

126893

BİR TAŞIT SEYİR DİNAMİĞİ MODELİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Teoman AYÇİÇEK

Enstitü No: 50397203

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 2 Ocak 2002

Tezin Savunulduğu Tarih : 17 Ocak 2002

Tez Danışmanı :

Prof.Dr. Ali Güvenç GÖKTAN

Diğer Jüri Üyeleri

Prof.Dr. Ahmet GÜNEY (İ.T.Ü.)

Prof.Dr. İrfan YAVAŞLIOĞLU (Y.T.Ü.)

OCAK 2002

126893

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	iii
ŞEKİL LİSTESİ	iv
SEMBOL LİSTESİ	vi
BİR TAŞIT SEYİR DİNAMİĞİ MODELİ	viii
DYNAMIC MODEL OF A VEHICLE	ix
1. GİRİŞ	1
1.1 Taşıt Seyir Dinamiği	1
1.2 Tezin tanımı	2
2. TAŞIT SEYİR DİNAMİĞİ	3
2.1 Taşıt Dinamiği Temelleri	3
2.1.1 Koordinat sistemi	3
2.1.2 Sürekli durumda viraj alma	4
2.1.2.1 Düşük hızda diyagonal hareket	5
2.1.2.2 Yüksek hızda diyagonal hareket	6
2.2 Lastik Matematiksel Modeli	11
2.3 Süspansiyon Karakteristikleri	20
2.3.1 Kamber açısı	20
2.3.2 Kaster açısı	21
2.3.3 Kingpin eğim açısı	21
2.3.4 Toe açısı	22
2.3.5 Yalpa merkezi	23
2.4 Direksiyon Sistemi Karakteristikleri	23
2.4.1 Ackerman açısı	23
2.4.2 Kaster moment kolu	24
3. ADAMS/CAR TAŞIT MODELİ	25
3.1 Tekerlekler	25
3.1.1 Tekerlek kütleli özellikleri	25
3.1.2 Lastik modeli boyutları	25
3.1.3 Parametreler	25
3.1.4 Pajacka modelinde kullanılan katsayılar ve modeldeki değerleri	26
3.2 Ön Aks Geometrisi	27
3.2.1 MacPherson süspansiyon sistemi	27
3.2.2 Macpherson Adams/Car modeli	28
3.2.3 Macpherson süspansiyon sistemi kontrol noktaları	28
3.3 Arka Aks Geometrisi	29
3.3.1 Eğik çapraz kollu asılış süspansiyon sistemi	29
3.3.2 Eğik çapraz kollu asılış Adams/Car modeli	30
3.3.3 Eğik çapraz kollu asılış kontrol noktaları	30
3.3.4 Süspansiyon sistemi bağlantı burçları eğrileri	31

3.3.4.1	Üst bağlantı noktaları	31
3.3.4.2	Alt bağlantı noktaları	32
3.3.4.3	Çapraz kol bağlantı noktaları	33
3.3.5	Yay ve sönümleyici eğrileri	34
3.4	Direksiyon Sistemi	35
3.4.1	Direksiyon Sistemi Adams/Car Modeli	35
3.4.2	Direksiyon Sistemi Kontrol Noktaları	35
3.5	Motor ve Aktarma Organları	36
3.5.1	Motor ve Aktarma Organları Adams/Car modeli	36
3.5.2	Bağlantı Noktaları	36
3.5.3	Çevrim Oranları	36
3.5.4	Bağlantı Burçları Eğrileri	37
3.5.5	Motor moment - güç haritası	38
3.6	Komple Taşıt Modeli	39
4.	SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMALAR	40
4.1	Ön Aks Geometrisine ait Karakteristiklerin Hesaplanması	40
4.1.1	Toe açısı	41
4.1.2	Kamber açısı	42
4.1.3	King-Pin açısı	42
4.1.4	Kaster açısı	43
4.1.5	Kaster mesafesi	44
4.2	Arka Aks Geometrisine ait Karakteristiklerin Hesaplanması	45
4.2.1	Toe açısı	46
4.2.2	Kamber açısı	47
4.3	Komple Taşıt Modeli Üzerinde Yapılan Analizler	48
4.3.1	Stasyoner dönme hareketi	48
4.3.2	Şerit değiştirme analizi	50
4.3.3	İvmelenme analizi	50
4.4	Yorumlar	51
KAYNAKLAR		53
ÖZGEÇMİŞ		54

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1 : Çevre kuvveti hesabında kullanılan parametreler	16
Tablo 2.2 : Çevre kuvveti hesabında kullanılan parametreler	18
Tablo 2.3 : Geri çevirme momenti hesabında kullanılan parametreler	20
Tablo 3.1 : Tekerlek kütleli özellikleri	25
Tablo 3.2 : Tekerlek boyutsal parametreler	25
Tablo 3.3 : Tekerlek sertlik değerleri	25
Tablo 3.4 : Pajecha lastik modelinde kullanılan katsayılar	26
Tablo 3.5 : Macpherson süspansiyon sistemi kontrol noktaları	28
Tablo 3.6 : Eğik çapraz kollu asılış süspansiyon sistemi kontrol noktaları	30
Tablo 3.7 : Direksiyon sistemi kontrol noktaları	35
Tablo 3.8 : Motor bağlantı noktaları	36
Tablo 3.9 : Aktarma organları çevrim oranları	36
Tablo 3.10 : Motor moment-güç haritası	39

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : SAE Taşıt Koordinat Sistemi	3
Şekil 2.2 : Viaj alan taşıt geometrisi	5
Şekil 2.3 : Lastik dönemeç kuvveti	6
Şekil 2.4 : Viraj alan taşıtın bisiklet gösterimi	7
Şekil 2.5 : Döndürme yarıçapının seyir hızı ile değişimi	10
Şekil 2.6 : SAE lastik koordinat sistemi	11
Şekil 2.7 : Lastiğin yanal kuvvetler etkisindeki deformasyonu	12
Şekil 2.8 : Lastik karakteristiği: Yanal kuvvet – Kayma açısı grafiği	13
Şekil 2.9 : Pajecka tarafından tanımlanan lastik karakteristiği	14
Şekil 2.10 : Pajecka modeli için çevresel kuvvet	17
Şekil 2.11 : Pajecka modeli için yanal kuvvet	18
Şekil 2.12 : Pajecka modeli için geri çevirme momenti	20
Şekil 2.13 : Kamber açısı	21
Şekil 2.14 : Kaster açısı	21
Şekil 2.15 : Kingpin eğim açısı	22
Şekil 2.16 : Toe-in açısı	22
Şekil 2.17 : Yalpa merkezi	23
Şekil 2.18 : Ackerman açısı	23
Şekil 2.19 : Kaster moment kolu	24
Şekil 3.1 : Macpherson süspansiyon sistemi şematik gösterimi	27
Şekil 3.2 : Macpherson süspansiyon sistemi Adams/Car modeli	28
Şekil 3.3 : Eğik çapraz kollu asılış şematik gösterimi	29
Şekil 3.4 : Eğik çapraz kollu asılış Adams/Car modeli	30
Şekil 3.5 : Üst bağlantı burçları kuvvet uzama grafiği	31
Şekil 3.6 : Üst bağlantı burçları moment-dönme grafiği	31
Şekil 3.7 : Alt bağlantı burçları kuvvet uzama grafiği	32
Şekil 3.8 : Alt bağlantı burçları moment dönme grafiği	32
Şekil 3.9 : Çapraz kol bağlantı burçları kuvvet-uzama grafiği	33

Şekil 3.10	: Çapraz kol bağlantı burçları kuvvet-uzama grafiği	33
Şekil 3.11	: Yay kuvvet-uzama grafiği	34
Şekil 3.12	: Sönümleyici kuvvet-hız grafiği	34
Şekil 3.13	: Direksiyon sistemi Adams/Car modeli	35
Şekil 3.14	: Motor Adams/Car modeli	36
Şekil 3.15	: Motor bağlantı burçları kuvvet uzama eğrileri	37
Şekil 3.16	: Motor bağlantı burçları moment dönme eğrileri	37
Şekil 3.17	: Motor moment-motor devri ve motor gücü-motor devri eğrileri	40
Şekil 3.18	: Komple taşıt modeli	40
Şekil 4.1	: Ön aks haritası-1	41
Şekil 4.2	: Ön aks haritası-2	42
Şekil 4.3	: Toe-in açısının değişimi	42
Şekil 4.4	: Kamber açısının değişimi	43
Şekil 4.5	: King-Pin açısının değişimi	44
Şekil 4.6	: Kaster açısının değişimi	45
Şekil 4.7	: Kaster mesafesinin değişimi	46
Şekil 4.8	: Arka aks haritası	47
Şekil 4.9	: Arka aksa ait toe-in açısının değişimi	48
Şekil 4.10	: Arka aksa ait kamber açısının değişimi	48
Şekil 4.11	: Stasyonier dönme hareketi Adams/Car analizi	49
Şekil 4.12	: Stasyonier dönme hareketi deneysel ölçüm grafiği	50
Şekil 4.13	: Şerit değiştirme analizi	51
Şekil 4.14	: İvmelenme analizi	51

SEMBOL LİSTESİ

a_x	Seyir ivmesi
a_y	Y yönündeki yanal ivme
b	Ön aksın taşıt ağırlık merkezine olan uzaklığı
BCD	Diyagonal hareket sertliği
c	Arka aksın taşıt ağırlık merkezine olan uzaklığı
C_α	Diyagonal hareket sertliği
D	Maksimum Yanal Yük
F_x	Çevre kuvveti
F_y	Yanal kuvvet
F_z	Tekerlek yükü
g	Yerçekimi ivmesi
I	Atalet momenti
K	Az döner (taşıt) gradyeni
L	Aks aralığı
M	Taşıt kütlesi
M_x	Takla momenti
M_y	Yuvarlanma direnç momenti
M_z	Geri çevirme momenti
p	Yalpa hızı
q	Kafa vurma hızı
R	Dönme yarıçapı

r	Savrulma hızı
RCC	Arka diyagonal hareket sertliği
T	Moment
V_x	Seyir hızı
V_y	Yanal hız
V	Yuvarlanma hız vektörü
W	Taşıt ağırlığı
W_f	Ön aks yükü
W_r	Arka aks yükü
WW	Tekerlek iz genişliği
x	Taşıt uzunlamasına eksen
y	Taşıt enine eksen
z	Düşey eksen
α	Kayma açısı
δ	Direksiyon saptırma açısı
γ	Kamber açısı

BİR TAŞIT SEYİR DİNAMİĞİ MODELİ

ÖZET

Bu çalışmada, ADAMS/Car yazılımı kullanılarak BMW marka 750i taşıt modelinin bilgisayar ortamında dinamik taşıt modeli oluşturulmuştur. Bu model, tekerlekler, ön aks asıllışı olarak Macpherson süspansiyon sistemi, arka aks için eğik çapraz kollu asıllış sistemini, rack ve pinyon direksiyon sistemini ve motor alt sistemlerini içermektedir. Modeli oluşturan parametrelerinin seyir dinamiği üzerine etkileri incelenmiştir. Gerçek taşıt üzerinde yapılan testlerin sonuçları değerlendirilmiş ve bu sonuçlara göre dinamik model ile gerçek taşıt arasında ilişki kurulmuştur. Oluşturulan model üzerinde analizler yapılmış, elde edilen sonuçlar gerçek taşıtın test dataları ile karşılaştırılmış ve elde edilen sonuçlara göre taşıt modelinde kullanılan parametreler modifiye edilerek test değerlerine yaklaşılmaya çalışılmıştır. Bir hata kriteri belirlenmiş ve bu kritere göre elde edilen sonuçlar raporlanmıştır. Bu sonuçlara göre hata modeli oluştururken kullandığımız, ön ve arka ak geometrisine ait boyutsal değerler taşıtın çekilen fotoğraflarından çıkarılmaya çalışılmıştır. Bağlantı elemanı olarak kullanıla burçlar tahmini olarak teorik bilgilere dayanarak seçilmiştir.

DYNAMIC MODEL OF A VEHICLE

SUMMARY

On this study BMW 750i model vehicle build by using ADAMS/Car software to analyse the characteristics of the vehicle in computer environment. ADAMS/Car software is a special software that designed and customised for Automotive Manufacturers to design and analyse the dynamic behaviour of the vehicle. Dynamic model contains, wheels, Macpherson suspension system for front, trailing arm suspension system for rear, rack and pinion steering system and powertrain. The parameters that build the vehicle dynamic model were analysed and correlated with real world model. Real world model data was driven from test of the vehicle in laboratory and road conditions. An error criteria has defined to see and calculate errors in computer simulation of real world model. It was seen that, the errors mostly come from the suspension geometry and bushings that were used as mount for the system elements. Because the geometry data was derived from the photographs of the BMW 750i. We tried to find the three dimensional model dimensions using two dimensional data. Also bushing parameters come from predictions of us using theoretical knowledge.

1. GİRİŞ

İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Anabilim Dalı 'nda Taşıt seyir dinamiği üzerine ADAMS/Car yazılımı kullanılarak BMW 750 taşıtının dinamik modelinin oluşturulması çalışmasıdır.

1.1 Taşıt Seyir Dinamiği

Günümüzde tüm mühendislik çalışmaları bilgisayar ortamında yapılmaktadır. Bilgisayar ortamında yapılan çalışmalar tasarım ve mühendislik hesaplamaları olarak iki kısımda incelenebilir. Bilgisayar Destekli Tasarım İngiliz literatüründe Computer Aided Design kelimelerinin baş harfleri ile ifade edilir. Bilgisayar Destekli Mühendislik Compute Aided Engineering kelimelerinin harfleri olan CAE ile ifade edilmektedir. Otomotiv sektöründe mühendislik yazılımlarının kullanılması tasarım için geçen zaman ve tasarım maliyetlerinin düşürülmesi ve pazara kısa zamanda daha kaliteli taşıtların sürülmesi açısından bir gereklilik olmuştur.

Ürün geliştirme mühendisleri bilgisayar ortamında taşıtın tasarımını yapar, farklı süspansiyon parçalarını ayarlayarak kabul edilebilir taşıt karakteristiklerine ulaşmaya çalışırlar. Analiz mühendisleri bilgisayar modellerini kullanarak belirli tahrik şartları altında taşıt cecabını tahmin etmeye çalışırlar. Bilgisayar ortamında oluşturulan taşıt modeli CAE mühendislerine projenin erken safhalarında araçtaki olası dizayn zayıflıklarını görmelerini ve ürün geliştirme mühendislerine analiz sonuçlarını sunarak dizayn iyileştirme çalışmalarının daha hızlı gerçekleşmesini sağlarlar.

Araç dinamiği bölümü taşıtların dinamik karakteristiklerinin geliştirilmesinden sorumludur. Dinamik karakteristikleri 3 ana grupta toplanabilir:

1. *Seyir Dinamiği*, Düzgün ve bozuk yol koşulları olmak üzere iki alt gruba ayrılabilir.
2. *Sürüş Dinamiği*, Sürüş eforu, düzlükte sabit hızla seyir halinde taşıt kontrolü ve viraj kontrolü olarak 3 alt gruba ayrılabilir.

3. *Stabilite*, Düz yoldaki stabilite, normal sürüş, yanal rüzgarın etkisi altındaki sürüş), Viraj alma stabilitesi olarak 2 alt grubba ayrılabilir.

