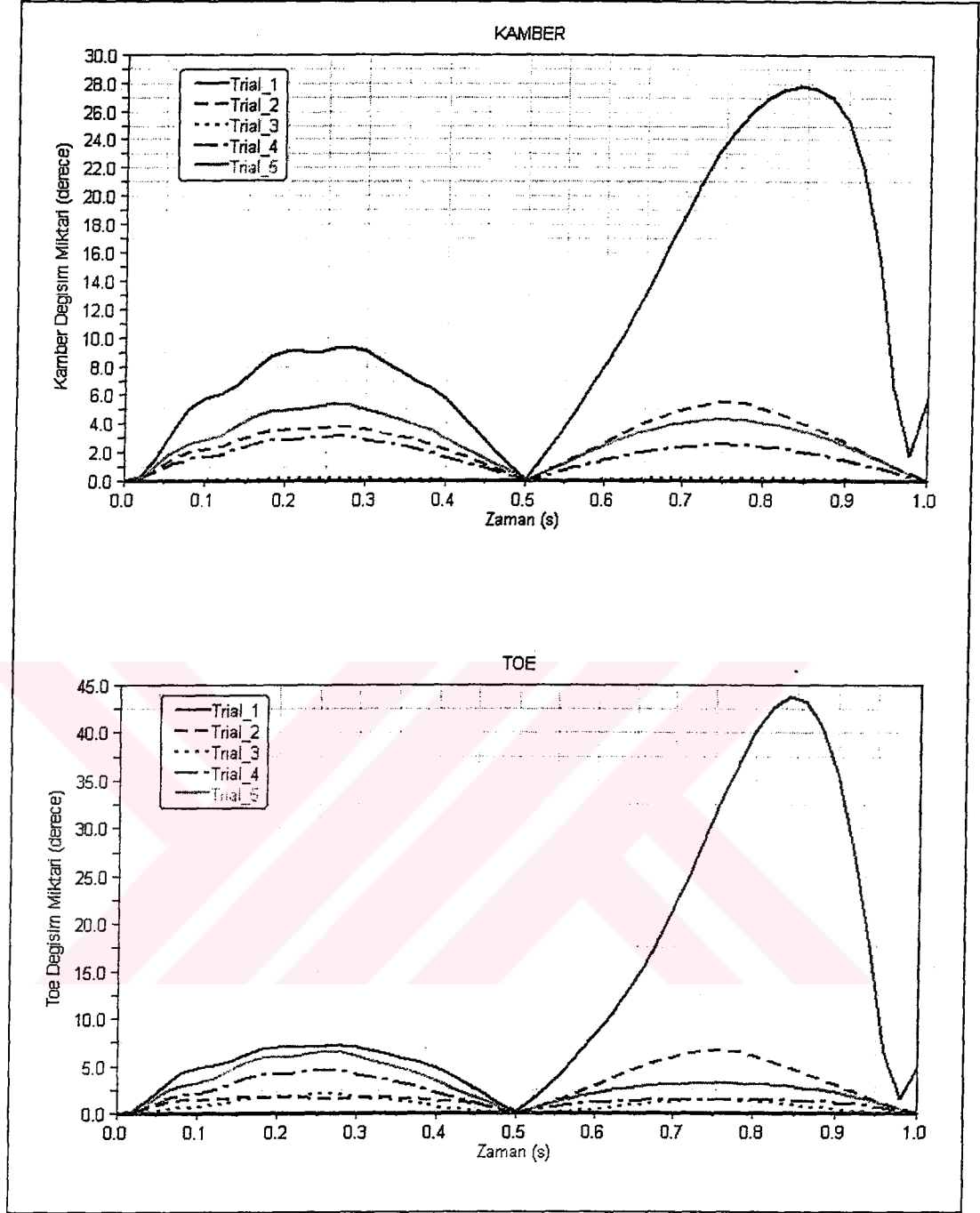
Maksimum değer: 27.7777 (deney 1)

Minimum değer : 0.22838 (deney 3)

TSD_15, uca_outer z koordinatının 420 ile 630 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.18 ve şekil 5.19'da görülmektedir.

Tablo 5.18 Toe ve kamber açılarının TSD_15 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Miktarı (Derece)	Maks. Kamber Miktarı (Derece)	TSD_15 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	43.808	27.778	420.00	-0.70734	-0.42440
2	6.6721	5.4967	472.50	-0.39772	-0.26237
3	2.0473	0.22838	525.00	-0.019477	-0.022612
4	4.6270	3.1224	577.50	0.043253	0.049006
5	6.5889	5.3740	630.00	0.037369	0.042888



Şekil 5.20 Toe ve kamber açılarının TSD_15 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu tekerlek taşıyıcı sistemi bağlantısı z koordinatı ilk başlangıç değeri kamber ve toe açılarını aynı anda ve en büyük değerlerde minimize eden değer olarak karşımıza çıkmıştır. Bu nedenle bu nokta üzerinde çok fazla bir değişiklik yapılmasına gerek yoktur.

Toe açısının TSD_16'nın değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 2.05837 (deney 1)

Minimum değer : 2.03577 (deney 5)

Kamber açısının TSD_16'nın değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

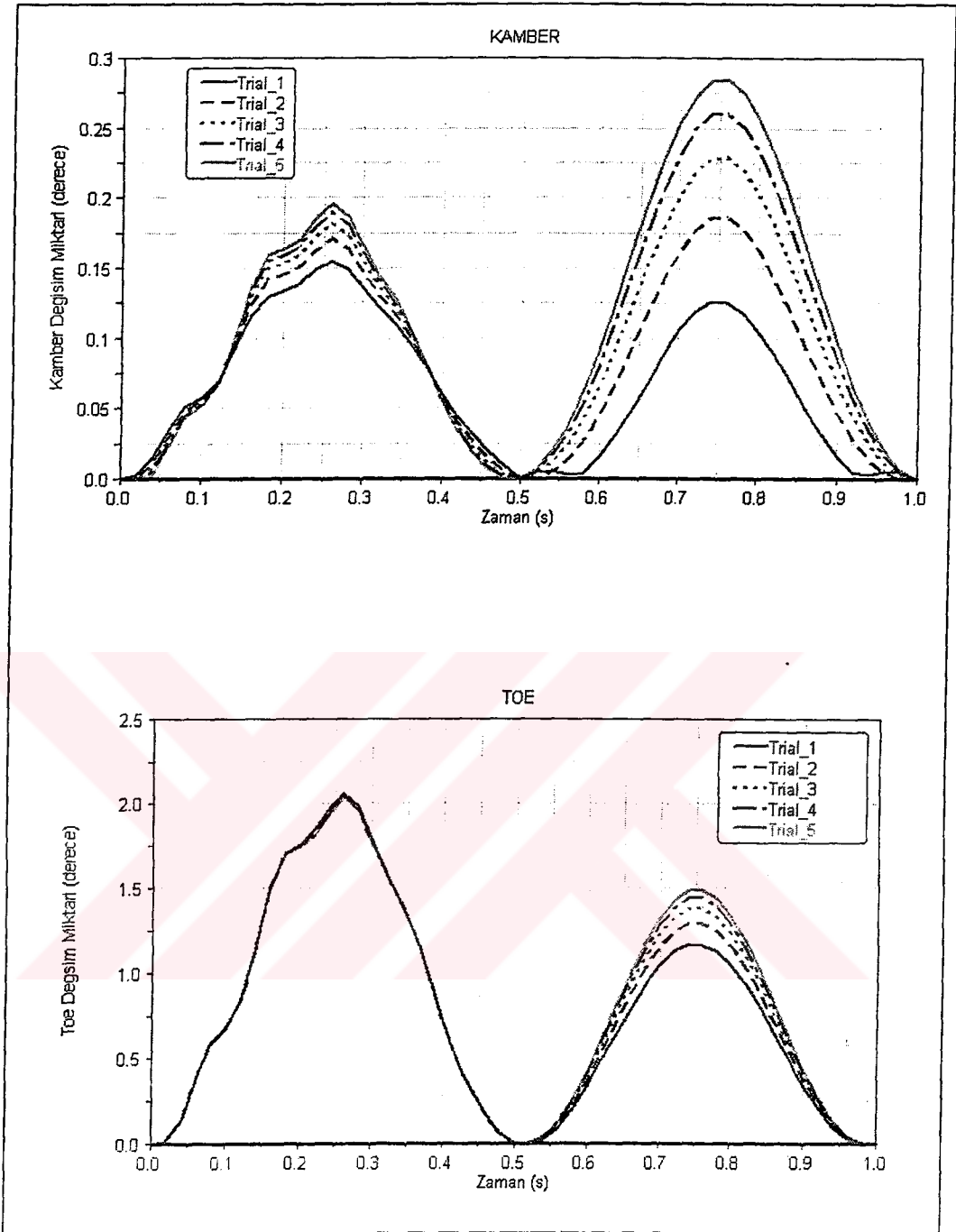
Maksimum değer: 0.283949 (deney 5)

Minimum değer : 0.15455 (deney 1)

TSD_16, uca_rear x koordinatının 200 ile 300 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.19 ve şekil 5.20'de görülmektedir.

Tablo 5.19 Toe ve kamber açılarının TSD_16 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Miktarı (Derece)	Maks. Kamber Miktarı (Derece)	TSD_16 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	2.0584	0.15455	200.00	-9.0845e-005	0.0012580
2	2.0561	0.18600	225.00	-0.00022176	0.0014766
3	2.0473	0.22838	250.00	-0.00030654	0.0014804
4	2.0408	0.26002	275.00	-0.00023025	0.0011114
5	2.0358	0.28395	300.00	-0.00020010	0.00095722



Şekil 5.20 Toe ve kamber açılarının TSD_16 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu gövde arka bağlantı noktasına ait x koordinatı toe açısındaki değişim miktarını tekerlek yer düzleminden yukarı doğru hareket ederken neredeyse hiç etkilememektedir. Bu tasarım değişkeninin kamber açısındaki değişiklikler üzerindeki etkisi ise hesaba katılmalıdır.

Toe açısının TSD_17'nin değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 2.341 (deney 5)

Minimum değer : 1.86663 (deney 2)

Kamber açısının TSD_17'nin değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

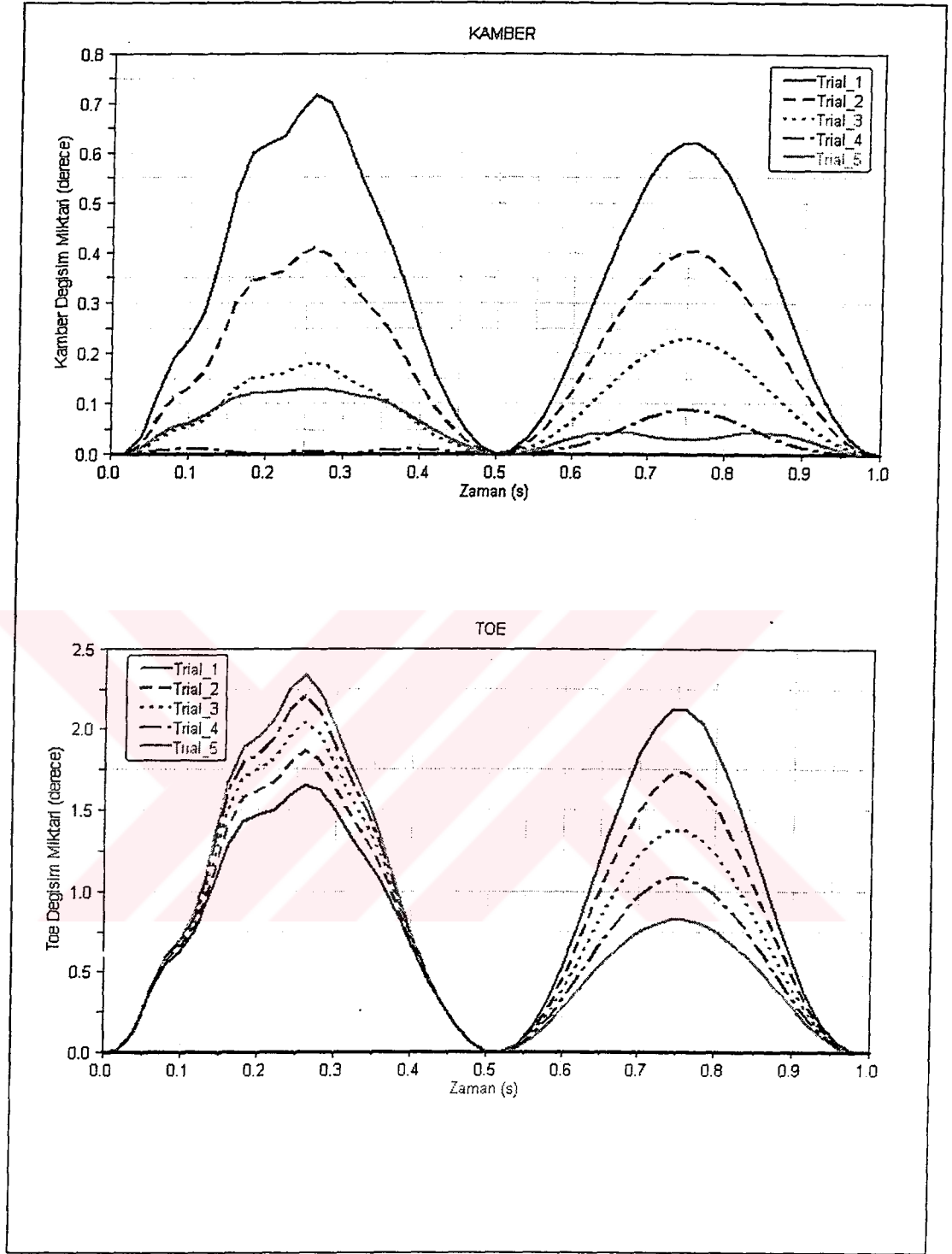
Maksimum değer: 0.717907 (deney 1)

Minimum değer : 0.0880172 (deney 4)

TSD_17, uca_rear y koordinatının -392 ile -588 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.20 ve şekil 5.21'de görülmektedir.

Tablo 5.20 Toe ve kamber açılarının TSD_17 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Miktarı (Derece)	Maks. Kamber Miktarı (Derece)	TSD_17 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	2.1192	0.71791	-392.00	0.0051539	0.0062714
2	1.8666	0.41061	-441.00	0.00073360	0.0049952
3	2.0473	0.22838	-490.00	-0.0034755	0.0032918
4	2.2072	0.088017	-539.00	-0.0029971	0.0010185
5	2.3410	0.12856	-588.00	-0.0027299	-0.00082747



Şekil 5.21 Toe ve kamber açılarının TSD_17 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu gövde arka bağlantı noktasına ait y koordinatındaki değişimler kamber ve toe açıları üzerinde büyük etki göstermektedir. Burada da kamber açısındaki değişimleri minimize yapan değerler toe açısındaki değişimleri artırmaktadır.

Toe açısının TSD_18'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

Maksimum değer: 6.37717 (deney 1)

Minimum değer : 1.26236 (deney 4)

Kamber açısının TSD_18'in değişimine paralel olarak maksimum ve minimum değerleri;

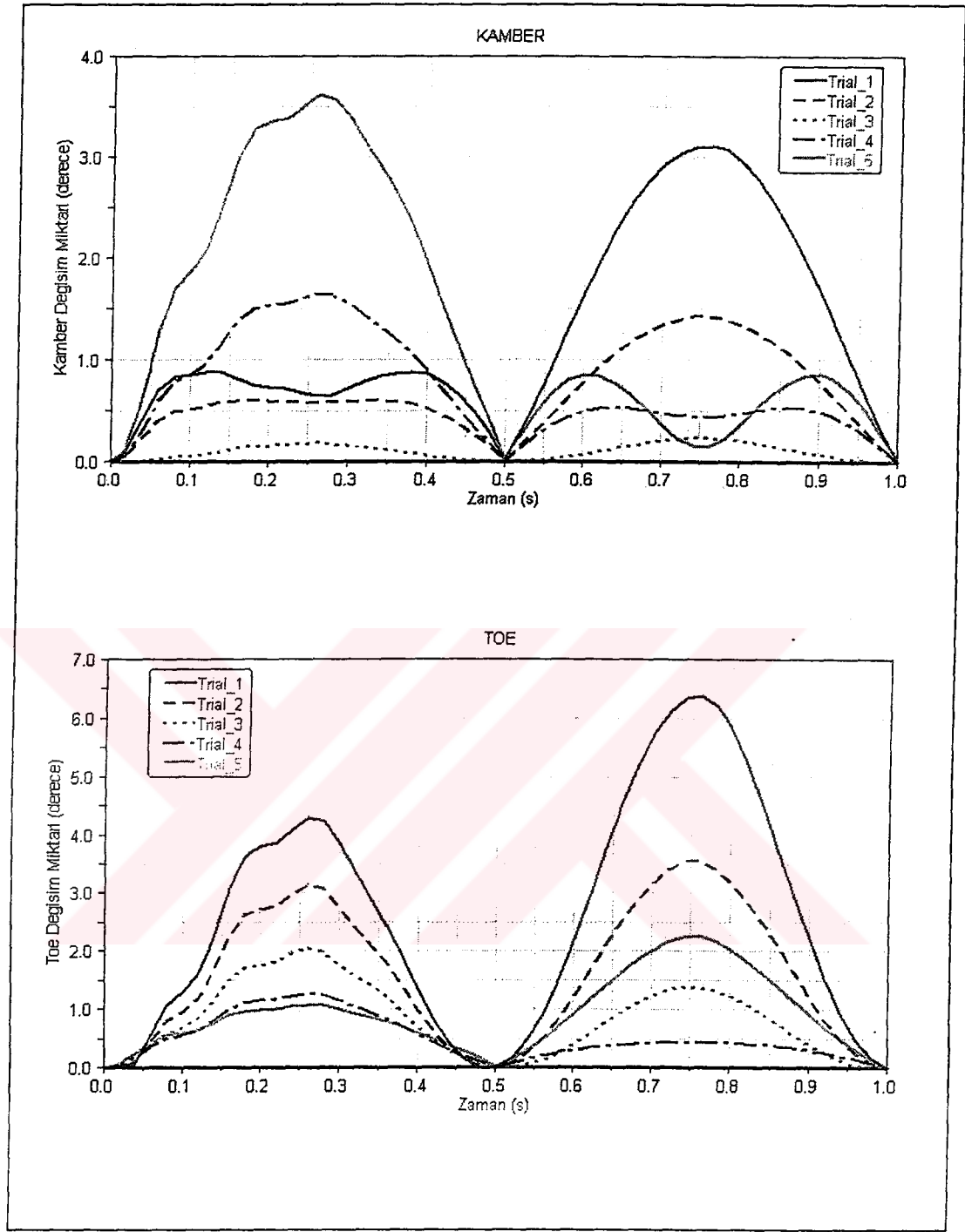
Maksimum değer: 3.6152 (deney 5)

Minimum değer : 0.22838 (deney 3)

TSD_18, uca_rear z koordinatının 424 ile 636 değerleri arasında beş aşamada değiştirilmesi sonucunda elde edilen hassasiyet sonuçları ile kamber ve toe açısındaki değişim grafikleri tablo 5.21 ve şekil 5.22'de görülmektedir.

Tablo 5.21 Toe ve kamber açılarının TSD_18 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet değerleri

Deney	Maks. Toe Miktarı (Derece)	Maks. Kamber Miktarı (Derece)	TSD_18 (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
1	6.3772	3.1119	424.00	-0.053472	-0.031827
2	3.5432	1.4251	477.00	-0.040848	-0.027203
3	2.0473	0.22838	530.00	-0.021517	0.0020382
4	1.2624	1.6411	583.00	0.0019588	0.031951
5	2.2549	3.6152	636.00	0.018728	0.037247

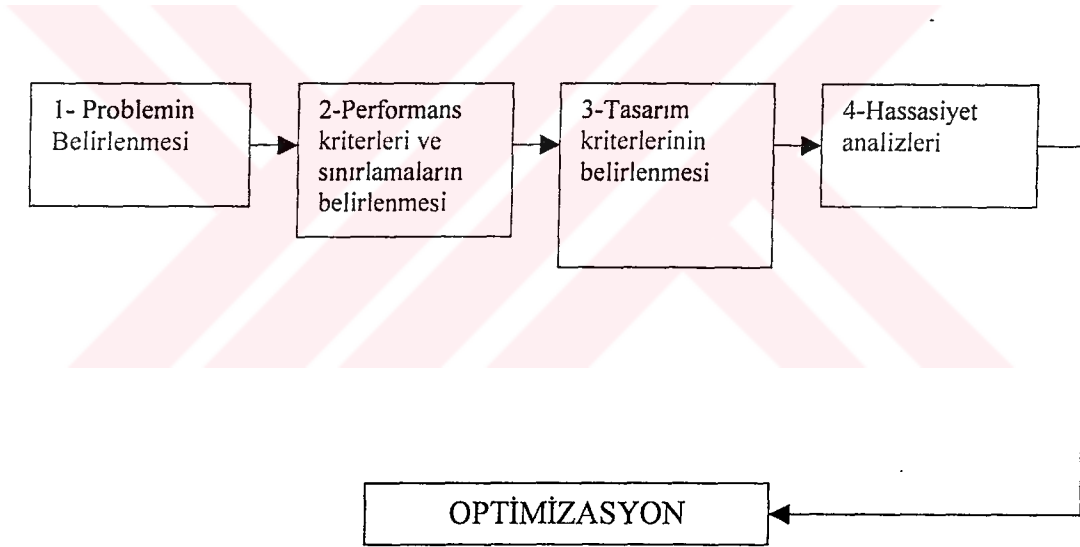


Şekil 5.22 Toe ve kamber açılarının TSD_18 no'lu tasarım değişkeni hassasiyet grafikleri

Üst kontrol kolu gövde arka bağlantı noktasına ait z koordinatı değişimleri kamber ve toe açılarının değişimler büyük oranlarda gerçekleşmiştir.