1.2 Tezin tanımı

ADAMS/Car yazılımı kullanılarak bir taşıt seyir dinamiği modeli oluşturmak, taşıt parametrelerini tespit etmek bu parametrelerin seyir dinamiği üzerine etkilerini incelemek tezin konusunu oluşturmaktadır. Bu çalışmada oluşturulan dinamik model BMW 7.50 marka araç modelidir. Oluşturulan model üzerinde yapılacak analiz çalışmaları aracın test dataları ile karşılaştırılacak ve alınan sonuçlara göre taşıt modelinde kullanılan parametreler modifiye edilerek test değerlerine yaklaşılmaya çalışılacak ve saptanan hata kriterine göre elde edilen sonuçlar raporlanacaktır.

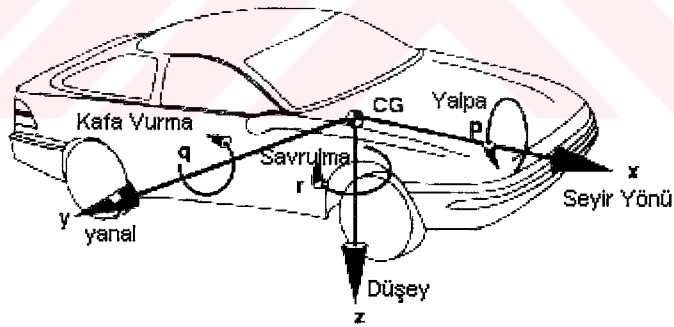
2. TAŞIT SEYİR DİNAMİĞİ

Bu bölümde Araç dinamiği ile ilgili teorik bilgiler özetlenmiştir. Taşıtın önemli dinamik özelliklerini ve bu özellikler nasıl değerlendirilir sorularının cevapları bulunmaya çalışılacaktır.

2.1 Taşıt Dinamiği Temelleri

Taşıt seyir dinamiği, taşıtın yol üzerindeki hareketi ile ilgilendir. Bu hareketler dinamikte serbestlik derecesi olarak tanımlanır[8]. Taşıt dinamiği, taşıtın hızlanması, yavaşlanması, düz yolda sürüş ve viraj alma sırasında taşıta etkiyen kuvvetleri inceler.

2.1.1 Koordinat sistemi



Şekil 2.1, SAE Taşıt Koordinat Sistemi

Taşıt seyir dinamiği modeli çalışmalarında ilk adım koordinat sisteminin belirlenmesidir. tanımlamalarında il adım olarak koordinat sisteminin belirlenmesi gerekmektedir. Uzayda her kütle 6 serbestlik derecesine sahiptir. Bu serbestlik dereceleri X, Y, Z eksenlerinde öteleme ve X, Y, Z, eksenleri etrafında dönme olarak ifade edilebilir. Taşıt dinamiği modeli taşıtı oluşturan tüm elemanların birbirlerine çeşitli bağlantı elemanları vasıtasıyla birleştirilmesinden oluşur. Kullanılan bağlantı

elemanları ile kütlelerin gerçekte olduğu gibi belirlenen hareketleri yapmalarına olanak sağlayacak şekilde belirli yönlerdeki öteleme ve belirli eksenler etrafındaki dönme hareketlerini kısıtlayarak taşıtı oluşturan elemanların uzaydaki konumları ve işlevleri matematiksel olarak belirlenmiş olur. Şekil 2.1.

Şekil 2.1' de Taşıt ağırlık merkezinde ve taşıta bağlı ve taşıt ile birlikte hareket eden ortogonal koordinat sistemi görülmektedir. SAE literatürüne göre koordinatlar[3]:

x: Taşıt simetri düzleminde, seyir yönünde pozitif

y: Yanal doğrultuda, taşıtın sağına doğru pozitif

z: Düşey doğrultuda, taşıta göre aşağı yönde pozitif

p: x eksenini etrafında yalpa açısal hızı

q: y eksenini etrafında kafa vurma açısal hızı

r: z eksenini etrafında savrulma açısal hızı

2.1.2 Sürekli durumda viraj alma

Taşıt seyir dinamiği incelemeleri açısından en önemli kısım viraj denklemlerinin çıkarılmasıdır. Viraj denklemlerinin çıkarılması açısından yukarıda bahsi geçen 6 serbestlik derecesinin 4' ü incelenecektir:

Seyir yönündeki yerdeğişimi **x**

Yanal yerdeğişimi **y**

Yalpa açısal hızı **p**

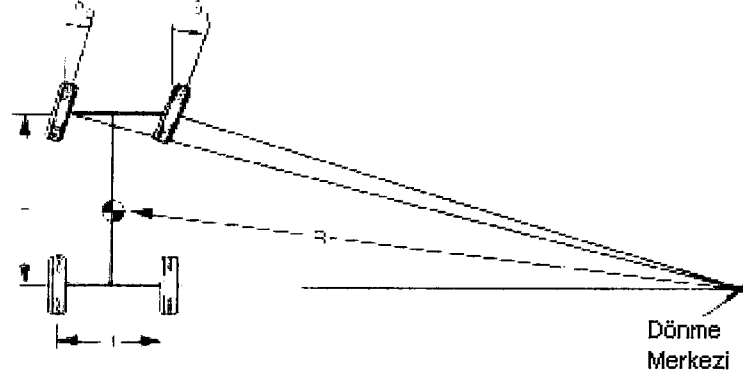
Savrulma açısal hızı **r**

Seyir, normal olarak sürücü, taşıt ve çevre arasında kapalı döngülü bir sistemdir. Bunun anlamı sürücünün çevresel etkilere ve taşıtın yoldaki davranışına karşı reaksiyon göstermesidir. Teorik olarak objektif sonuçlara ulaşabilmek için bir kısım kabullerde bulunmak gerekmektedir. Buna göre taşıtın seyir halindeki davranışından bağımsız olarak sabit bir dönme açısı verildiği öngörülmektedir.[8].

Sistemin cevabını ölçmek için en çok kullanılan parametre, *az döner(taşıt) gradyanı* dır. *Az döner gradyanı (taşıt)* ı sürekli rejimde bir performans ölçüsü olmasına rağmen yarı-sürekli rejim için de kullanılmaktadır. Öncelikle taşıtın düşük hızdaki

dönme karakteristikleri incelenecek daha sonar yüksek hızda oluşabilecek farklılıklar hesaba katılacaktır.

2.1.2.1 Düşük hızda diyagonal hareket



Şekil 2.2, Viaj alan taşıt geometrisi

Diyagonal hareket dinamiğini anlamak için ilk adım olarak taşıtın düşük hızdaki cevabını analiz etmek gerekmektedir[8]. Düşük hızlarda lastikler yanal kuvvetler oluşturmazlar. Böylelikle tekerlekler kaymadan ilerlerler ve viraj alma Şekil 2.2' de gösterildiği gibi gerçekleşir. Eğer arka tekerleklerin kayma açısı sıfır ise dönme merkezi arka aksın izdüşümü üzerinde olur. Aynı şekilde ön tekerleklerin herbirinin eksenini de aynı noktadan geçerler. Bu nokta dönme merkezidir. Böylelikle ön tekerleklerin ideal dönme açısı şekilde gösterilen geometri tarafından ortaya konmaktadır. Viraj alma sırasında döndürme açıları:

Direksiyon saptırma açısı (dış) δ_o :

$$\delta_o \cong \frac{L}{(R+t/2)} \quad (2.1)$$

Direksiyon saptırma açısı (iç) δ_i :

$$\delta_i \cong \frac{L}{(R-t/2)} \quad (2.2)$$

Ön tekerleklerdeki ortalama direksiyon saptırma açısı *Ackerman açısı* (küçük açılar kabulü yapılarak) aşağıdaki gibi ifade edilir :

$$\delta \cong \frac{L}{R} \quad (2.3)$$

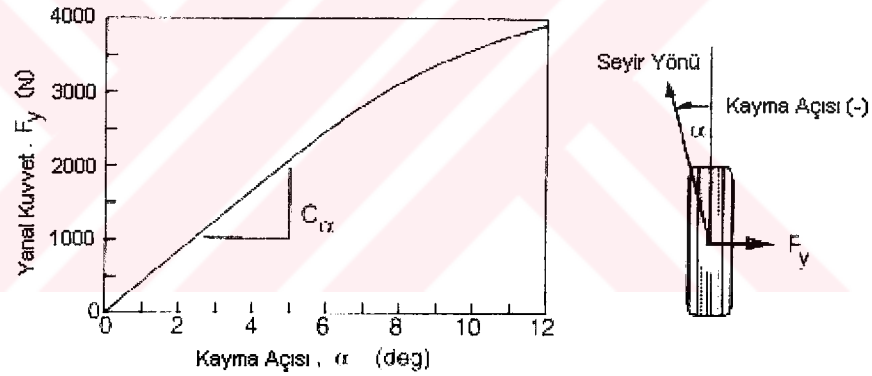
Ackerman geometrisi Şekil 2.2' de görüldüğü gibi ön tekerleklerin gerçek geometrisini belirlemek için kullanılır.

2.1.2.2 Yüksek hızda diyagonal hareket

Yüksek hızlarda merkezkaç kuvvetinden dolayı yanal ivme ortaya çıktığından viraj alma denklemleri değişmektedir. Yanal ivmeyi etkisiz hale getirmek için lastikler yanal kuvvetler oluşturmalıdır ve her tekerlek için kayma açıları belirlenmelidir [8].

Lastik diyagonal hareket kuvvetleri

Viraj alma koşulları altında, lastikler yanal kuvvetler oluştururlar ayrıca yuvarlanırken yanal kaymaya maruz kalırlar. Kayma açısı α , taşıt seyir yönü, ve lastik izdüşüm eksenindeki açı olarak tanımlanır, Şekil 2.3.



Şekil 2.3, Lastik dönemeç kuvveti

Yanal kuvvet, F_y , dönemeç kuvveti olarak adlandırılır. Belirli bir lastik yükü F_z için viraj alma kuvveti kayma açısı ile artar. Düşük kayma açılarında (5 derece veya daha düşük açılar) ilişki doğrusaldır. Böylelikle dönemeç kuvveti aşağıdaki şekilde ifade edilir:

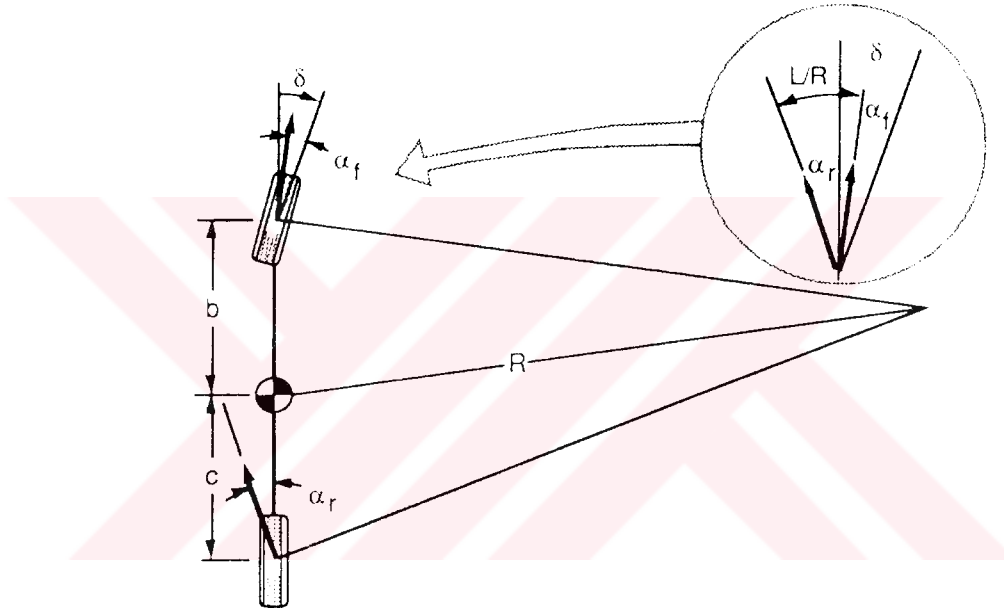
$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (2.4)$$

Orantı sabiti, C_α , Diyagonal hareket *sertliği*, olarak isimlendirilebilir ve $F_y - \alpha$ eğrisinin $\alpha=0$ için eğimi olarak tanımlanır.

Diyagonal hareket sertliği bir çok değişkene bağlıdır. Lastik boyutları ve tipi, kord açısı ve tabaka sayısı, tekerlek genişliği ve tekerlek üzerindeki profil biçimi en önemli değişkenlerdir. Belirli bir lastik için Statik lastik yükü ve lastik patlama basıncı ana değişkenlerdir.

Diyagonal hareket denklemleri

Sürekli rejim diyagonal hareket denklemleri Newton' un ikinci kanunun uygulamalarından çıkarılmaktadır. (denklemler lastik kayma açılarını içerecek şekilde düzenlenmektedir). Denklemlerin çıkarılması için taşıtın Şekil 2.4 ' deki gibi bisiklet gösterimi uygundur.



Şekil 2.4 Viraj alan taşıtın bisiklet gösterimi

Yüksek hızlarda taşıtın dönme yarıçapı taşıt aks aralığından çok daha büyüktür. Böylelikle küçük açılar kabulü yapılabilir ve iç ve dış tekerleklerdeki döndürme açıları arasındaki fark ihmal edilebilir. Böylelikle 2 ön tekerlek döndürme açısı, δ , olan bir tekerlek, ile temsil edilebilir ve iki tekerlek için viraj alma sırasında oluşan dönemeç kuvveti eşit kabul edilebilir. Ön tekerlekler için yapılan kabullerin aynı arka tekerlekler içinde geçerlidir.

İleri yönde V hızı ile seyir eden bir taşıt için , yanal kuvvetlerin bileşkesi merkezkaç kuvvetine eşit olmalıdır:

$$\sum F_Y = F_{Yf} + F_{Yr} = MV^2 / R \quad (2.5)$$

F_{Yf} = Ön akstaki viraj alma sırasında oluşan yanal kuvvet

F_{Yr} = Arka akstaki viraj alma sırasında oluşan yanal kuvvet

M = Taşıt kütlesi

V = Taşıt hızı

R = Dönme yarıçapı

Ayrıca taşıt ağırlık merkezine göre ön ve arka aksta oluşan yanal kuvvetlerin oluşturduğu moment sıfır olmalıdır, böylelikle:

$$F_{Yf}b - F_{Yr}c = 0 \quad (2.6)$$

$$F_{Yf} = F_{Yr}c / b \quad (2.7)$$

Bu ifade Newton' un ikinci kanununa göre eşitlenirse:

$$MV^2 / R = F_{Yr}(c/b + 1) = F_{Yr}(b + c)/b = F_{Yr}L/b \quad (2.8)$$

$$F_{Yr} = \frac{Mb}{L} \cdot \frac{V^2}{R} \quad (2.9)$$

ifadesi elde edilir.