6. OPTİMİZASYON

Bir önceki bölümde elde edilen hassasiyet değerleri, seçilen performans kriterleri üzerinde hangi parametrenin ne kadar etkisi olduğu konusunda bizlere bilgi vermektedir. Performans kriterlerini en çok etkileyen tasarım değişkeninin tespit edilmesi ile optimizasyon için ön şart gerçekleştirilmiş oldu. Tasarım optimizasyonunda takip edilmesi gereken adımlar şekil 6.1'deki blok diyagramında görülmektedir.



Şekil 6.1 Tasarım optimizasyonu blok diyagramı

Tasarım optimizasyonu yapılırken ilk olarak tasarım problemi belirlenir. İkinci adım performans kriterleri ve sınırlamaların belirlenmesidir. Bu aşamadan sonra performans kriterlerine etki eden tasarım değişkenleri seçilerek hassasiyet değerleri hesaplanır. Hassasiyet analizleri sonucunda performans kriterlerine en çok etki eden tasarım kriterlerinin optimizasyonu yapılır. Oluşturduğumuz süspansiyon sisteminde, aracın seyir emniyeti üzerinde büyük bir etkiye sahip olan toe ve kamber açılarındaki değişim miktarlarının, süspansiyon sistemi yalpa merkezi de dikkate alınarak, minimum değerlerde olması hedeflenmiştir.

6.1. Tasarım Optimizasyonu

Bu tezde tasarım problemi, Çift Lades Kemiği süspansiyon sisteminde tekerleğin düşey hareketleri sonucunda toe ve kamber açılarında meydana gelen değişikliklerin seyir emniyeti açısından istenmeyen etkiler ortaya çıkarması olarak belirlenmiştir. Bu durumda performans kriteri toe ve kamber açılarındaki değişimlerin minimuma indirilmesi şeklinde seçilebilir. Süspansiyon sisteminde, toe ve kamber açılarına etki eden tasarım değişkenleri sistemin geometrisini belirleyen katı noktaların koordinatlarıdır. Tasarım optimizasyonunda tasarım değişkenleri vektörü;

$$a^T = [a_1, a_2, a_3, \dots, a_n] \quad (6.1)$$

Performans kriteri;

$$\Psi = f(y, a, t) \quad (6.2)$$

Sistemin herhangi bir andaki durum fonksiyonu;

$$g(y, \dot{y}, a, t) = 0 \quad (6.3)$$

Tasarım sınırları;

- Eşitlik sınırlamaları

$$\Psi_e = h_e(y, \dot{y}, a, t) = 0 \quad (6.4)$$

- Eşitsizlik sınırlamaları

$$\Psi_i = h_i(y, \dot{y}, a, t) \leq 0 \quad (6.5)$$

t : Zaman

y : Sistem durum vektörü

h_e : Eşitlik sınırlamaları

h_i : Eşitsizlik sınırlamaları

şeklinde tanımlanmaktadır [15]. Yalpa sınırlaması kullanıldığında toe açısının tasarım optimizasyonu;

$$\min \Psi_0 = \min \{maks|toe|\} \quad (6.6)$$

Tasarım sınırlaması olarak, alt ve üst kontrol kolları arasındaki açı değişiminin maksimum değerinin, oluşturduğumuz ADAMS modelinde sıfır değerinin altında olması şeklinde seçilmiştir. Bunun nedeni kollar arasındaki açı oluşturduğumuz modelde negatif olduğunda ön süspansiyon sisteminin statik durumda yalpa merkezi araç simetri ekseninde bulunmaktadır. Bu durumda araç yalpa merkezi statik durumda yer düzlemi üzerinde olur.

$$h_i \leq 0 \quad (6.7)$$

Birden fazla performans kriterleri içeren tasarım optimizasyonunda her bir performans kriteri için toplam amaç fonksiyonunda ağırlık oranı (w) belirlenir [12].

$$\Psi_{\text{toplam}} = w_{\text{toe}}\Psi_{\text{toe}} + w_{\text{kamber}}\Psi_{\text{kamber}} \quad (6.8)$$

Özet olarak oluşturduğumuz süspansiyon sisteminde performans kriteri toe ve kamber açılarının maksimum değerlerinin minimum olması, tasarım sınırlaması olarak da yalpa merkezinin statik durumda yer düzlemi üzerinde olması amacıyla sistemde bulunan alt ve üst kontrol kollarını arasındaki açının maksimum değerinin sıfırdan küçük veya eşit olması şeklinde belirlenmiştir.

6.2. Performans Kriterleri ve Tekerlek Strok Analizi

Hassasiyet analizi grafiklerinden ortaya çıkan sonuçlardan bir tanesi sistemde toe hassasiyet değerlerinin kamber hassasiyet değerlerinden daha büyük olması ve bazı tasarım değişkenlerinin toe ile kamber açılarındaki değişimleri ters yönde etkilemesidir. Tablo 6.1'den de görüldüğü gibi yedi adet tasarım değişkeni her iki açıyı ters yönlerde etkilemektedir. Bu nedenle sırayla önce yalnızca toe açısı, sonra yalnızca kamber açısı ve son olarak da her iki açı birden toplam performans kriteri şeklinde ifade edilerek tasarım değişkenleri optimize edilmiştir. Süspansiyon sisteminin optimizasyon öncesi statik kamber ve statik toe açıları sıfır derece olarak belirlenmiştir. Başlangıç durumunda toe açısındaki değişimin maksimum değeri iki dereceye kadar çıkarken kamber açısındaki değişim miktarı 0.2 derece civarında olmaktadır. Kamber açısındaki değişim miktarı iki dereceye kadar kabul edilebilir. Ancak toe açısındaki değişimler genel tasarım değerlerinden daha büyüktür [9]. Bu nedenle her iki açının minimizasyonu için oluşturulan amaç fonksiyonunda toe açısının ağırlık katsayısı kamber açısının ağırlık katsayısına oranla daha büyük seçilmiştir. Bu amaç fonksiyonunda asıl amaç kamber açısını ilk başlangıç durumuna göre minimize etmek değil, toe açısının minimizasyonu sırasında kamber açısındaki aşırı artışları engellemektir.

Tablo 6.1 Toe ve kamber açılarının maksimum değerlerini ters yönlerde etkileyen tasarım değişkenleri

No	Maks. Toe Değişim Miktarı (Derece)	Min. Toe Değişim Miktarı (Derece)	Maks. Kamber Değişim Miktarı (Derece)	Min. Kamber Değişim Miktarı (Derece)
TDS_1	2.0755 (deney 5)	2.00408 (deney 1)	0.262228 (deney 1)	0.200001 (deney 5)
TDS_2	3.18223 (deney 5)	1.29733 (deney 1)	0.502259 (deney 1)	0.0599626 (deney 4)
TDS_4	2.35684 (deney 5)	1.77537 (deney 1)	0.371137 (deney 1)	0.0486454 (deney 5)
TDS_5	2.73678 (deney 2)	0.639158 (deney 5)	1.19904 (deney 5)	0.22838 (deney 3)
TDS_7	2.06456 (deney 1)	2.02105 (deney 5)	0.25807 (deney 5)	0.191033 (deney 1)
TDS_8	3.28303 (deney 5)	1.25151 (deney 1)	0.537487 (deney 1)	0.0530729 (deney 4)
TDS_16	2.05837 (deney 1)	2.03577 (deney 5)	0.283949 (deney 5)	0.15455 (deney 1)

Her iki açı için yapılan optimizasyonda yalpa merkezi sınırlaması kullanılmıştır. Hassasiyet analizlerinden elde edilen sonuçlar tablo 6.2’de gösterilmiştir. Tabloda toe açısını TSD_1, TSD_7, TSD_10 ve TSD_16 numaralı tasarım değişkenlerinin diğerlerine oranla az etkilediği görülmektedir. Kamber açısını ise TSD_10 ve TSD_16 hariç aynı tasarım kriterleri diğer tasarım kriterlerine göre daha az etkilemektedir. Bu nedenle tüm simülasyonlarda toe açısını en az etkileyen tasarım değişkenleri hariç tüm tasarım değişkenleri optimizasyon için kullanılmıştır.

Tablo 6.2 Toe açısındaki değişim miktarlarının en büyük hassasiyet değerleri

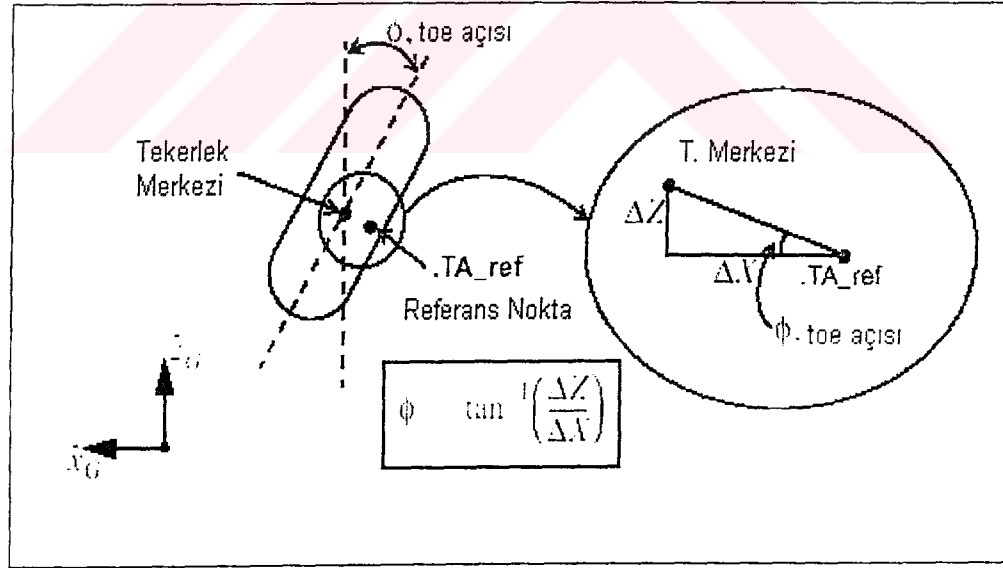
No	Ait Olduğu Parça Adı	Katı Nokta Adı	Koordinat Eksen	İlk Değer (mm)	Toe Hassasiyeti	Kamber Hassasiyeti
TDS_1	Alt Kontrol Kolu	lca_front	x	-200	-0.00076721	0.00077560
TDS_2			y	-400	-0.011440	0.0039538
TDS_3			z	150	-0.034267	-0.0011933
TDS_4		lca_outer	x	0	0.010099	-0.0052783
TDS_5			y	-700	0.010646	-0.0017138
TDS_6			z	155	0.028254	0.0039980
TDS_7		lca_rear	x	200	-0.00052475	0.00079398
TDS_8			y	-450	-0.011137	0.0038557
TDS_9			z	155	-0.014148	-0.0017586
TDS_10	Üst Kontrol Kolu	uca_front	x	100	-0.00070113	-0.0063629
TDS_11			y	-450	-0.0082083	-0.0083301
TDS_12			z	525	0.034925	0.0046510
TDS_13		uca_outer	x	40	0.0058777	0.010528
TDS_14			y	-710	0.0099110	0.0078801
TDS_15			z	525	-0.019477	-0.022612
TDS_16		uca_rear	x	250	-0.00030654	0.0014804
TDS_17			y	-490	-0.0034755	0.0032918
TDS_18			z	530	-0.021517	0.0020382

Yalpa sınırlaması için ADAMS içinde bir fonksiyon yazılmıştır. Bu fonksiyon alt ve üst kontrol kolları arasındaki açının simülasyon boyunca maksimum değerini sıfır veya sıfırdan küçük tutmaya çalışmaktadır. Yalpa sınırlaması bir eşitsizlik sınırlamasıdır.