Mb/L , arka aksa düşen taşıt kütlesi W_r olduğundan, elde edilen son denklem arka aks tarafından oluşturulan yanal kuvvetin o noktadaki yanal ivmeden (merkezkaç ivmesi) W_r/g kadar büyük olması gerektiğini gösterir. Aynı denklem F_{Yf} için çözülürse ön akstaki yanal kuvvetin, W_f/g kadar merkezkaç ivmesinden büyük olması gerektiği anlaşılmaktadır. Yanal kuvvetler elde edildiğinden ön ve arka tekerleklerdeki kayma açısının ifadesi çıkarılabilir:

$$\alpha_{f,r} = W_{f,r}V^2 / C_{af,ar}gR \quad (2.10)$$

Analizi tamamlayabilmek için taşıt geometrisinden direksiyon saptırma açısı ifadesinin çıkarılması gereklidir:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \Rightarrow \quad (2.11a)$$

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \right) \frac{V^2}{gR} \quad (2.11b)$$

parametreler:

δ = Ön tekerleklerdeki direksiyon saptırma açısı [deg]

L = Aks aralığı [m]

R = Dönme yarıçapı [m]

V = Taşıt seyir hızı [m/s]

g = Yerçekimi sabiti = 9.81 m/s²

W_f = Ön aks yükü [N]

W_r = Arka aks yükü [N]

C_{af} = Ön tekerleklerdeki diyagonal hareket sertliği [N/deg]

C_{ar} = Arka tekerleklerdeki diyagonal hareket sertliği [N/deg]

Az döner (taşıt) gradyanı

Denklem şu şekilde ifade edilir:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r = 57.3 \frac{L}{R} + K a_y \quad (2.12)$$

burada:

K = Az döner (taşıt) gradyanı (deg/g)

a_y = Merkezkaç ivmesi (g)

Bu denklem taşıtların viraj alma özelliklerinin belirlenmesi açısından çok önemlidir. Bu denklem dönme yarıçapına göre döndürme açısının nasıl değiştirilmesi gerektiğinin tanımlar. K katsayısı direksiyon simidinin hangi yöne kaç derece çevrilmesi gerektiğini belirler, iki terim içerir, bunlar ön veya arka akstaki yükün lastiklerin diyagonal hareket sertliğine oranıdır. Bu oran compliance olarak adlandırılır. Ön ve arka compliance arasındaki fark az döner gradyanı olarak tanımlanır. Üç olasılık bulunmaktadır [8, 15, 22]:

a. *Nötr dönme*: $K = 0 \rightarrow \alpha_f = \alpha_r$

Dönme yarıçapının sabit olduğu durum için, seyir hızı değişse bile direksiyon saptırma açısı sabittir. Fiziksel olarak bunun sebebi , merkezkaç kuvvetinin ön ver arka tekerleklerdeki kayma açısını arttırmasıdır.

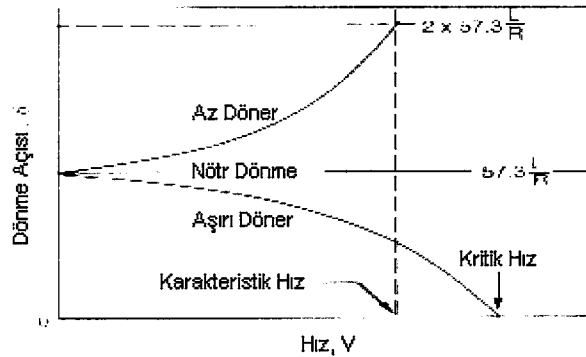
b. *Az döner*: $K > 0 \rightarrow \alpha_f > \alpha_r$

Dönme yarıçapının sabit olduğu durum için, direksiyon saptırma açısı merkezkaç ivmesinin K katı ile doğru orantılı olarak seyir hızı ile birlikte artması gerekir. Bu durumda araç ağırlık merkezinde etkiyen merkezkaç ivmesi ön tekerleklerin arka tekerleklere göre daha fazla yana kaymasına sebep olur. Bu sebeple dönme yarıçapını sabit tutabilmek için ön tekerleklerde yanal kuvvet oluşturulması gerekir. Yani direksiyon saptırma açısının arttırılması gerekir.

c. *Aşırı döner*: $K < 0 \rightarrow \alpha_f < \alpha_r$

Dönme yarıçapının sabit olduğu durum için, seyir hızı arttırılırken direksiyon saptırma açısı küçültülmelidir. Bu durumda arka tekerleklerdeki kayma açısı ön tekerleklerdekine göre daha fazla artar. Taşıtın arka kısmının dışa doğru savrulması ön tekerlekleri içe doğru döndürür, böylelikle dönme yarıçapını küçültür. Bu sebeple merkezkaç ivmesindeki artma taşıtın arka kısmının savrulmasını da arttırır. Bu durum direksiyon saptırma açısını küçültürerek dönme yarıçapının normale dönmesini sağlayana dek devam eder. Bu sebeple binek araçlarda bu durumdan sakınılır.

Yukarıda ifade edilen durum Şekil 2.5’ deki grafikte gösterilmektedir.



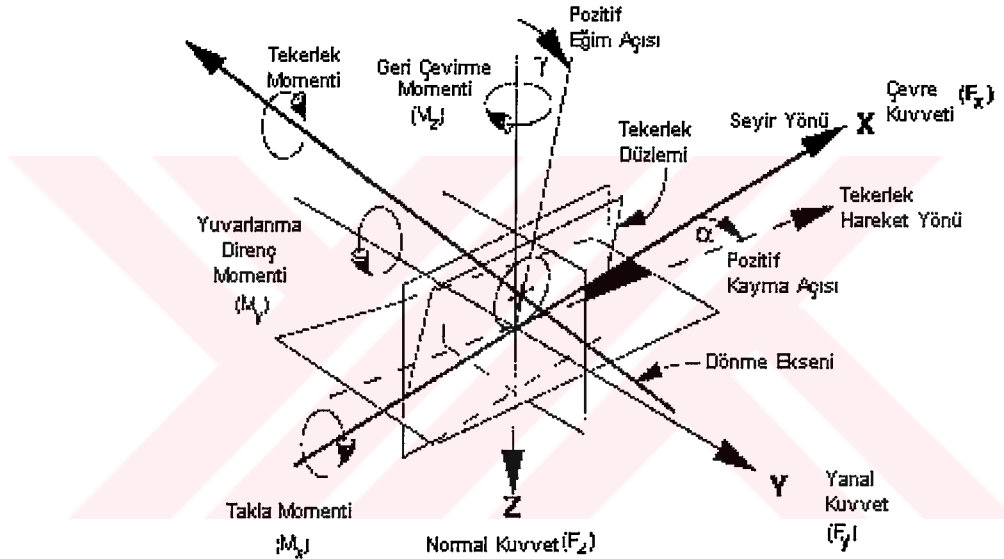
Şekil 2.5, Döndürme yarıçapının seyir hızı ile değişimi

Bu kısma kadar tanımlanan teori taşıt dinamiğinin temel teorisidir.

2.2 Lastik Matematiksel Modeli

Koordinat sistemi

Model özelliklerini ve lastik üzerine etkiyen kuvvetleri tanımlamak için SAE' nin belirlediği koordinat sistemini kullanmak gerekmektedir. SAE koordinat sistemi şekil 2.6' da gösterilmektedir[3]. X eksen lastik düzlemi ile yol düzleminin kesişimi olarak tanımlıdır ve pozitif yön hareket yönüdür. Z eksen yol düzlemine dik, pozitif yön aşağıya doğrudur. Y eksen yol düzleminde, yönü koordinat sistemini orthogonal yapacak şekilde sağ el kuralına göre dir.



Şekil 2.6, SAE lastik koordinat sistemi

Eksen takımı lastiğin bazı kinematik ve dinamik özelliklerini belirler. Bu özellikler:

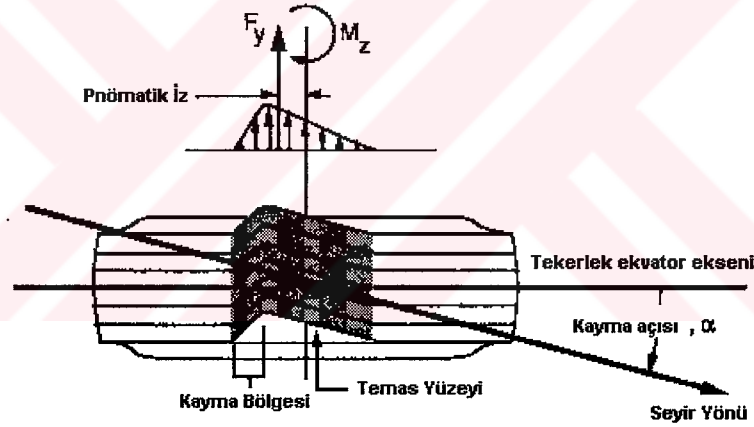
- Çevre Kuvveti F_x : yol tarafından lastiğe uygulanan kuvvetin x bileşenidir. Hızlanma halinde pozitifdir.
- Yanal Kuvvet F_y : yol tarafından lastiğe uygulanan kuvvetin y bileşenidir. Sağa dönüşlerde pozitifdir.
- Tekerlek (aks) yükü F_z : yol tarafından lastiğe uygulanan kuvvetin z bileşenidir. Lastiğin yola teması halinde pozitifdir.

- *Geri çevirme Momenti M_z* : Yol tarafından lastiğe uygulanan momenttir. Yol düzlemine diktir.
- *Kayma açısı α* : Kayma açısı α , taşıt seyir yönü, ve lastik izdüşüm eksenindeki açı olarak tanımlanır. Sağa dönüşlerde pozitiftir.
- *Kamber açısı γ* : Tekerlek ekvator düzleminin düşeyle yaptığı açıdır. Tekerlek üst noktası alt noktasına göre dışarıda ise açı pozitiftir.

Kayma açısı

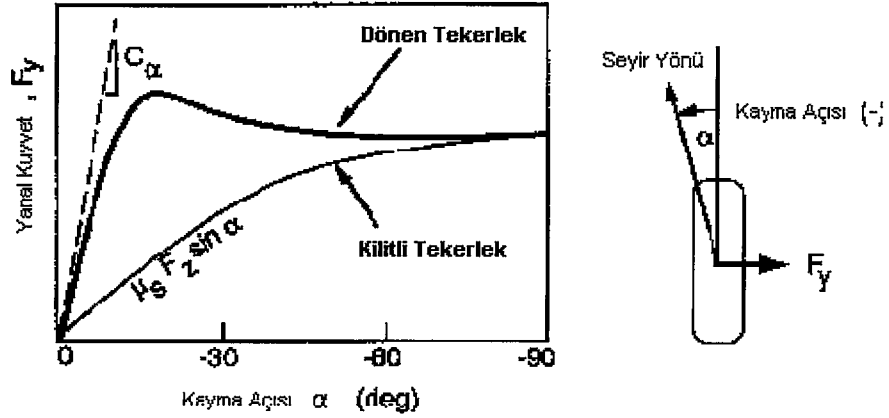
Yanal kuvvetler tekerlekteki kayma ve/veya kamber açıları sebebiyle oluşur. Kayma açısı en etkili olduğundan üzerinde durulacaktır[8].

Lastik, yanal kuvvetler etkisinde kaldığı zaman yana doğru kuvvet etkisinde yığılır. Lastik ekvator düzlemi ile seyir yönü arasında açı oluşur. Bu açı kayma açısıdır. (Şekil 2.7)



Şekil 2.7, Lastiğin yanal kuvvetler etkisindeki deformasyonu

Temas yüzeyi üzerindeki kuvvetlerin integrasyonu net yanal kuvveti vermektedir. Bileşke kuvvet temas yüzeyinin merkezinde olmadığından yalpa momenti M_z oluşmaktadır ve bu moment direksiyon simidine etki eder. Yanal Kuvvet ile kayma açısı arasındaki ilişki Şekil 2.8’ de gösterilmektedir.



Şekil 2.8, Lastik karakteristiği: Yanal kuvvet – Kayma açısı grafiği

Lastik modeli

80 li yılların ortalarında Volvo Corp. ve Delft Üniversitesi ortak bir çalışma başlatmışlardır. Bu çalışmaların amacı lastik ile yol arasındaki etkileşimden doğan ve lastik üzerine etkiyen yatay kuvvetleri, gerçeğe uygun olarak tanımlayan bir lastik modeli oluşturmaktır. Çalışmalar sonucunda belirli bir lastik modeli ve yol koşulları için kaymadan dolayı lastik üzerine etkiyen kuvvetlerin tipik bir karakteristik gösterdiği saptanmıştır. Bu karakteristikler doğru olarak, büyük bir yaklaşıklıkla matematiksel bir fonksiyonla tanımlanmıştır. Bu matematiksel fonksiyon Sihirli Formül (*Magic Formula*) olarak adlandırılmıştır.

Bu formülün genel formu:

$$y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - ac \tan(Bx))\}] \quad (2.13)$$

Kullanılan lastik modeli Pacejka '89 lastik modelidir. Bu model sihirli formül (*Magic Formula*) lastik modellerinin özel bir versiyonudur. Araç dinamiği çalışmaları için kullanılan modellerden biri olan bu model otomotiv endüstrisinde de Pacejka modeli olarak adlandırılmaktadır[9, 10].

Eğriye göre belli bir kayma açısında yanal kuvvetin tekerlek yüküyle artmasına rağmen, bu artış doğru orantılı değildir. Konuyu açmak gerekirse birim tekerlek yükü için maximum yanal kuvvet (bu değer yanal kuvvet katsayısı olarak tanımlanır) hafif yüklerde ortaya çıkmaktadır. Özetlemek gerekirse, ağır taşıtlarda yanal kuvvet daha büyüktür ve belirli bir merkezkaç ivmesi için kayma açısının değeri daha büyük olur. Arka akstaki taşıt ağırlığı arttırılırsa kayma açısı artar ve taşıt virajlarda daha az savrulur [8]. Kayma açısı:

$$\alpha_r = \frac{W_r \cdot V^2}{C_{\alpha_r} \cdot g \cdot R} \quad (2.16)$$

burada:

α_r = Arka akstaki kayma açısı

W_r = Aks yükü

V = Taşıt seyir hızı

C_{α_r} = Arka tekerleklerdeki viraj alma sertliği

g = Yerçekimi ivmesi

R = Dönme yarıçapı

Bu teorik denklemler ADAMS lastik modelinde aynen kullanılmaktadır. Lastik modelinin oluşturulmasında kullanılan parametreler ile bu kuvvetlerin nasıl denklemlerde gösterildiğini ayrıntılı olarak incelemek gerekmektedir.

Pajeka lastik modeli için kuvvet ve moment denklemleri

Çevre kuvveti

C - Şekil Faktörü

$$C = B_0 \quad (2.17)$$

D - Tepe Faktörü

$$D = (B_1 \cdot F_Z^2 + B_2 \cdot F_Z) \quad (2.18)$$

BCD

$$BCD = (B_3.F_Z^2 + B_4.F_Z) \cdot \text{EXP} (- B_5.F_Z) \quad (2.19)$$

B – Sertlik Faktörü

$$B = BCD / (C.D) \quad (2.20)$$

Yatay Kayma

$$S_h = B_9.F_Z + B_{10} \quad (2.21)$$

Düşey Kayma

$$S_v = 0.0 \quad (2.22)$$

Karma

$$X_1 = (\kappa + S_h) \quad (2.23)$$

E – Eğrilik Faktörü

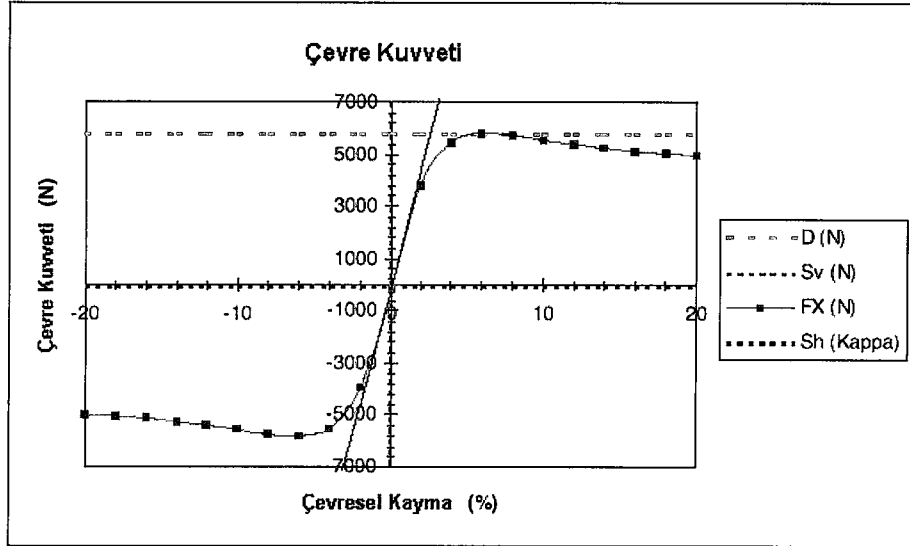
$$E = (B_6.F_Z^2 + B_7.F_Z + B_8) \quad (2.24)$$

F_X Denklemi

$$F_X = (D.\text{Sin}(C.\text{Atan}(B.X_1 - E.(B.X_1 - \text{Atan}(B.X_1)))))) + S_v \quad (2.25)$$

Tablo 2.1, Çevre kuvveti hesabında kullanılan parametreler

Parametreler	Tanımı
B ₀	Şekil Faktörü
B ₁ , B ₂	Tepe Faktörü
B ₃ , B ₄ , B ₅	BCD Hesabı
B ₆ , B ₇ , B ₈	Eğrilik Faktörü
B ₉ , B ₁₀	Yatay Kayma



Şekil 2.10, Pajeca modeli için Çevresel Kuvvet

Yanal kuvvet

C - Şekil Faktörü

$$C = A_0 \quad (2.26)$$

D - Tepe Faktörü

$$D = (A_1 \cdot F_Z^2 + A_2 \cdot F_Z) \quad (2.27)$$

BCD

$$BCD = A_3 \cdot \sin(\text{Atan}(F_Z/A_4) \cdot 2, 0) \cdot (1, 0 - A_5 \cdot \text{ABS}(\gamma)) \quad (2.28)$$

B – Sertlik Faktörü

$$B = BCD / (C \cdot D) \quad (2.29)$$

Yatay Kayma

$$S_h = A_9 \cdot F_Z + A_{10} + A_8 \cdot \gamma \quad (2.30)$$

Düşey Kayma

$$S_v = A_{11} \cdot F_Z \cdot \gamma + A_{12} \cdot F_Z + A_{13} \quad (2.31)$$

Karma

$$X_1 = (\alpha + S_h) \quad (2.32)$$

E – Eğrilik Faktörü

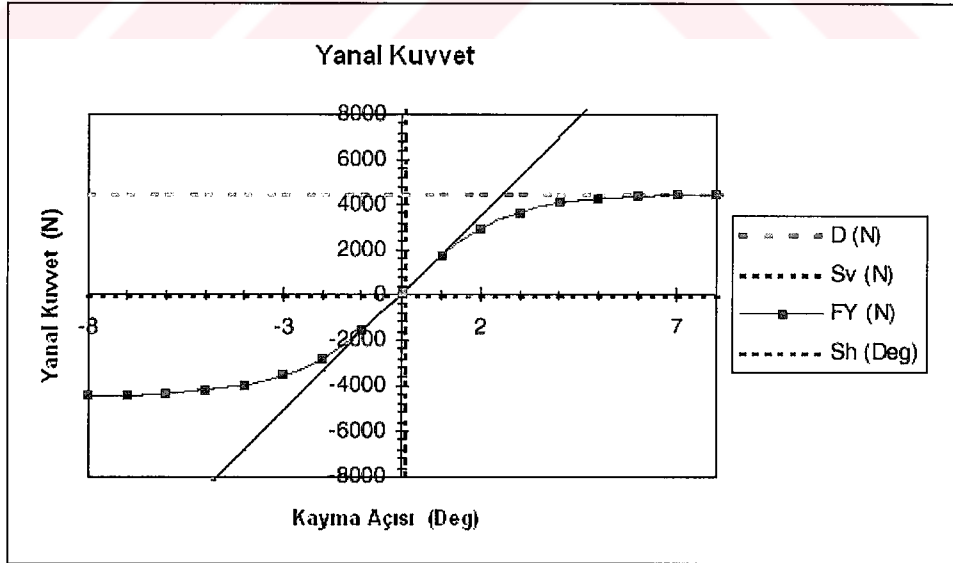
$$E = (A_6.F_Z + A_7.) \quad (2.33)$$

F_Y Denklemi

$$F_Y = (D.\sin(C.\operatorname{Atan}(B.X_1 - E.(B.X_1 - \operatorname{Atan}(B.X_1)))))) + S_v \quad (2.34)$$

Tablo 2.2, Çevre kuvveti hesabında kullanılan parametreler

Parametreler	Tanımı
A ₀	Şekil Faktörü
A ₁ , A ₂	Tepe Faktörü
A ₃ , A ₄ , A ₅	BCD Hesabı
A ₆ , A ₇ ,	Eğrilik Faktörü
A ₈ , A ₉ , A ₁₀	Yatay Kayma
A ₁₁ , A ₁₂ , A ₁₃	Düşey Kayma



Şekil 2.11, Pajecha Modeli için Yanal Kuvvet

Geri çevirme momenti

C - Şekil Faktörü

$$C = C_0 \quad (2.35)$$

D - Tepe Faktörü

$$D = (C_1 \cdot F_Z^2 + C_2 \cdot F_Z) \quad (2.36)$$

BCD

$$BCD = (C_3 \cdot F_Z^2 + C_4 \cdot F_Z) \cdot (1 - (C_6, \text{ABS}(\gamma))) \cdot \text{EXP}(-C_5 \cdot F_Z) \quad (2.37)$$

B – Sertlik Faktörü

$$B = BCD / (C \cdot D) \quad (2.38)$$

Yatay Kayma

$$S_h = C_{11} \cdot \gamma + C_{12} \cdot F_Z + C_{13} \quad (2.39)$$

Düşey Kayma

$$S_v = (C_{14} \cdot F_Z^2 + C_{15} \cdot F_Z) \cdot \gamma + C_{16} \cdot F_Z + C_{17} \quad (2.40)$$

Karma

$$X_1 = (\alpha + S_h) \quad (2.41)$$

E – Eğrilik Faktörü

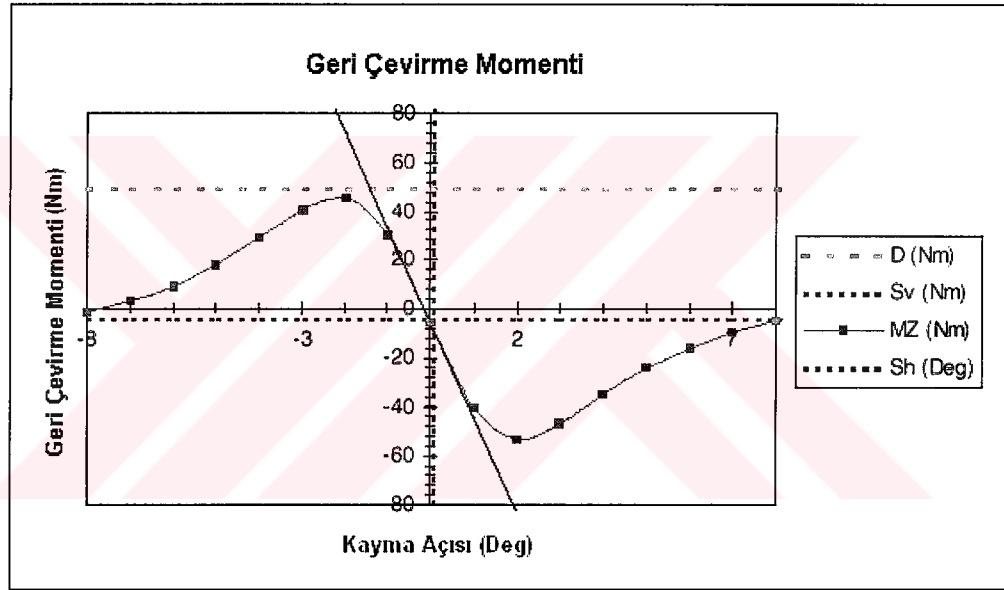
$$E = ((C_7 \cdot F_Z^2) + C_8 \cdot F_Z + C_9) \cdot (1 - (C_{10} \cdot \text{ABS}(\gamma))) \quad (2.42)$$

M_Z Denklemi

$$M_Z = (D \cdot \sin(C \cdot \text{Atan}(B \cdot X_1 - E \cdot (B \cdot X_1 - \text{Atan}(B \cdot X_1)))))) + S_v \quad (2.43)$$

Tablo 3, Geri Çevirme Momenti hesabında kullanılan parametreler

Parametreler	Tanımı
C_0	Şekil Faktörü
C_1, C_2	Tepe Faktörü
C_3, C_4, C_5, C_6	BCD Hesabı
C_7, C_8, C_9, C_{10}	Eğrilik Faktörü
C_{11}, C_{12}, C_{11}	Yatay Kayma
$C_{14}, C_{15}, C_{16}, C_{17}$	Düşey Kayma

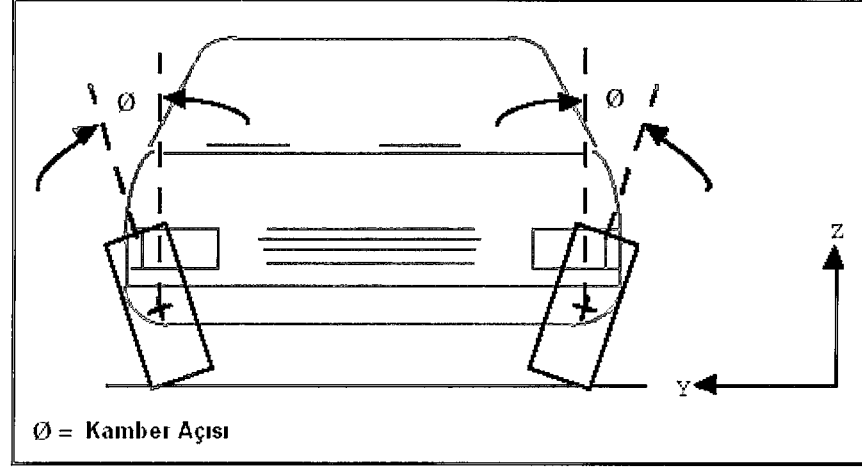


Şekil 2.12, Pajecka Modeli için Geri Çevirme Momenti

2.3 Süspansiyon Karakteristikleri

2.3.1 Kamber açısı

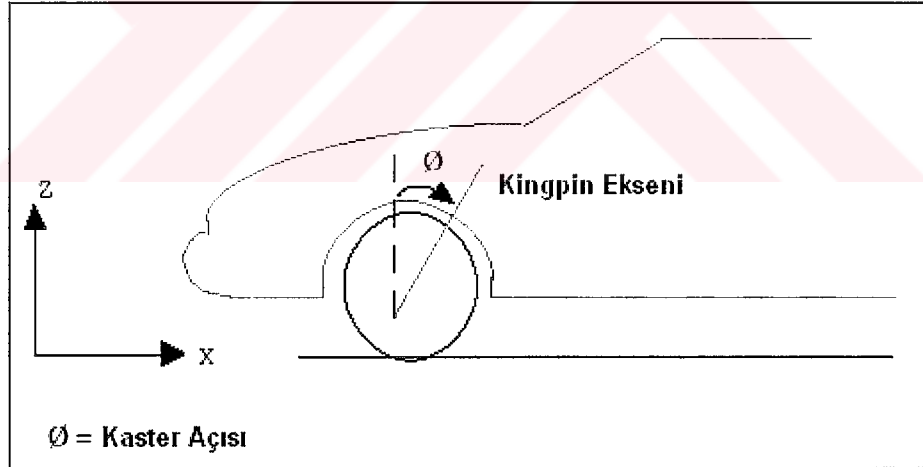
Tekerlek düzleminin düşey ile (yol normali) yaptığı açıdır. Tekerleğin üst noktası dışa doğru yattığı halde pozitiftir.



Şekil 2.13, Kamber Açısı

2.3.2 Kaster açısı

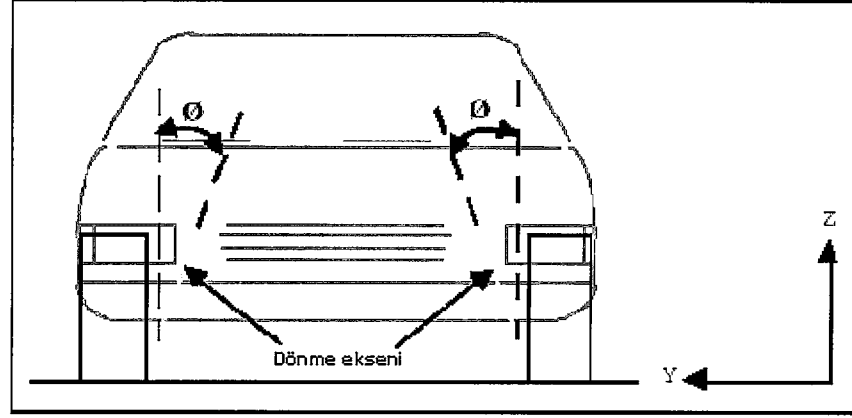
Tekerleklerin üzerinde saptırıldığı king-pin dönme ekseninin, yola dik ve taşıt uzunlamasına eksenine paralel olan düzleme izdüşümü ile düşey eksen arasındaki açıdır. Kingpin eksenini yukarı ve taşıt arka kısmına doğru ise pozitifdir.



Şekil 2.14, Kaster Açısı

2.3.3 Kingpin eğim açısı

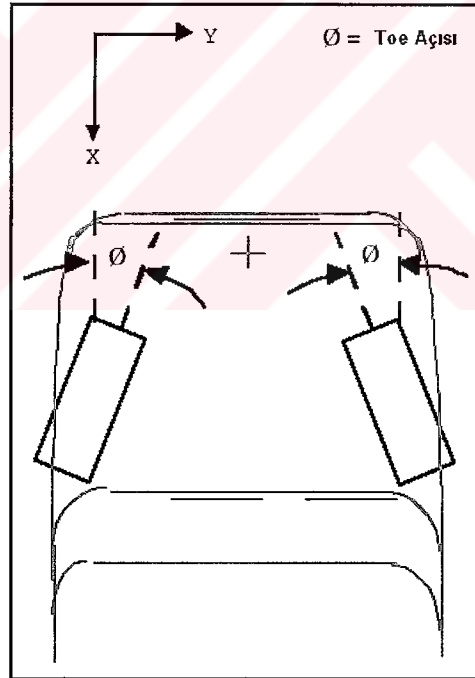
Kingpin ekseninin Taşıt YZ düzlemine olan izdüşümünün düşeyle yaptığı açıdır. Kingpin eksenini izdüşüm düzleminde yukarı ve taşıt merkezine doğru ise pozitifdir.



Şekil 2.15, Kingpin Eğim Açısı

2.3.4 Toe açısı

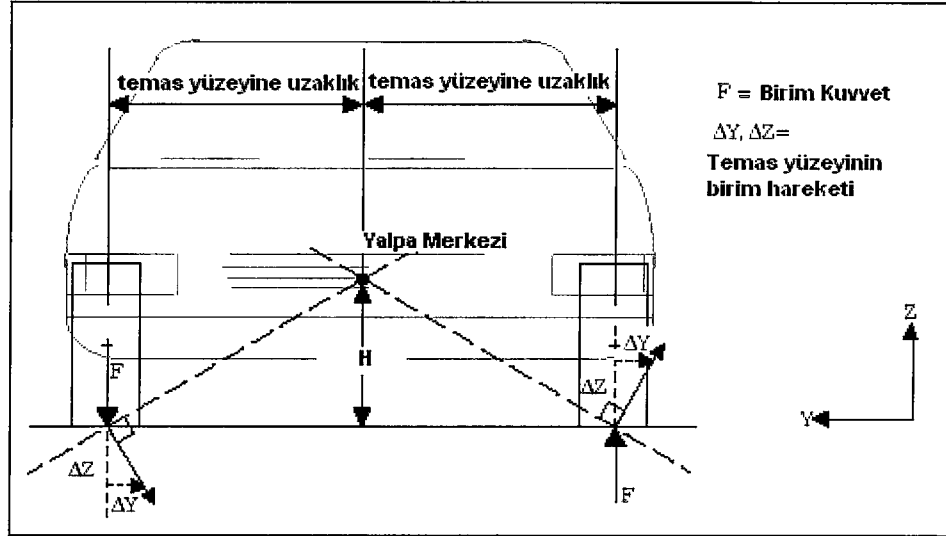
Taşıt uzunlamasına eksenine ile tekerlek düzleminin yol ile kesişiminin arasındaki açıdır. Tekerleklerin içe kapanık olduğu halde pozitifdir.