Bu fonksiyon ADAMS içerisinde;

$$\text{MAX}(\text{DB_DEFAULT}(.system_defaults, "analysis").roll.z.values) \quad (6.9)$$

şeklinde yazılmaktadır. Burada “roll” adında üç komponentli bir ölçümün üçüncü değerinin maksimum noktası hesaplanmaktadır. ADAMS içerisinde toe ve kamber açılarındaki değişimleri ölçmek tekerlek merkezi üzerinde bulunan bir nokta ile yine tekerleğe ait ve tekerlek merkezinde y ekseninde +300 mm dışarıda ikinci bir nokta oluşturulmuştur. Bu iki nokta tekerleğin hareketleri esnasında birbirlerinden farklı miktarlarda yer değiştirirler (Şekil 6.1).

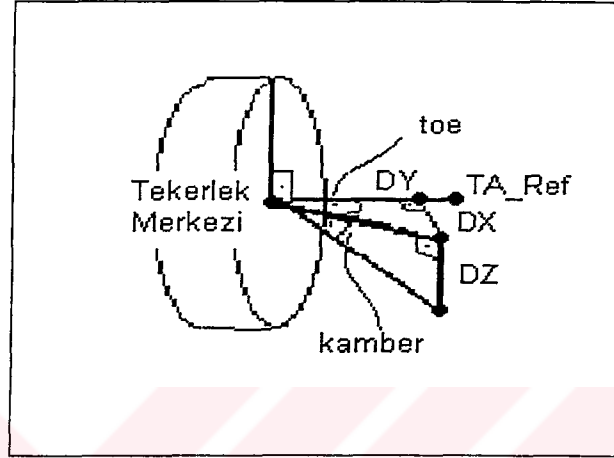


Şekil 6.1 Toe açısındaki değişim miktarının ölçülmesi [16]

Ölçümlerde değişim miktarlarının maksimum miktarlarını bulabilmek amacıyla ölçülen değerlerin mutlak değerleri kullanılmıştır. ADAMS içerisinde toe ölçümünde kullanılan fonksiyon (6.10) numaralı denklemde verilmiştir.

$$\text{abs}(\text{atan}(\text{DZ}(\text{T.Merk}, \text{TA_Ref})/\text{DX}(\text{T.Merk}, \text{TA_Ref}))) \quad (6.10)$$

Kamber değışim miktarının ölçümünde, ise tekerlek normali toe açısı ile birlikte değıştiğinden dolayı toe açısı da dikkate alınmıştır (Şekil 6.2).



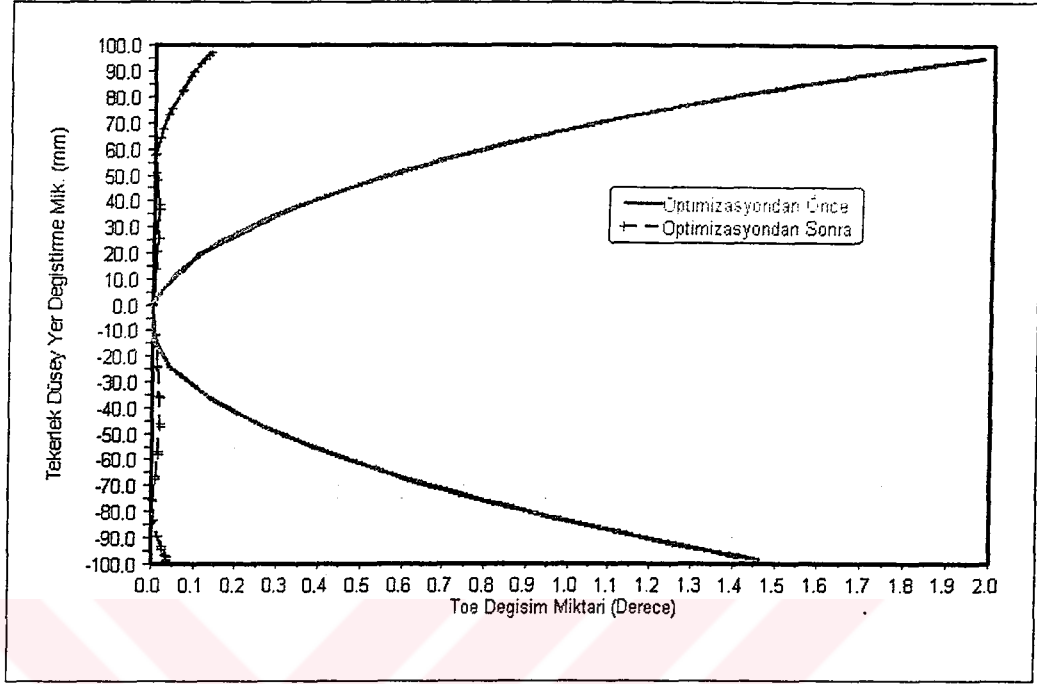
Şekil 6.2 Kamber açısındaki değışim miktarının ölçülmesi

$$\Delta Kamber = \frac{DZ}{\sqrt{DX^2 + DY^2}} \quad (6.11)$$

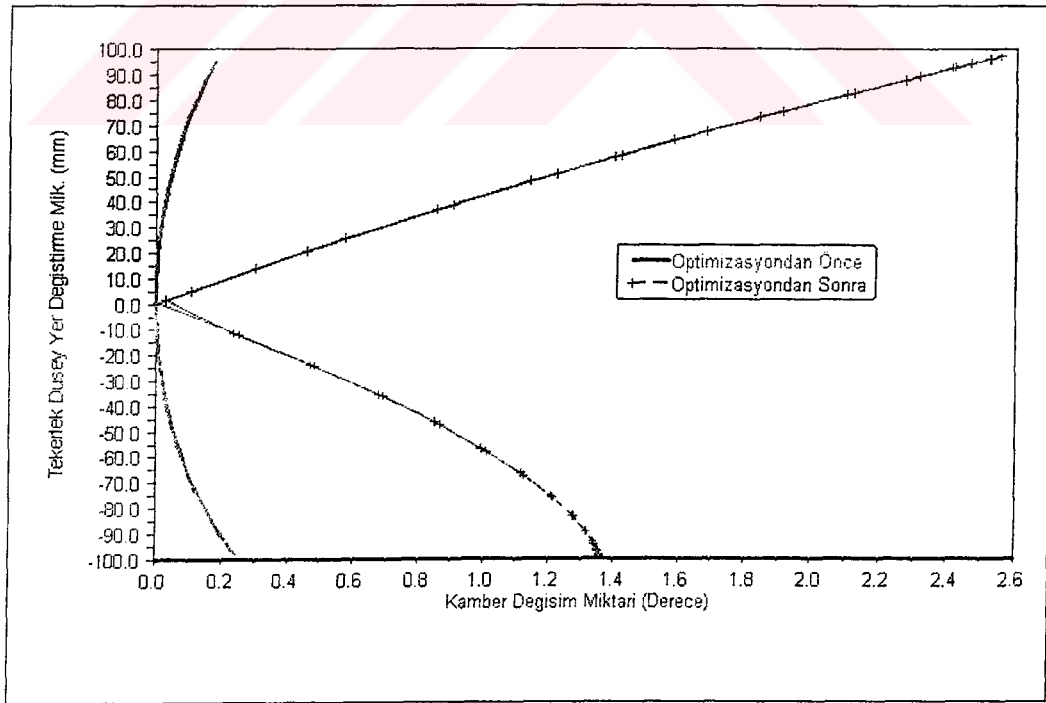
ADAMS içerisinde bu eşitlik (6.12)'de olduğu şekliyle yazılmaktadır.

$$\text{abs}(\text{atan}(\text{DZ}(\text{T.Merk}, \text{TA_Ref})/\text{sqrt}((\text{DY}(\text{T.Merk}, \text{TA_Ref}))^2 + (\text{DX}(\text{T.Merk}, \text{TA_Ref}))^2))) \quad (6.12)$$

Yalnızca toe açısındaki değışimlerin minimuma indirilmesi için yapılan optimizasyon sonucunda toe açısındaki değışimin maksimum miktarı 1.97'den 0.132 dereceye kadar % 93.3 oranında düşürülebilmıştır (Şekil 6.3). Buna karşılık kamber değışim miktarının maksimum değeri yaklaşık on kat artmıştır (Şekil 6.4).

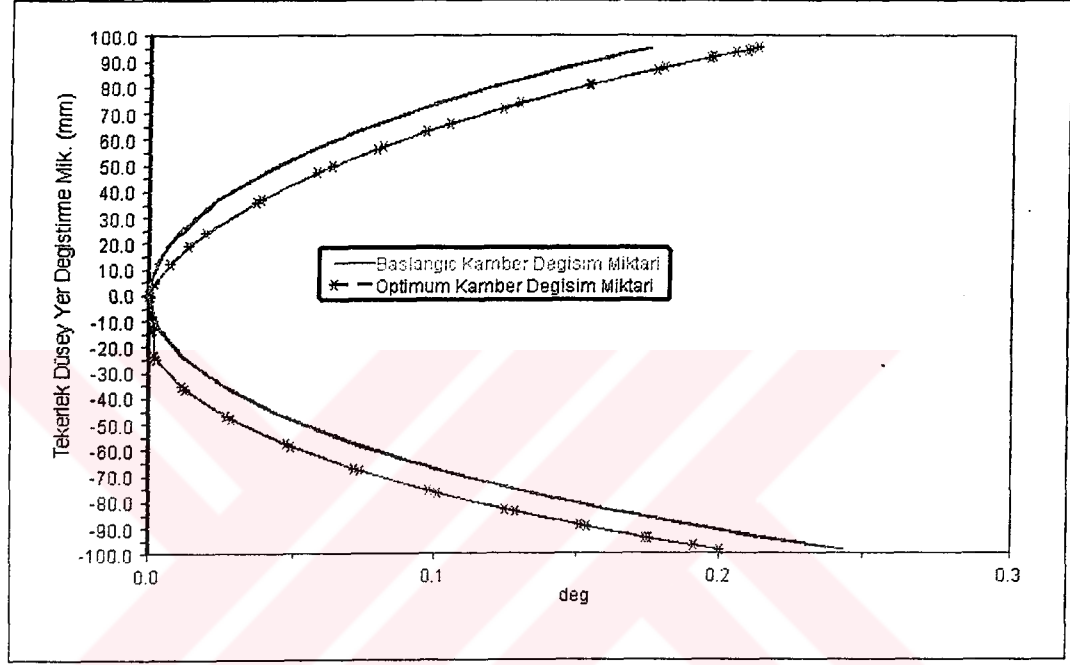


Şekil 6.3 Toe açısının minimizasyonu



Şekil 6.4 Toe açısının minimizasyonu için yapılan optimizasyonda kamber açısının değişimi

Yalnızca kamber açısının herhangi bir sınırlama konmadan yapılan optimizasyonu sonrasında kamber değişim miktarının maksimum değeri çok fazla değişmemiştir. Buna karşılık toe açısı değişim miktarının maksimum miktarı optimizasyondan önceki haliyle kalmıştır (Şekil 6.5).

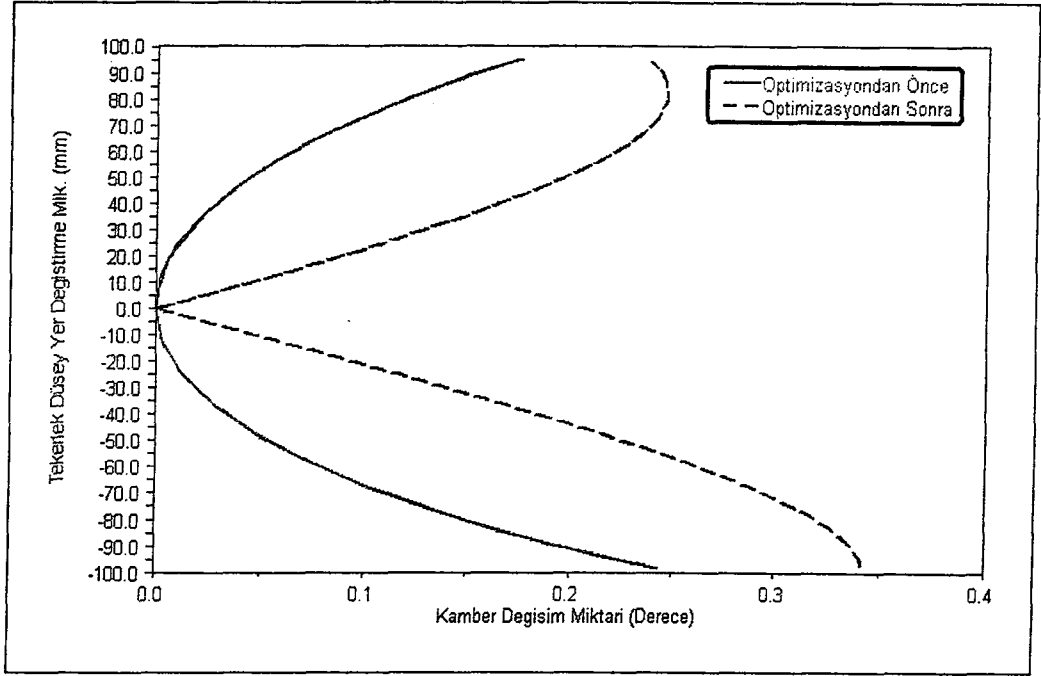


Şekil 6.5 Yalpa sınırlamasız kamber değişim miktarları

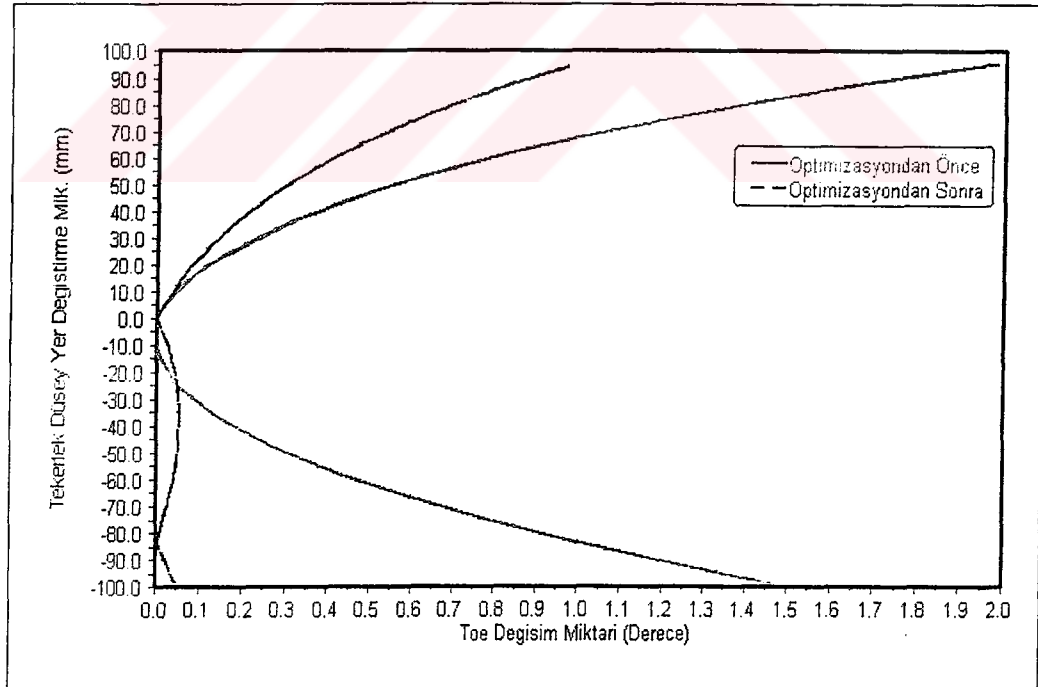
Yalpa sınırlaması kullanılarak kamber açısının minimizasyonu için yapılan optimizasyonda (şekil 6.6) kamber açısındaki değişim, optimizasyon öncesi değerinden daha yüksek değerlerde gerçekleşirken toe açısındaki değişimin maksimum değeri % 50 oranında düşmüştür (Şekil 6.7).

Her iki simülasyonda da kamber açılarındaki değişim miktarları toe açısındaki değişim miktarları ile kıyaslandığında oldukça düşük kalmaktadır. Bununla beraber toe açısındaki değişimleri minimize ederken kamber açısındaki sapmalarında çok yüksek miktarlarda artmasının önüne geçmek amacıyla toe ve kamber açılarından, ağırlık oranları kullanarak yeni bir toplam amaç fonksiyonu oluşturulmalıdır.

Bu nedenle oluşturduğumuz fonksiyonda ağırlık oranları, toe için 0.7 kamber için 0.3 olarak seçilmiştir.



Şekil 6.6 Yalpa sınırlamalı kamber değışim miktarı

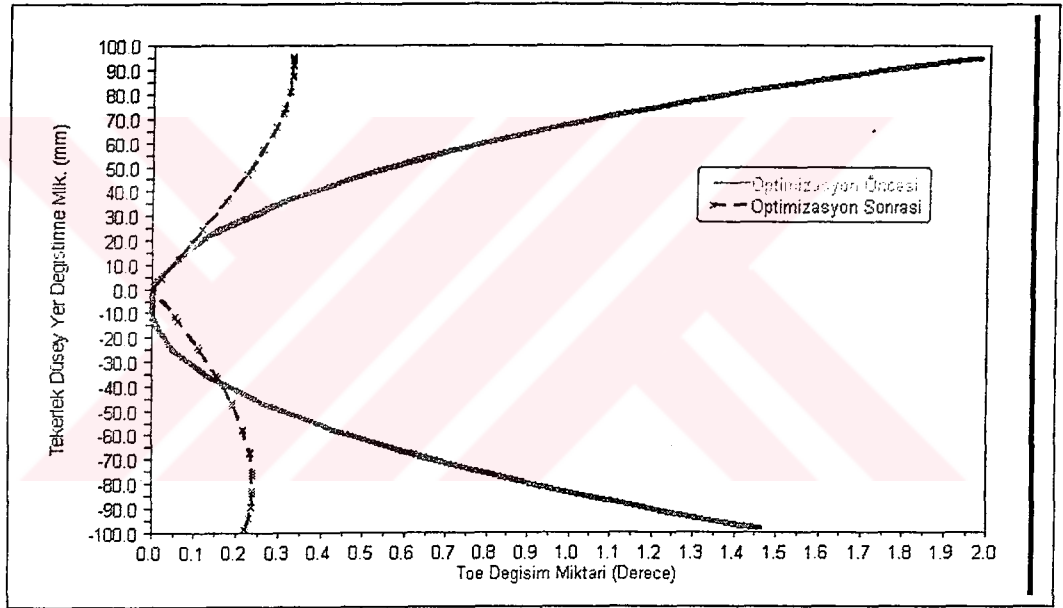


Şekil 6.7 Toe açısının değışim miktarı

Toe 0.7, kamber değışim miktarı ise 0.3 katsayıları ile oluşturulmuş yeni amaç fonksiyonu aşağıda gösterilmiştir.

$$\psi_{\text{toplam}} = 0.7\psi_{\text{toe}} + 0.3\psi_{\text{kamber}} \quad (6.13)$$