Şekil 2.16, Toe Açısı

2.3.5 Yalpa merkezi

Süspansiyon elemanları tarafından gövdeye iletilen, yanal ve düşey kuvvetlerin oluşturduğu momentler toplamının sıfır olduğu nokta olarak tanımlanır.

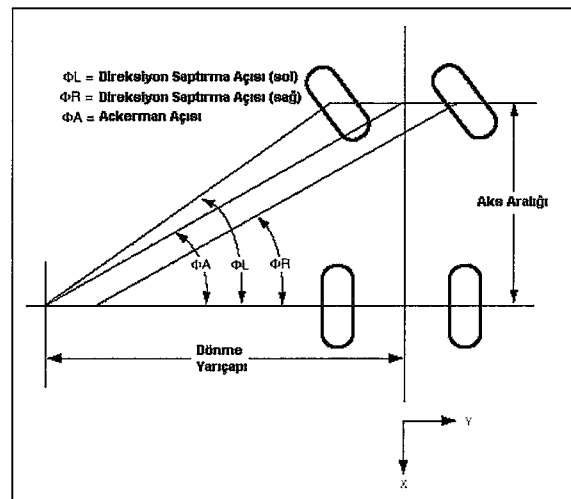


Şekil 2.17, Yalpa Merkezi

2.4 Direksiyon Sistemi Karakteristikleri

2.4.1 Ackerman açısı

Ön tekerleklerdeki ortalama direksiyon sapıtma açısı *Ackerman açısı* (küçük açılar kabulü yapılarak) aşağıdaki gibi ifade edilir :

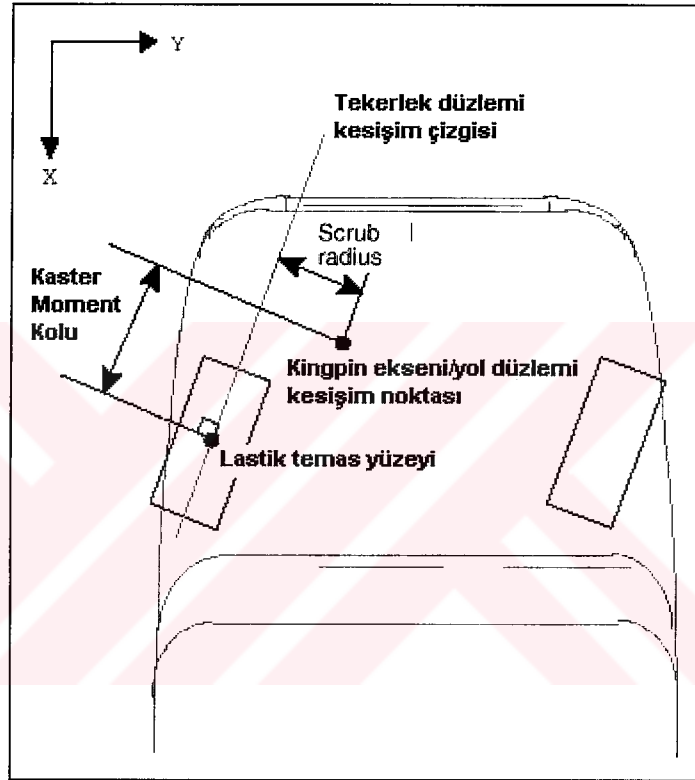


Şekil 2.18, Ackerman Açısı

$$\delta \cong \frac{L}{R} \quad (2.44)$$

2.4.2 Kaster moment kolu

Kaster moment kolu, kingpin eksenini ile yol düzleminin kesişiminin, lastik temas yüzey merkezine olan uzaklığın, tekerlek düzlemi ile yol düzleminin kesişimi doğrultusunda ölçülen mesafesidir. Kingpin eksenini ile yüzey düzleminin kesişimi temas noktasının önünde ise kaster moment kolu pozitifdir.



Şekil 2.19, Kaster Moment Kolu

3. ADAMS/Car TAŞIT MODELİ

3.1 Tekerlekler

3.1.1 Tekerlek kütlese özellikleri

Tablo 3.1, Tekerlek kütlese özellikleri

	Ön		Arka	
	Sag	sol	sağ	Sol
Kütle	25.0	25.0	25.0	25.0
Ixx Iyy	8.0E+5	8.0E+5	8.0E+5	8.0E+5
Izz	1.0E+6	1.0E+6	1.0E+6	1.0E+6

3.1.2 Lastik modeli boyutları

Tablo 3.2, Tekerlek boyutsal parametreler

	Ön	arka
Lastik Statik Yarıçapı	= 326	340.6
Genişliği	= 245	255
Aspect raio	= 0.35	0.35

3.1.3 Parametreler

Tablo3.3, Tekerlek sertlik değeri

Düşey sertlik	= 310.0
Düşey sönüm	= 3.1
Yanal sertlik	= 190.0
Yalpa direnci	= 0.0

3.1.4 Pajecka modelinde kullanılan katsayılar ve modeldeki değerleri

Pajecka lastik modelinde kuvvet ve moment hesabında kullanılan katsayılar Tablo 7’de verilmiştir.

Tablo 3.4, Pajecka Lastik Modelinde kullanılan katsayılar

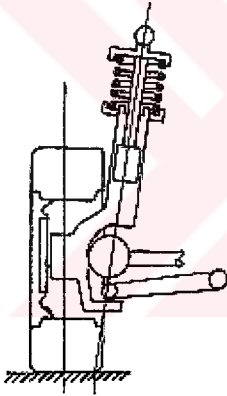
Çevresel Kuvvet			Yan Kuvvet			Geri Çevirme Momenti		
a0	=	1.65000	b0	=	2.37272	c0	=	2.34000
a1	=	-34.0	b1	=	-9.46000	c1	=	1.4950
a2	=	1250.00	b2	=	1490.00	c2	=	6.416654
a3	=	3036.00	b3	=	130.000	c3	=	-3.57403
a4	=	12.80	b4	=	276.000	c4	=	-0.087737
a5	=	0.00501	b5	=	0.08860	c5	=	0.098410
a6	=	-0.02103	b6	=	0.00402	c6	=	0.0027699
a7	=	0.77394	b7	=	-0.06150	c7	=	-0.0001151
a8	=	0.0022890	b8	=	1.20000	c8	=	0.1000
a9	=	0.013442	b9	=	0.02990	c9	=	-1.33329
a10	=	0.003709	b10	=	-0.17600	c10	=	0.025501
a11	=	19.1656				c11	=	-0.02357
a12	=	1.21356				c12	=	0.03027
a13	=	6.26206				c13	=	-0.0647
						c14	=	0.0211329
						c15	=	0.89469
						c16	=	-0.099443
						c17	=	-3.336941

3.2 Ön Aks Geometrisi

Ön aksta Macpherson tipi süspansiyon sistemi kullanılmaktadır. Öncelikle kısaca süspansiyon sistemi hakkında bilgi vermek gerekmektedir.

3.2.1 MacPherson süspansiyon sistemi

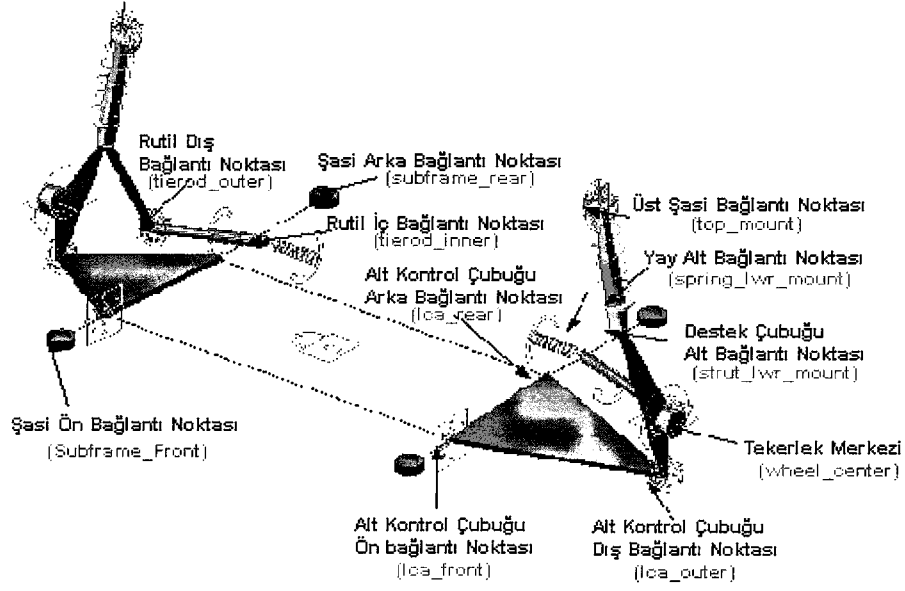
MacPherson süspansiyon sistemi 1940 yılında Earl S. Macpherson tarafından icat edilmiştir. İlk olarak 1950 yılının Ford marka otomobillerinde kullanılmıştır. Az yer kaplaması ve ucuz bir sistem olması sebebiyle diğer modellere göre üstünlüğünü koruyan ve halen en çok tercih edilen süspansiyon sistemi olma özelliğini devam ettirmektedir. Sistemin özelliği, teleskopik şok emici helezon yay-sönümleyici, aynı zamanda tekerleğin pozisyonunu kontrol eden link görevi görmektedir. Böylelikle üst kontrol çubuğuna gerek kalmamaktadır. Ayrıca strut (destek çubuğu) düşey olarak konumlandığından sistem son derece kompakt olmaktadır. Özellikle önden tahrikli , motoru ve aktarma organları önde konumlandırılmış olan taşıtlarda



süspansiyon sisteminin az yer kaplaması çok büyük önem taşımaktadır. Bu sebeple Macpherson süspansiyon sistemi en uygun çözüm olmaktadır. Buna rağmen bu basit tasarım sürüş konforu ve taşıt kontrolü açısından iyi değerler sunmamaktadır. Taşıtın yalpa ve tekerleklerin hareketi kamber açısının değişmesine sebep olmaktadır. Ayrıca süspansiyon sisteminin genel yüksekliği, motor kaputunun daha yüksek olmasını gerektirdiğinden spor otomobillerde tercih edilmemesine neden olmaktadır.

Şekil 3.1, Macpherson Süspansiyon Sistemi şematik gösterimi

3.2.2 Macpherson Adams/Car modeli



Şekil 3.2, Macpherson Süspansiyon Sistemi Adams/Car Modeli

3.2.3 Macpherson süspansiyon sistemi kontrol noktaları

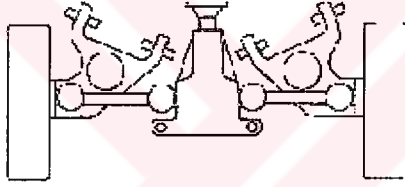
Tablo3.5, Macpherson süspansiyon sistemi kontrol noktaları

	Simetri	X	Y	Z
lca_front	sağ/sol	-263.0	-440.0	290.0
lca_outer	sağ/sol	0.0	-764.0	210.0
lca_rear	sağ/sol	67.0	-415.0	290.0
spring_lwr_seat	sağ/sol	40.0	-650.0	550.0
strut_lwr_mount	sağ/sol	40.0	-650.0	550.0
top_mount	sağ/sol	57.5	-603.8	750.0
subframe_front	sağ/sol	-400.0	-450.0	290.0
subframe_rear	sağ/sol	400.0	-450.0	290.0
tierod_inner	sağ/sol	200.0	-400.0	280.0
tierod_outer	sağ/sol	150.0	-750.0	300.0
wheel_center	sağ/sol	0.0	-764.0	330.0

3.3 Arka Aks Geometrisi

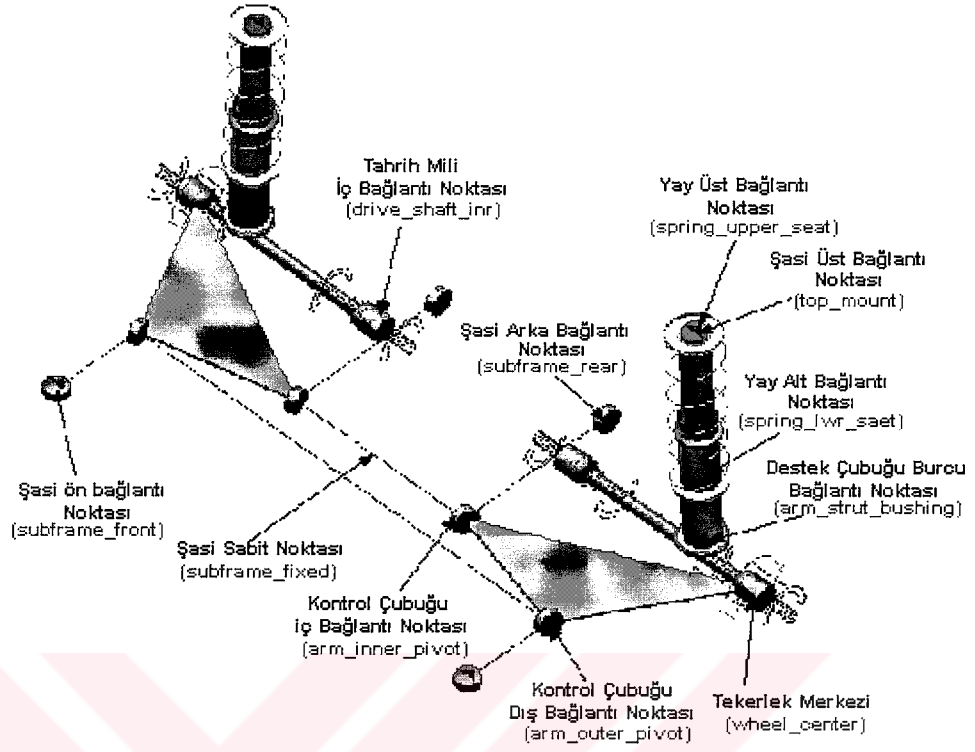
3.3.1 Eğik çapraz kollu asılış süspansiyon sistemi

Eğik çapraz kollu asılış, diğer sistemlere göre daha eski bir sistemdir. Orta ve üst sınıf binek taşıtlarda 1990' lı yılların başına kadar arka aksta kullanılan süspansiyon sistemidir. 1990 lı yıllarda yenini çok kollu asılış süspansiyon sistemine bırakmıştır. 1982 – 1990 yılları arasında BMW 3-Series, BMW 750 , Mercedes 560SEC ve Porsche 911 gibi araçlarda kullanılmıştır. Eğik çapraz kollar 50 ile 70 derece arasında bir açı ile konumlandırılır. Çapraz kollar taşıtı az-döner karaktere yönlendirirken, travers taşıtı çok döner karaktere yönleltmektedir. Böylelikle taşıt nötr karakter sergilemektedir. Dezavantajı tekerleklerin yukarı aşağı hareketi sırasında kamber açısının değişmesidir. Çapraz kollar tekerleklere rijit olarak bağlandığından diğer sistemlere göre daha fazla ses ve titreşimi kabine iletirler. Bu gibi dezavantajları bu sistemin günümüzde pek kullanılmamasına sebep olmaktadır.



Şekil 3.3, Eğik Çapraz Kollu Asılış şematik gösterimi

3.3.2 Eğik çapraz kollu asılış Adams/Car modeli



Şekil 3.4, Eğik Çapraz Kollu Asılış Adams/Car Modeli

3.3.3 Eğik çapraz kollu asılış kontrol noktaları

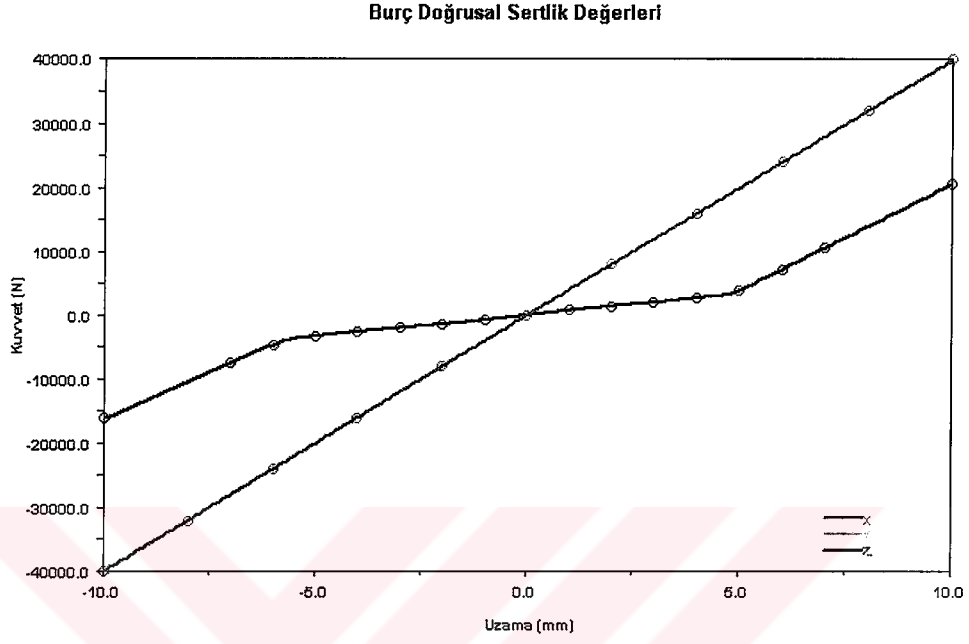
Tablo 3.6, Eğik çapraz kollu asılış süspansiyon sistemi kontrol noktaları

	Simetri	X	Y	Z
subframe_fixed	tek	2833.0	0.0	375.0
arm_inner_pivot	sağ/sol	2567.0	-140.0	350.0
arm_outer_pivot	sağ/sol	2464.0	-600.0	375.0
arm_strut_bushing	sağ/sol	2833.0	-640.0	400.0
drive_shaft_inr	sağ/sol	2833.0	-125.0	310.0
spring_lwr_seat	sağ/sol	2833.0	-631.5	554.0
spring_upper_seat	sağ/sol	2863.0	-615.0	950.0
subframe_front	sağ/sol	2236.0	-600.0	375.0
subframe_rear	sağ/sol	2966.0	-140.0	375.0
top_mount	sağ/sol	2863.0	-615.0	950.0
wheel_center	sağ/sol	2833.0	-778.0	350.0

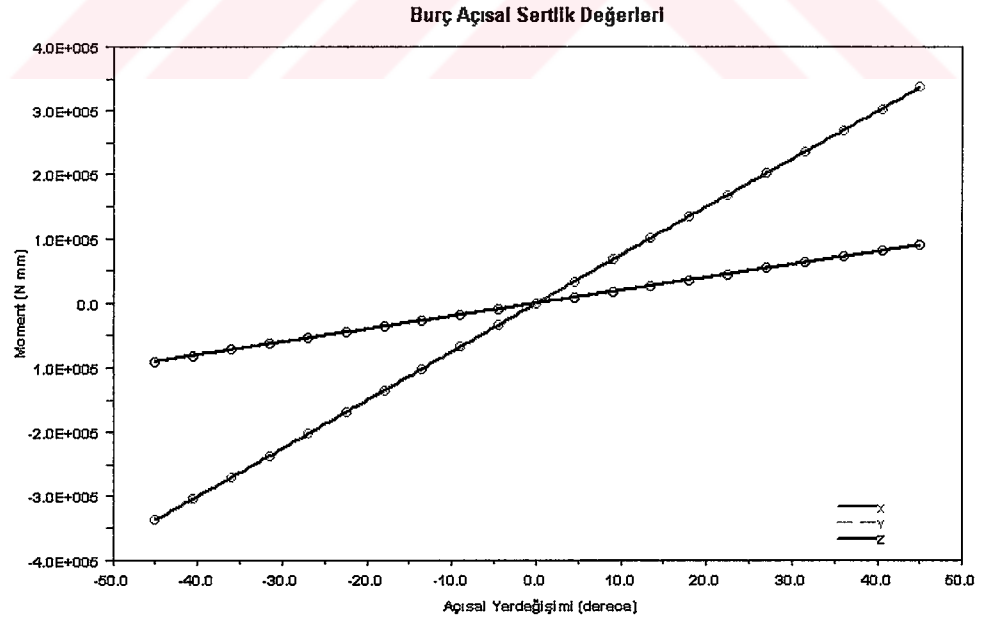
3.3.4 Süspansiyon sistemi bağlantı burçları eğrileri

3.3.4.1 Üst bağlantı noktaları

Translasyonel karakteristik:

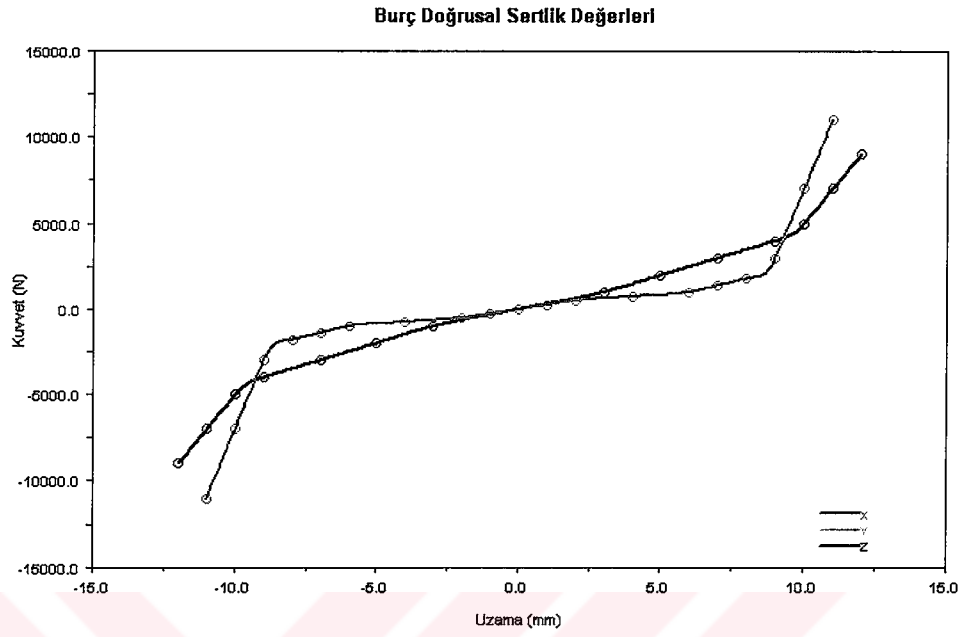


Rotasyonel karakterisitk:

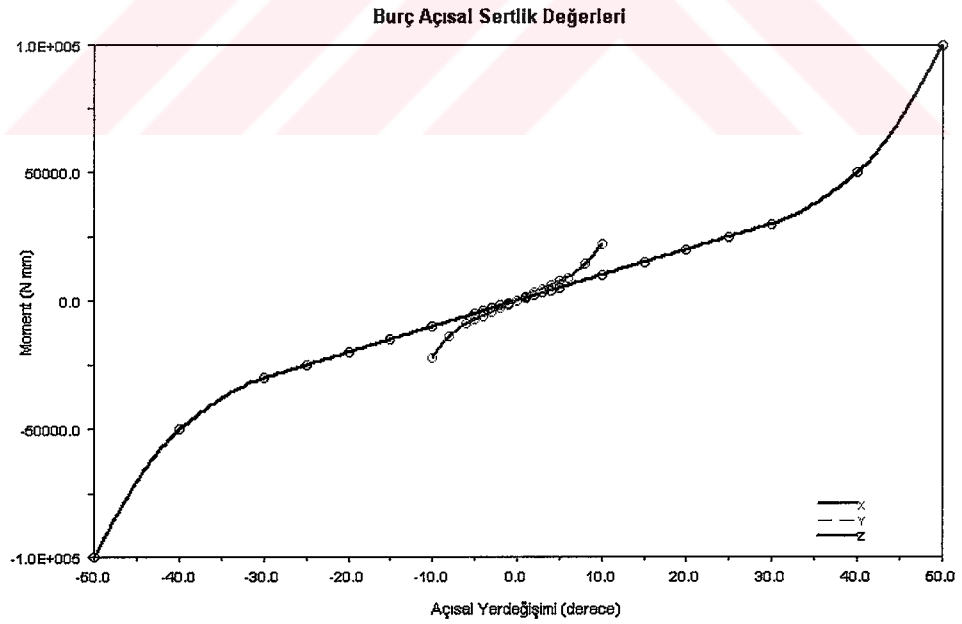


3.3.4.2 Alt bağlantı noktaları

Translasyonel karakterisitk:

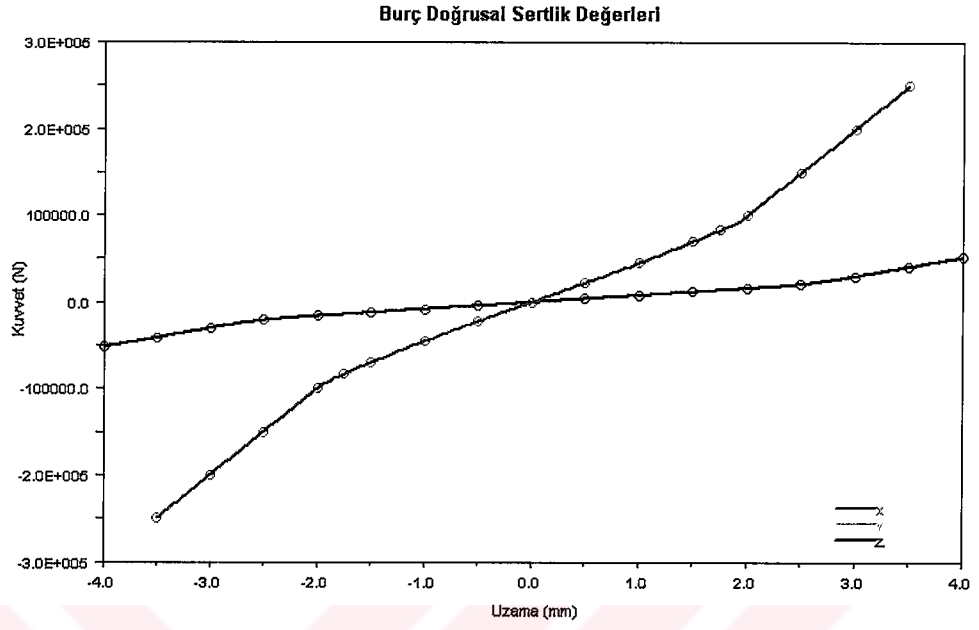


Rotasyonel karakterisitk:



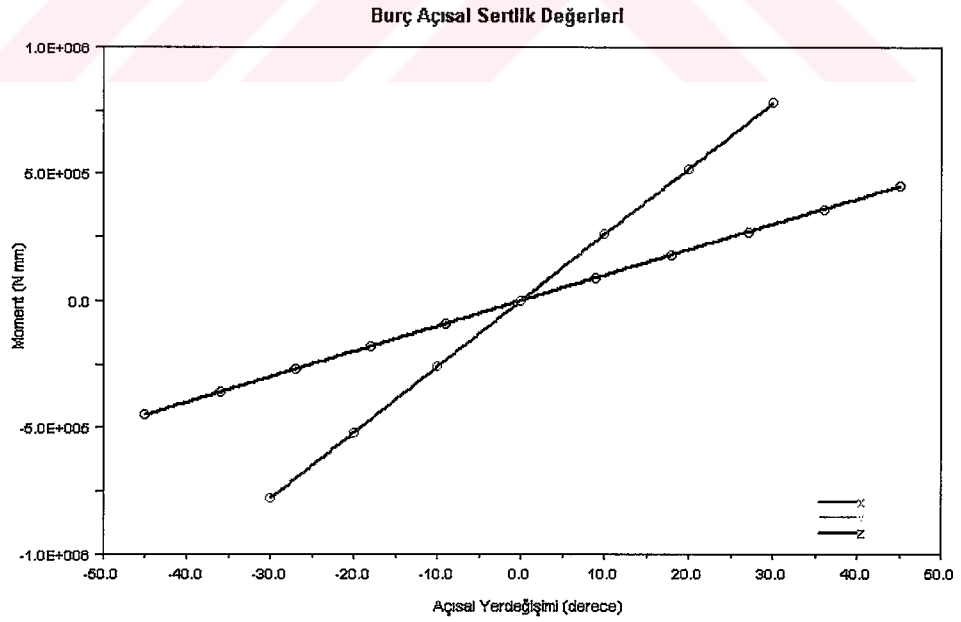
3.3.4.3 Çapraz kol bağlantı noktaları

Translasyonel karakterisitk:



Şekil 3.9, Çapraz kol Bağlantı Burçları kuvvet-uzama grafiği

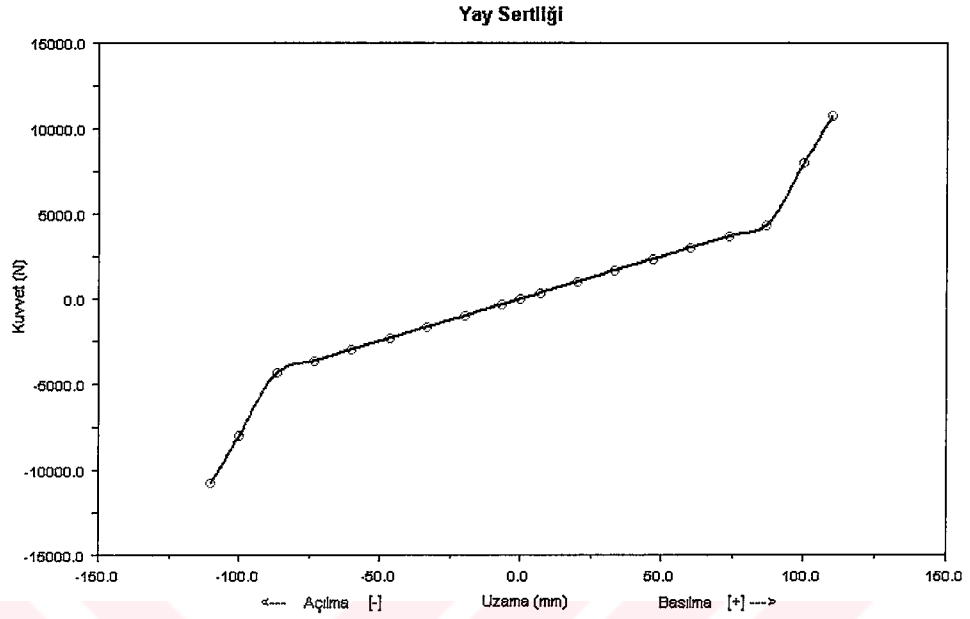
Rotasyonel karakterisitk:



Şekil 3.10, Çapraz kol Bağlantı Burçları kuvvet-uzama grafiği

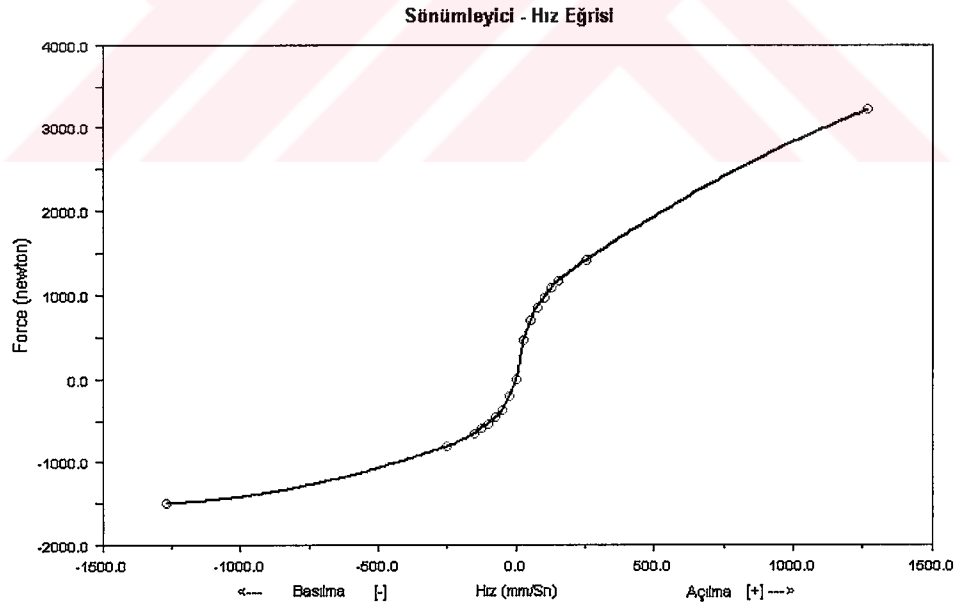
3.3.5 Yay ve sönümleyici eğrileri

Yay karakteristik eğrisi



Şekil 3.11, Yay kuvvet-uzama grafiği

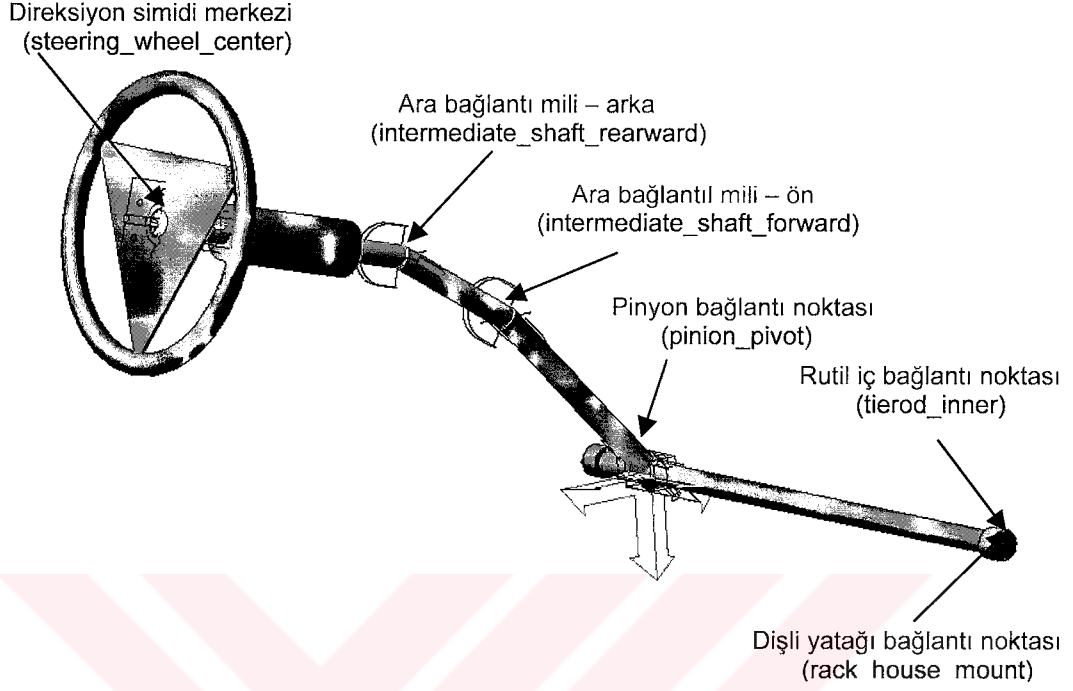
Sönümleyici karakteristik eğrisi



Şekil 3.12, Sönümleyici kuvvet-hız grafiği

3.4 Direksiyon Sistemi

3.4.1 Direksiyon Sistemi Adams/Car Modeli



Şekil 3.13, Direksiyon Sistemi Adams/Car Modeli

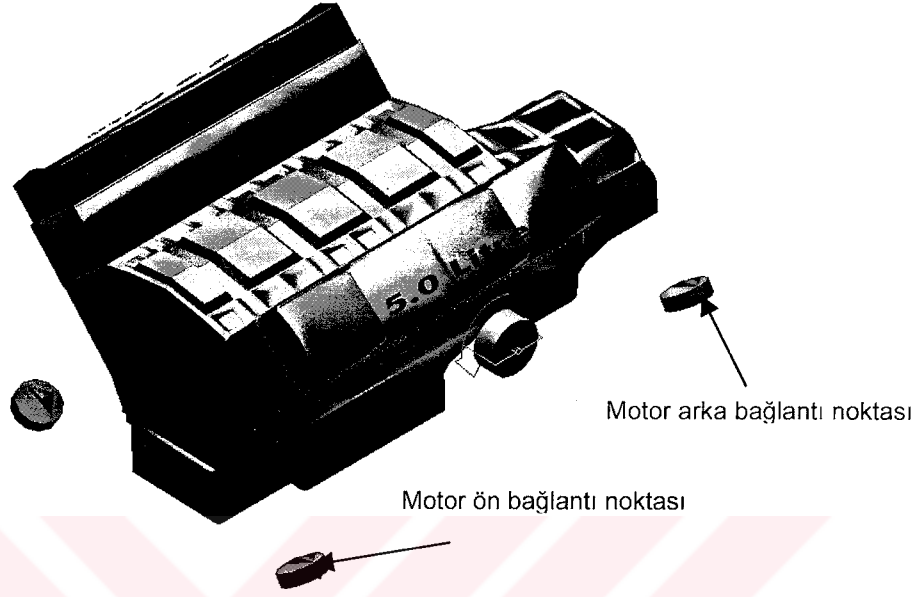
3.4.2 Direksiyon Sistemi Kontrol Noktaları

Tablo 3.7, Direksiyon Sistemi Kontrol Noktaları

intermediate_shaft_forward	tek	400.0	-300.0	500.0
intermediate_shaft_rearward	tek	550.0	-300.0	600.0
pinion_pivot	tek	200.0	-300.0	280.0
steering_wheel_center	tek	900.0	-300.0	700.0
rack_house_mount	sol/sağ	200.0	-400.0	280.0
tierod_inner	sol/sağ	200.0	-400.0	280.0

3.5 Motor ve Aktarma Organları

3.5.1 Motor ve Aktarma Organları Adams/Car modeli



Şekil 3.14, Motor Adams/Car Modeli

3.5.2 Bağlantı Noktaları

Tablo 3.8, Motor Bağlantı Noktaları

front_engine_mount	sol/sağ	-527.0	-300.0	290.0
rear_engine_mount	sol/sağ	350.0	-300.0	290.0

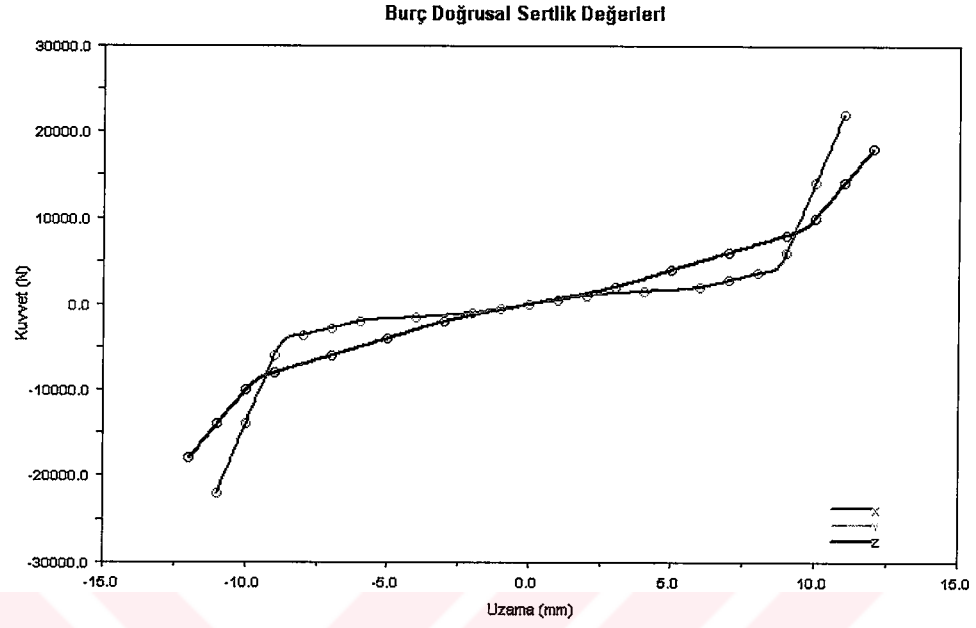
3.5.3 Çevrim Oranları

Tablo 3.9, Aktarma Organları Çevrim Oranları

1. Vites	2,48
2. Vites	1,48
3. Vites	1
4. Vites	0,73
Arka Aks Diferansyel Çevrim Oranı	3,15

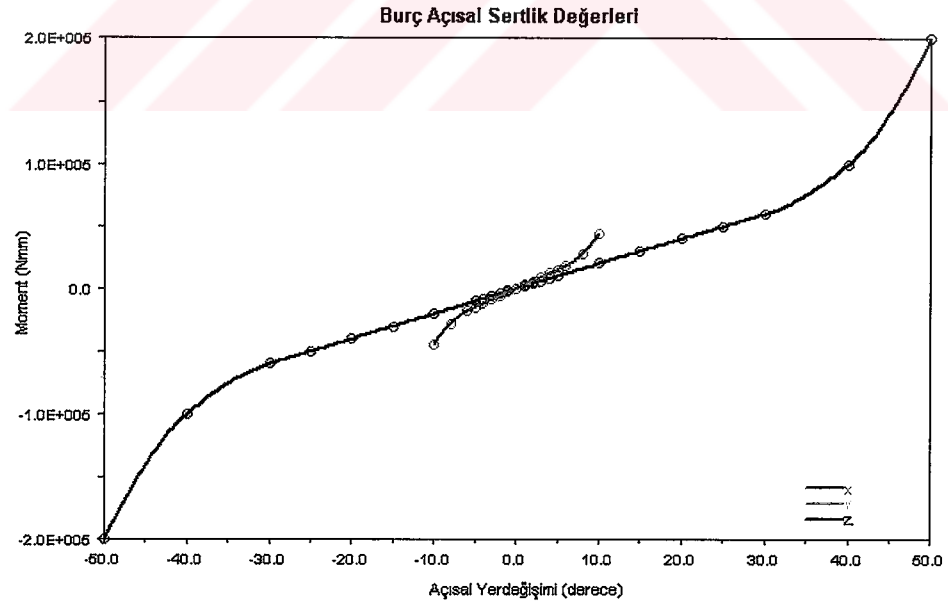
3.5.4 Bağlantı Burçları Eğrileri

Bağlantı burçları kuvvet-uzama eğrileri:



Şekil 3.15, Motor bağlantı burçları kuvvet uzama eğrileri

Bağlantı burçları moment-dönme eğrileri



Şekil 3.16 Motor bağlantı burçları moment dönme eğrileri

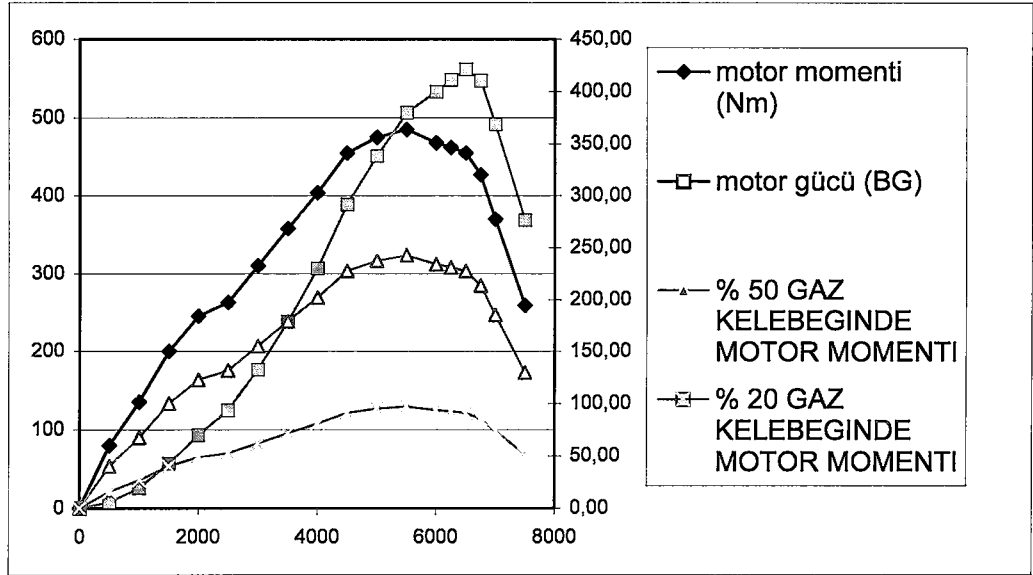
3.5.5 Motor moment - güç haritası

Kullanılan 5.0 litre hacimli motora ait 0-7500 dev/dak aralığıdaki motor devri için çıkarılan değerler tablo 3.10' da belirtilmektedir. Bu motor güç haritası ile Adams/Car motor modelinde kullanılarak, analizlerde taşıt modelini gaz kelebeği açıklığı bilgisi ile ivmelenme özellikleri kontrol edilebilmek mümkün olmaktadır.