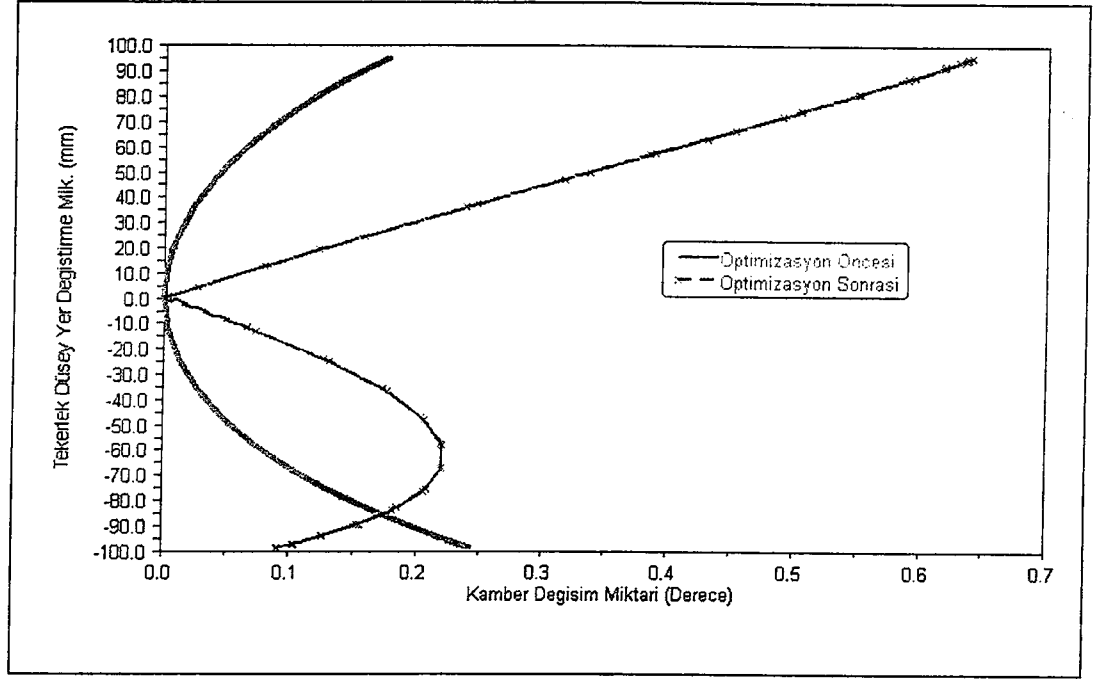
Toplam amaç fonksiyonu üzerinde yapılan simülasyonlarda toe açısındaki değışimlerin maksimum değeri 2 dereceden 0.3 dereceye kadar düşmüştür (Şekil 6.8).



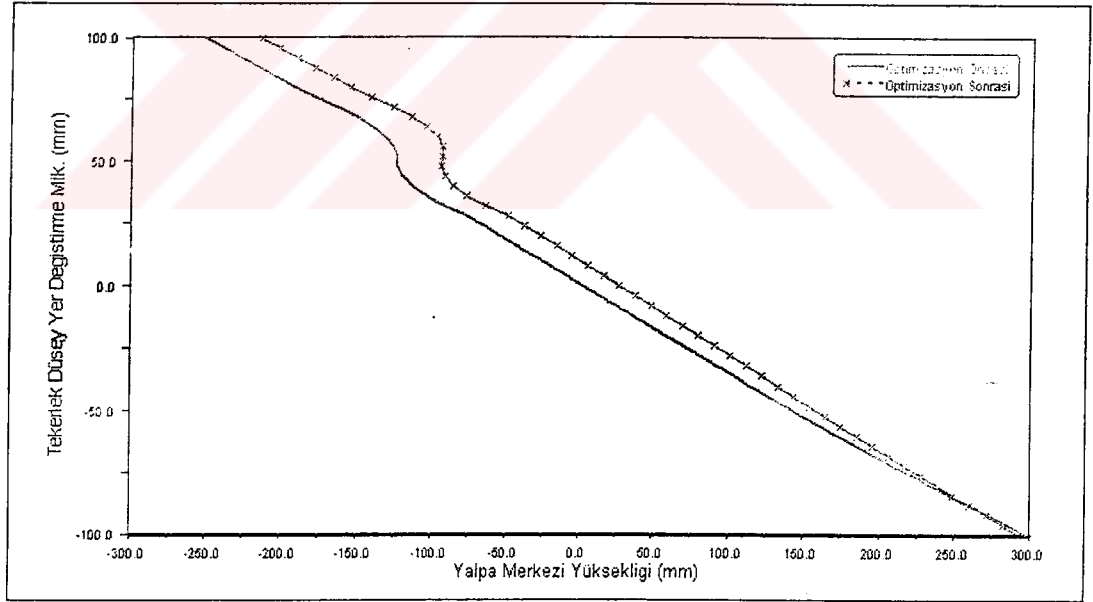
Şekil 6.8 Toplam amaç fonksiyonunun minimizasyonunda toe açısının değışim miktarı

Kamber açısındaki değışim miktarı ise 0.25 dereceden 0.65 dereceye kadar yükselmiştir (Şekil 6.9).

Her iki açıdaki değışim oranlarının yalpa sınırlaması ile birlikte optimizasyonu neticesinde ön süspansiyon sistemi yalpa merkezinin statik durumda yerden yüksekliğinde de kısmen iyileşme gözlenmiştir. Bu iyileşmede yalpa sınırlamasının bir sonucu olarak ortaya çıkmıştır (Şekil 6.10).



Şekil 6.9 Toplam amaç fonksiyonunun minimizasyonunda kambar açısının değışim miktarı



Şekil 6.10 Yalpa merkezinin yerden yüksekliğı

Toplam amaç fonksiyonunda tasarım değışkenlerinin optimizasyonunda toe ve kambar açılarını en çok etkileyen değışkenlerin ilk ve son değerler tablo 6.3'de gösterilmiştir. Optimizasyon sonucunda toe ve kambar açılarından oluşturulan toplam amaç fonksiyonunun maksimum değeri % 70.7 oranında düşüş göstermiştir.

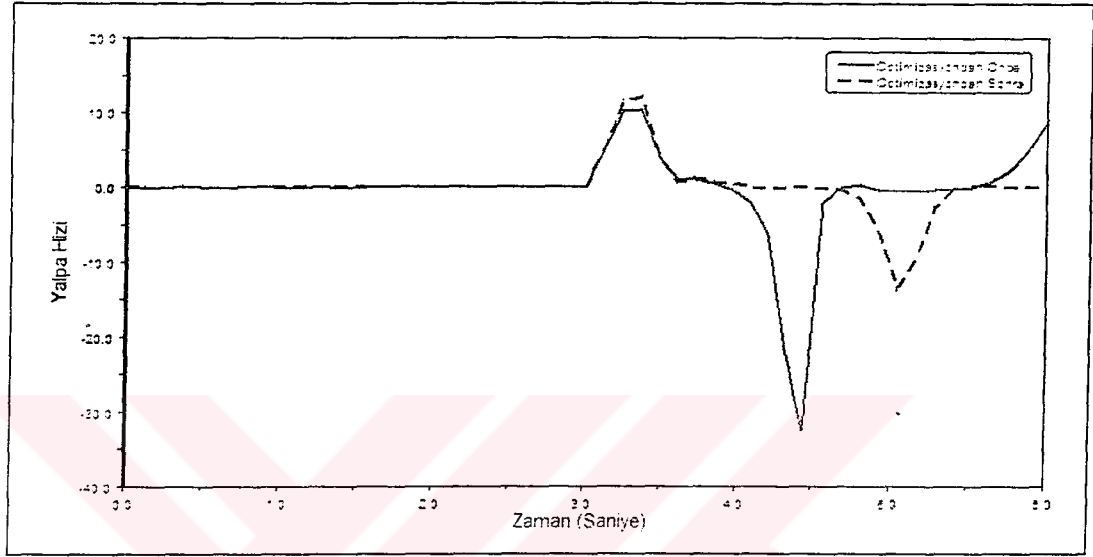
Tablo 6.3 Tasarım kriterleri son değerleri

No	Ait Olduğu Parça Adı	Nokta Adı	Koordinat Eksenı	İlk Değer (mm)	Son Değer (mm)
TDS_2	Alt Kontrol Kolu	lca_front	y	-400	-397.73
TDS_3		lca_front	z	150	154.04
TDS_4		lca_outer	x	0	0
TDS_5		lca_outer	y	-700	-701.893
TDS_6		lca_outer	z	155	150.753
TDS_8		lca_rear	y	-450	-446.158
TDS_9		lca_rear	z	155	152.098
TDS_11	Üst Kontrol Kolu	uca_front	y	-450	-436.172
TDS_12		uca_front	z	525	490.09
TDS_13		uca_outer	x	40	39.0499
TDS_14		uca_outer	y	-710	-724.3
TDS_15		uca_outer	z	525	479.48
TDS_17		uca_rear	y	-490	-490.22
TDS_18		uca_rear	z	530	537.716

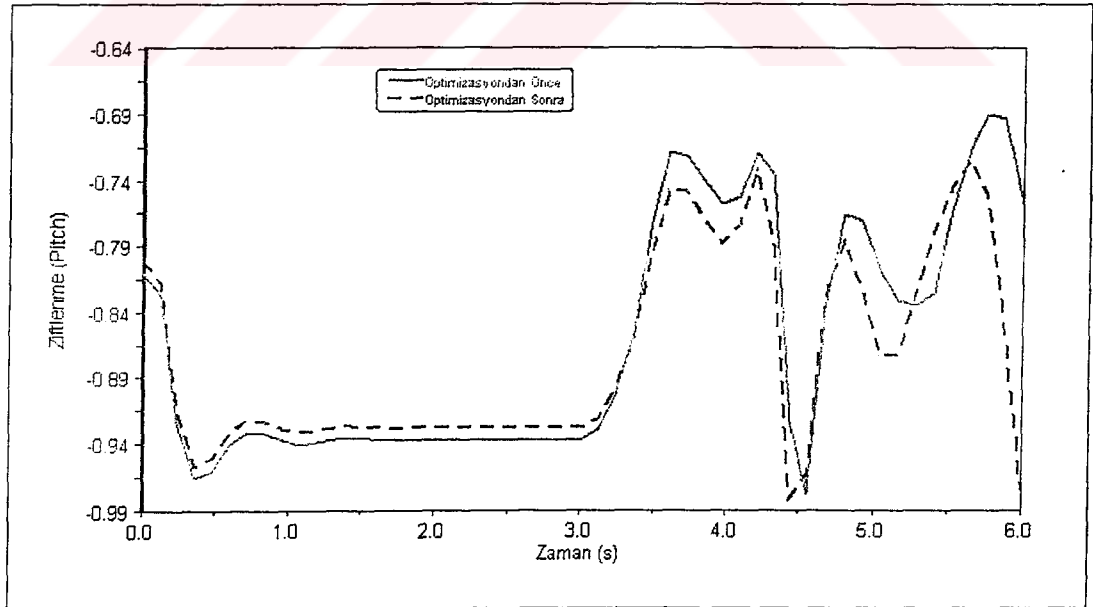
6.3. Şerit Değiştirme Analizi

Süspansiyon sistemi içerisinde sistemin geometrisini belirleyen bağlantı noktalarının, toe ve kamber açısındaki değişimleri minimize etmek amacıyla optimum koordinatlarının bulunmasından sonra süspansiyon sistemi, ADAMS/Car içerisinde bulunan bütün bir araç modeli içerisine kullanılmış ve aracın, şerit değiştirme analizi yardımıyla yalpa açısı, seyir yönüne dik ve yol düzlemine paralel eksen etrafındaki şasi hareketleri (ziftlenme) ayrı ayrı incelenmiştir.

Şerit değiştirme analizinde araç, altı saniyelik zaman dilimi içerisinde üçüncü saniyeden başlamak kaydıyla 90 km/h hızda önce sola doğru şerit değiştirmiş sonrada önceki şeride geri dönmüştür. Bu analiz sonucunda yalpa hızında iyileşmeler ve ziftlenme (pitch) hareketlerinde kötüleşmeler görülmüştür (Şekil 6.11-12).

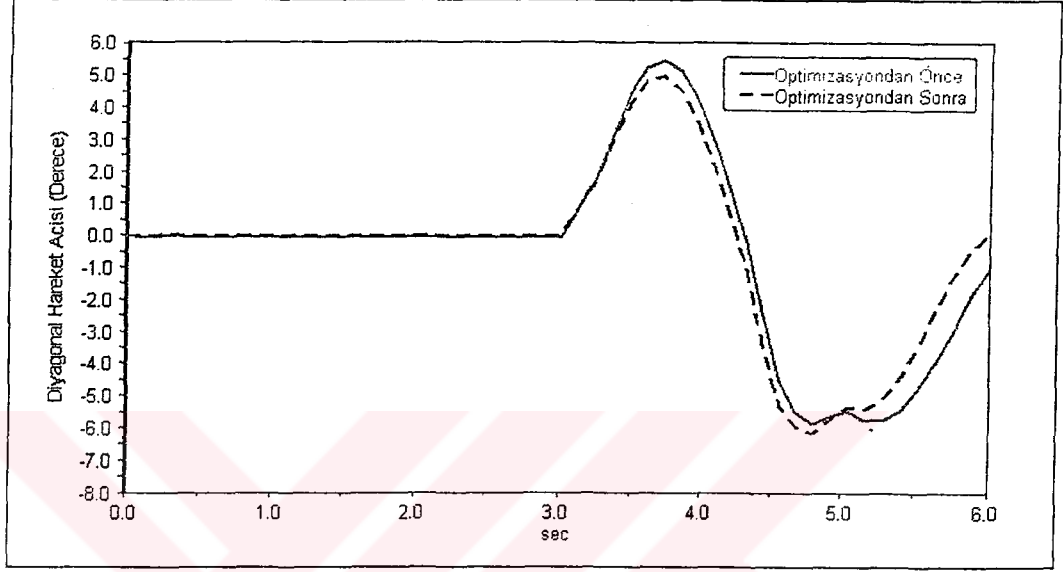


Şekil 6.11 Yalpa hızı



Şekil 6.12 Ziftlenme (Pitch)

Toe açısındaki sapma miktarının düşmesiyle beraber tekerleklerde meydana gelen yan kuvvetler ile diyagonal hareket açısı da sistemin ilk haline göre genellikle azalmıştır (Şekil 6.13).



Şekil 6.13 Diyagonal hareket açısı

6.4. Amaç Fonksiyonlarının Çeşitliliği

Süspansiyon tasarımında, araçların kullanım amacı ve işlevine göre amaç fonksiyonları değişiklik gösterebilir. Örneğin yarış otomobillerinde konfor ve tekerlek ömrü gibi kriterler arka plana itilirken, aracın virajlardaki kararlılığı ve seyir emniyeti ön plana çıkmaktadır. Kişisel otomobillerde doğrusal kararlılığı artırmak amacıyla tekerleklerle toe-in açısı verilirken, yarış otomobillerde bu kararlılıktan vazgeçilerek ön tekerleklerle virajları rahat dönebilmesi açısından toe-out açısı verilmektedir. Bu yüzden taşıt parametrelerinin seçimi taşıt karakteri ile birlikte değişebilir.

Yukarıdaki çalışmaya ek olarak biraz daha zenginleştirilmiş bir optimizasyon problemi aşağıda sunulmuştur.

6.4.1. Performans Kriteri

Toe açısındaki değişimlerin 0.1 dereceyi geçmemesi istenmektedir. Bu nedenle hedeflenen toe ile gerçekleşen toe arasındaki hata miktarının karesi amaç fonksiyonu olarak seçilmiştir.

$$\Psi_{toe} = \int_{z_1}^{z_2} (T_h - T_g)^2 .dz \quad (6.14)$$

z_1 : Tekerlek merkezi düşey hareket alt limit (-100 mm)

z_2 : Tekerlek merkezi düşey hareket üst limit (+100 mm)

T_h : Hedeflenen toe değişim miktarı (0.1 derece)

T_g : Gerçekleşen toe değişim miktarı

6.4.2. Sınırlamalar

Yapılacak optimizasyonda sınırlama olarak sürücüye tekerlek yan kuvvetleri ile ilgili bilgi sağlaması özelliği dolayısıyla süpürme yarıçapı ve aracın viraj dönmesi sırasında dış tekerlekte meydana gelecek kamber açısı seçilmiştir. Virajlarda dış tekerlek gövde referans alındığında yukarı doğru hareket etmektedir. Bu gibi durumlarda aracın dönmeçlerde tek izli taşıtlarda olduğu gibi kamber kuvvetlerinden yararlanması amacıyla tekerleğin, pozitif yer değiştirmesinde, negatif kamber açısına sahip olması istenmektedir. Buna karşılık tekerleğin gövdeye göre düşme hareketi esnasında kamber açısının maksimum miktarı azaltılmak istenmektedir [14].

Sınırlamalar;

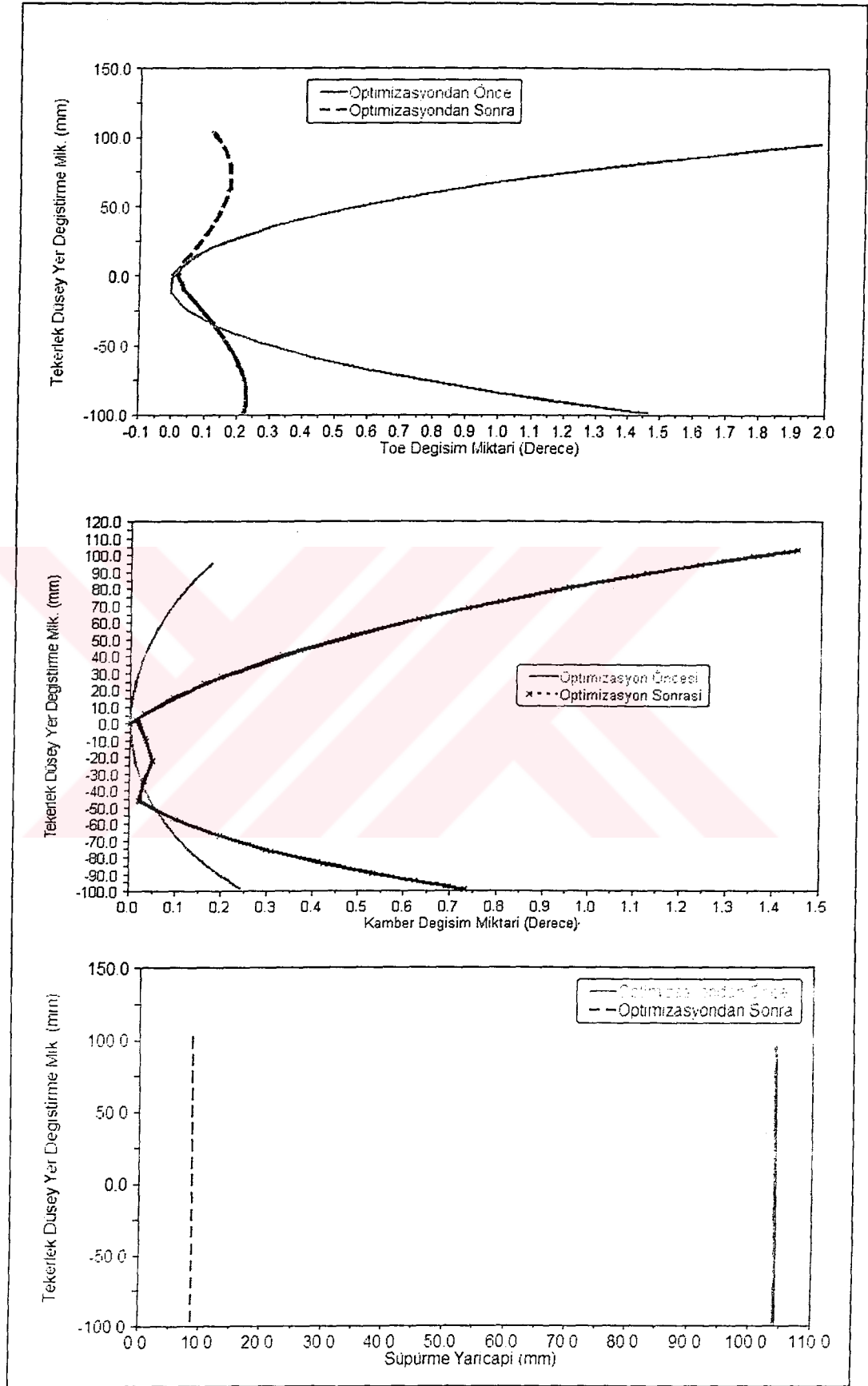
- Tekerlek saptırma ekseninin (King-pin) yeri deldiği nokta ile tekerlek temas merkezi arasındaki yatay eksen üzerindeki mesafesi olan süpürme yarıçapının 8-9 mm arasında sabit değerde olması,

- Tekerleğin, yer düzleminden yukarı doğru hareketi esnasında -1 derece kamber açısı yapması ve gövdeye göre düşme hareketi esnasında maksimum değerinin minimum olması,

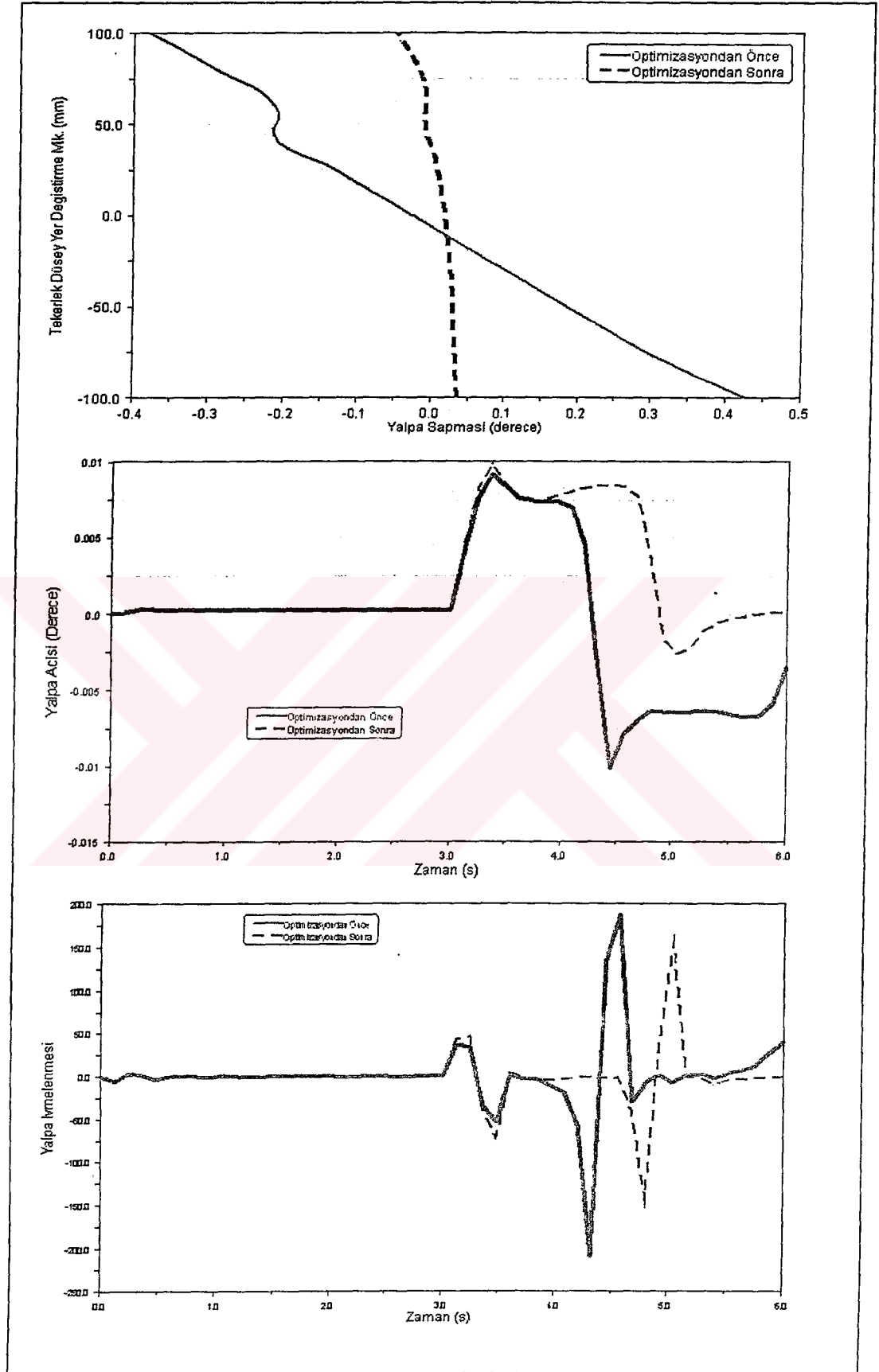
şeklinde seçilmiştir.

Optimizasyon neticesinde süpürme yarı çapı, toe ve kamber açısında istenilen değerler elde edilmiştir (Şekil 6.14). Seçilen parametrelerin iyileşmesine paralel olarak tekerlek yan kuvvetleri, yalpa hareketinden dolayı direksiyon sisteminde ortaya çıkan yönlendirme sapmaları, yalpa açısı ve yüksekliği, şasi yalpa ivmesi gibi seyir performansını etkileyen parametrelerde de iyileşmeler gerçekleşmiştir (Şekil 6.15).





Şekil 6.14 Toe, kamber açıları ve süpürme yarıçapı



Şekil 6.15 Yönlendirme yalpa sapması, yalpa açısı ve yalpa ivmesi

7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında Çift Lades Kemiği süspansiyon sistemi, ADAMS/View içerisinde modellenerek süspansiyon sisteminin seyir dinamiği ile ilgili parametrelerinin optimizasyonu yapılmıştır. Oluşturulan süspansiyon modelinin geometrisi ADAMS'ın bir modülü olan ADAMS/Car içerisindeki hazır modellerden alınmıştır. Sistem modeli oluşturulduktan sonra amaç fonksiyonları belirlenmiştir. Amaç fonksiyonlarının belirlenmesini takiben bu fonksiyonlara etki eden tasarım değişkenleri belirlenmiş ve hassasiyet analizi yardımı amaç fonksiyonu üzerinde en çok etki gösteren tasarım değişkenleri optimize edilmiştir. Tezde iki ayrı amaç fonksiyonu için optimizasyon yapılmıştır. Yapılan birinci optimizasyon çalışmasında amaç fonksiyonu olarak toe ve kamber açılarının değişim miktarlarının minimum değerlerde olması şeklinde belirlenmiştir. Bununla beraber araç statik durumda iken araç yalpa merkezinin yer düzlemi üzerinde olması tasarım kısıtlaması olarak seçilmiştir. Böyle bir kısıtlama süspansiyon modelinde alt ve üst kontrol kolları arasındaki açının negatif olması durumunda elde edilebilmektedir. İkinci optimizasyon çalışmasında amaç fonksiyonu, toe ve kamber açılarının öngörülen değerlerde olması şeklinde belirlenirken süpürme yarıçapının pozitif ve belirli bir değerde olması kısıtlama olarak uygulanmıştır.

Yapılan her iki optimizasyon çalışmasında tasarım değişkenleri, amaç fonksiyonlarına uygun olarak optimize edilmiştir. ADAMS/View'de elde edilen tasarım değişkenlerinin optimum değerlerinin ADAMS/Car içerisinde şerit değiştirme analizi yapılarak aracın şasi hareketleri analiz edilmiştir. Aracın ziftlenme hareketlerinde kötüleşmeler gözlenmiştir.

İncelemeye konu olan süspansiyon sistemi modeli iyi tasarlanmış bir sistem olması nedeniyle tasarım değişkenlerinden bazılarının optimum değerleri, ilk haline oranla ± 1 mm civarında değişmiştir. Bugün bu ölçüleri pratikte tutturmak zor olabilir.

Bu tez çalışmasında süspansiyon sisteminde optimizasyon çalışmaları için çok az sayıda parametre kullanılmıştır. Süspansiyon sistemi tasarımında çok daha fazla parametrenin göz önünde tutulması gereklidir. Bu parametrelerden oluşturulacak amaç fonksiyonlarında aracın karakterine uygun olarak ağırlık oranları belirlenmelidir.

ADAMS programı çeşitli sektörler için özel modüllere sahiptir. Bir mekanizmanın optimizasyonu ADAMS/View içerisinde yapılabilmesine rağmen, bir otomobil ele alındığında, özel tekerlek modelleri kullanılabilmekte fakat tekerlek ve yer arasında bir ilişki tanımlanamamaktadır. ADAMS'ın Car modülü yardımıyla bu tür modeller oluşturmak daha kolay olmaktadır. ADAMS/Car kullanılarak araç üzerinde gerçek modeline yakın bir şekilde her türlü analiz ve optimizasyon yapmak mümkündür. Optimizasyon için ADAMS/Car içerisinde komut dosyaları veya Fortran kodlarının yazılması gerekmektedir. Bu iş uzmanlık gerektirdiğinden yine ADAMS'ın ADAMS/Car'da oluşturulan modellerin optimizasyonu ADAMS/Insight modülü ile daha kolay yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Dixon J. C.** , 1996, Tires, Suspension and Handling Arnold Publisher, USA.
- [2] **Gillespie T. D.**, 1992, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE Inc., USA.
- [3] **Nunney M. J.**, 1998, Light & Heavy Vehicle Technology, pp. 456-507, Butterwert Heinemann Publishing Ltd., London.
- [4] **Erzi A. I.**, 1975, Motorlu Taşıtlar Ders Notları, İ.T.Ü, İstanbul.
- [5] **Erzi A. I.**, 2000, Cadde ve Ray Taşıtlarının Dinamiği Ders Notları V, İ.T.Ü, İstanbul.
- [6] **Demirsoy M.**, 1991, Motorlu Araçlar Cilt-2, pp. 210-218, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [7] **Rahnejat H.**, 1998, Multi-Body Dynamics, pp. 109-149, Profesional Engineering Publishing Limited, UK.
- [8] **Suh K. L., Yoon H. S.**, 2000, Optimization of Front Bump Steer Using Design of Experiments, Proceedings of the Automotive Dynamics & Stability Conference, Troy, Michigan, May 15-17.
- [9] **Prado M., Neto A. C.**, 1998, Virtual Prototype: A New Concept in the Development of Mechanical Projects, VII. International Mobility Technology Conference & Exhibit, Sao Paulo, Brazil, November 9-11.
- [10] **Tak T., Chung S., Chun H.**, 2000, An Optimal Design Software for Vehicle Suspension Systems, Proceedings of the Automotive Dynamics & Stability Conference, Troy, Michigan, May 15-17.
- [11] **Fujita K., Hirokawa N., Akagi S., and Hirata T.**, 1998, Design Optimization of Multi-Link Suspension System for Total Vehicle Handling and Stability, Proceedings of 7th AIAA/USAP/NASA/ISSMO Symposium on Multi-Disciplinary Analysis and Optimization, St. Louis, Missouri, September 2-4.
- [12] **Tak T., Hyungho C., Taewon P., Hongje Y., Hyunki Y.**, 1997, Optimal Design of Suspension Sytems Based on Symbolic Sensitivity Analysis, Proceedings of the 9th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Bali , Indonesia, November 16-21.
- [13] **Yamanaka T., Hoshino H., Motoyama K.**, 2000, Design Optimization Technique for Suspension Mechanism of Automobile, FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea, June 12-15 .
- [14] **Gaffney E. F., Salinas A. R.**, 1997, Introduction to Formula SAE Suspension and Frame Design, SAE Paper No 971584.
- [15] **Sohoni V.** 1995, Design Optimization of Mechanical Systems, 1995 North American MDI User Conference, Ipsilanti, Michigan, May 15-17.

- [16] ADAMS/Car v10.0 User Guide, ADAMS/Solver Student Guide.
- [17] <http://www.rqriley.com/suspensn.html>.
- [18] <http://www.mech.uq.edu.au/courses/mech3100>.
- [19] <http://www.geraldstires.com>.
- [20] <http://www.auto-ware.com>.
- [21] <http://world.honda.com/news/1997/t970702b.html>.
- [22] <http://www.rctek.com/handling>.
- [23] <http://www.yokohamatire.com>.



ÖZGEÇMİŞ

1975 yılında Sivas'ta doğdu. İlk ve orta eğitimini İstanbul'da tamamladıktan sonra 1992 yılında Kabataş Erkek Lisesini bitirdi. Aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünde eğitime başladı. 1998 yılında lisans eğitimini tamamladıktan sonra İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Fakültesi Otomotiv programında yüksek lisans eğitimine başladı. 2000 yılında yüksek lisans eğitimine ara vererek kısa dönem askerlik görevini tamamladı. Askerlik görevinin bitmesini takiben eğitime ara verdiği yerden devam etti. Halan İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv programında eğitimini sürdürmektedir.



İTÜ YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
BAKIRANTAS/OTOMOTİV
BİLGİ TEKNOLOJİLERİ