Tablo 3.10, Motor Moment-Güç Haritası

Motor Devri (dev/dk)	Motor Momenti (Nm)	Motor Devri (rad/s)	Motor Gücü (KW)	Motor Gücü (BG)	% 50 gaz kelebeğinde Motor Momenti	% 20 gaz kelebeğinde Motor Momenti
0	0	0,00	0,00	0,00	0,0	0,0
500	80	52,36	4,19	5,70	40,0	16,0
1000	135	104,72	14,14	19,23	67,5	27,0
1500	200	157,08	31,42	42,72	100,0	40,0
2000	245	209,43	51,31	69,78	122,5	49,0
2500	263	261,79	68,85	93,64	131,5	52,6
3000	310	314,15	97,39	132,45	155,0	62,0
3500	358	366,51	131,21	178,45	179,0	71,6
4000	404	418,87	169,22	230,14	202,0	80,8
4500	455	471,23	214,41	291,59	227,5	91,0
5000	475	523,58	248,70	338,23	237,5	95,0
5500	485	575,94	279,33	379,89	242,5	97,0
6000	468	628,30	294,04	399,90	234,0	93,6
6250	462	654,48	302,37	411,22	231,0	92,4
6500	455	680,66	309,70	421,19	227,5	91,0
6750	427	706,84	301,82	410,47	213,5	85,4
7000	370	733,02	271,22	368,85	185,0	74,0
7500	259	785,38	203,41	276,64	129,5	51,8
	MAX		MAX			
	485			421,19		

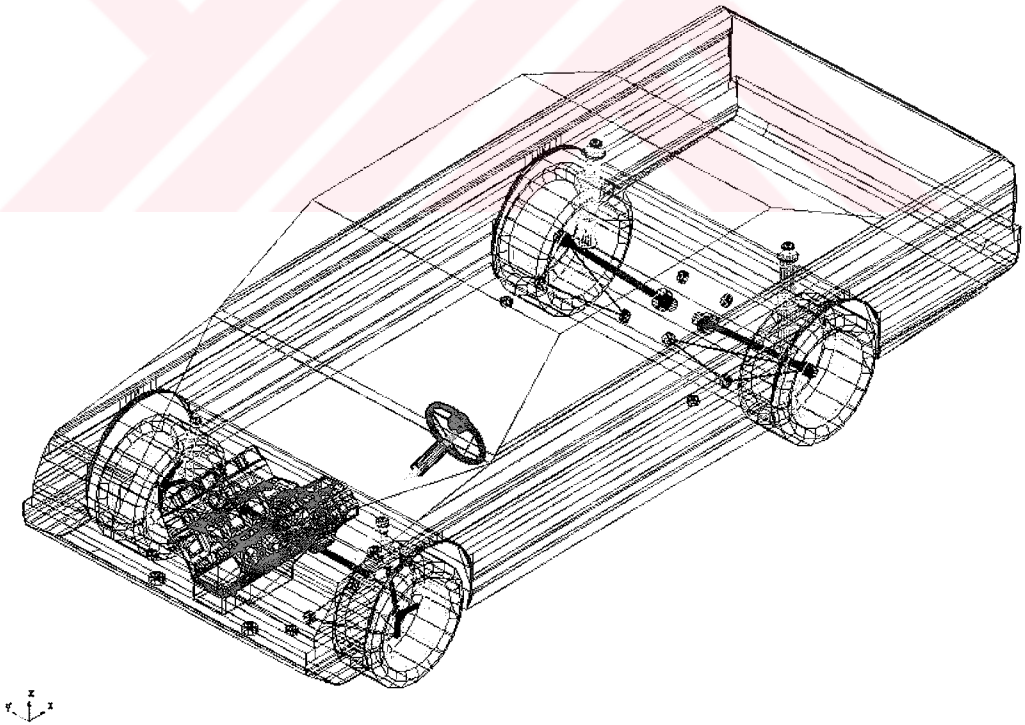
Tablodaki değerler grafik halinde şekil 3.17' de gösterilmektedir.



Şekil 3.17 Motor moment-motor devri ve motor gücü-motor devri eğrileri

3.6 Komple Taşıt Modeli

Komple taşıt modeli, gövde, ön ve arka aks sistemleri, direksiyon sistemi ve motor alt sistemlerinin birleşmesinden oluşmaktadır (Şekil 3.18).



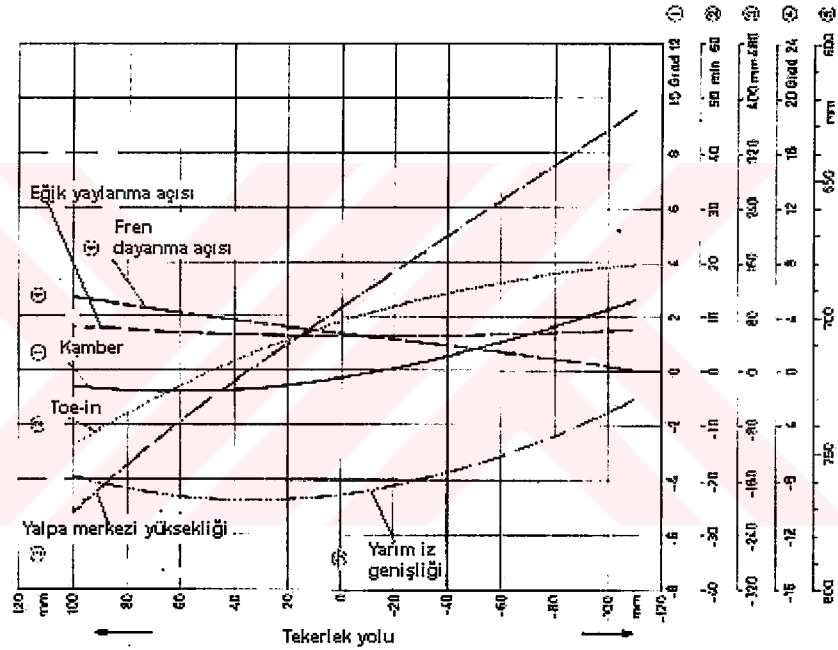
Şekil 3.18, Komple taşıt model

4. SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMALAR

Bu Bölümde Adams/Car yazılımı kullanılarak oluşturulan taşıt modeli üzerinde yapılan analizlerde elde edilen sonuçlar değerlendirilerek taşıta ait ölçülen değerlerle karşılaştırılmasına yer verilmiştir.

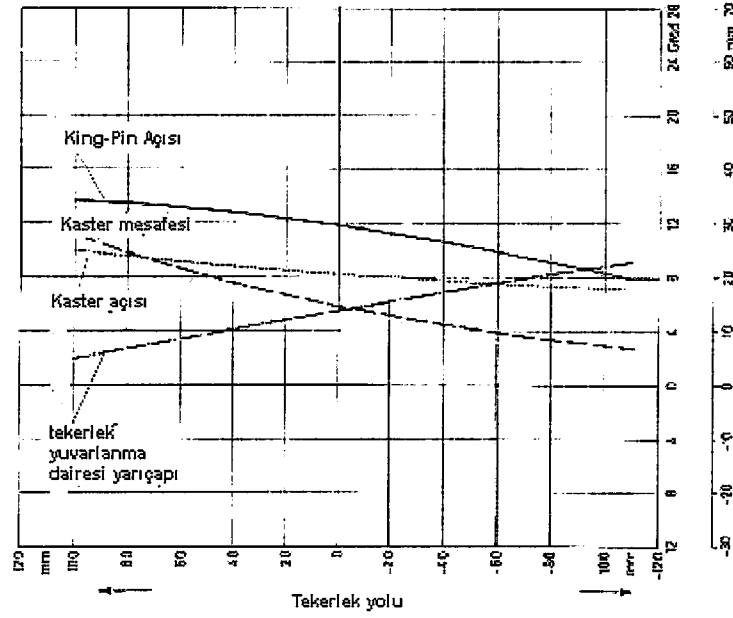
4.1 Ön Aks Geometrisine ait Karakteristiklerin Hesaplanması

Ön aks geometrisine ait toe-in açısı, kamber açısı, king-pin açısı, kaster açısı ve kaster mesafesi yazılımda tekerlekler +100 mm ile -100 mm arasında hareket ettirilerek yapılan paralel tekerlek hareketi analizi sonucunda elde edilmiştir. Değerler taşıta ait gerçek değerlerle karşılaştırmalı olarak grafik halinde verilmiştir



Şekil 4.1 Ön aks haritası-1

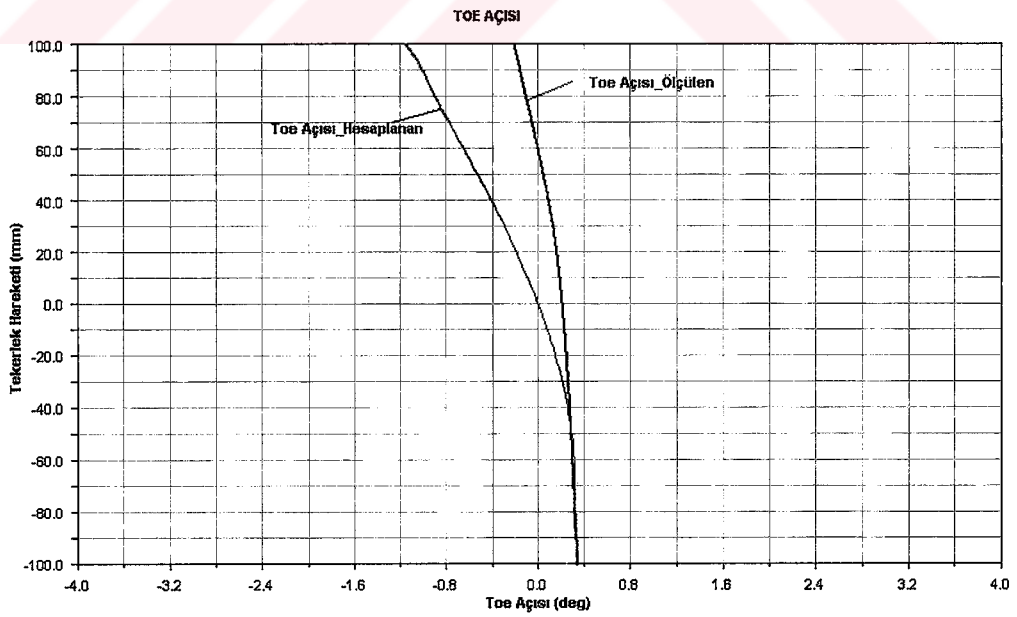
Şekil 4.1 ve şekil 4.2' de ön aks haritası gösterilmektedir. Bu haritadaki karakteristiklerden toe-in açısı, kamber açısı, king-pin açısı, kaster açısı ve kaster mesafesi bilgisayar ortamında yapılan analiz sonuçları ile karşılaştırılmaktadır. Analiz sonuçları ile haritada gösterilen eğrilerin aynı karakterde olması taşıt ile taşıt matematiksel modeli arasında bir korelasyon olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.2 On aks haritası-2

4.1.1 Toe açısı

Toe açısı tanım olarak taşıt uzunlamasına eksenini ile tekerlek düzleminin yol ile kesişiminin arasındaki açıdır. Tekerleklerin içe kapanık olduğu halde pozitifdir. Şekil 4.3' de analiz sonucunda elde edilen değer ile taşıta ait ölçülen değer karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.

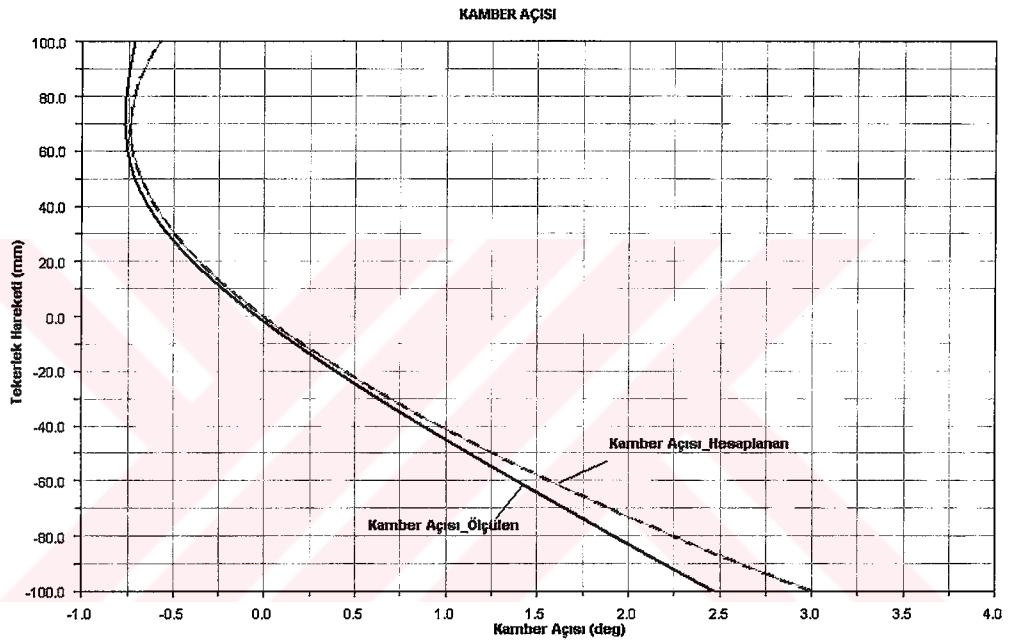


Şekil 4.3 Toe-in açısının değişimi

Grafik incelendiğinde basılma yönündeki yaylanmanın maksimum olduğu noktada ölçülen değer ile hesaplanan değer arasında 0.75 derece farklılık olduğu görülmektedir. Bu hata süspansiyon geometrisine ait kritik noktaların taşıta ait fotoğraflar analiz edilerek oluşturulmasından kaynaklanmaktadır.

4.1.2 Kamber açısı

Kamber açısı, tekerlek düzleminin düşey ile (yol normali) yaptığı açıdır. Tekerleğin üst noktası dışa doğru yattığı halde pozitifdir. Şekil 4.4’ de analiz sonucunda elde edilen değer ile taşıta ait ölçülen değer karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.

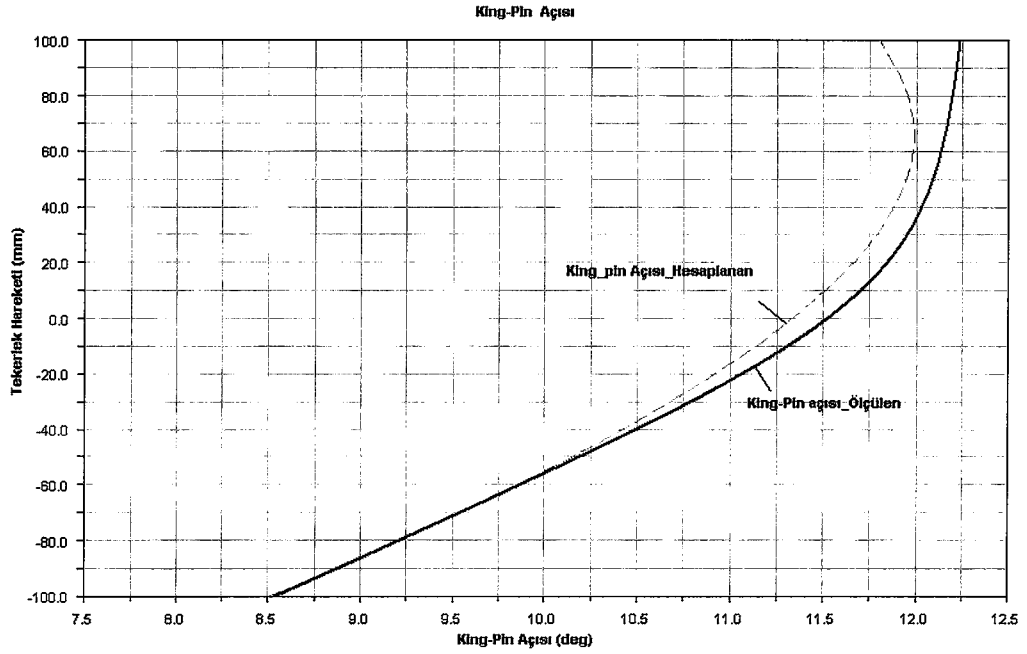


Şekil 4.4 Kamber açısının değişimi

Grafik incelendiğinde basılma yönündeki yaylanmanın maksimum olduğu noktada ölçülen değer ile hesaplanan değer arasında 0.1 derece, açılma yönündeki yaylanmanın maksimum olduğu noktada ise 0.6 derece farklılık olduğu görülmektedir.

4.1.3 King-Pin açısı

King-Pin açısı, king-pin ekseninin Taşıt YZ düzlemine olan izdüşümünün düşeyle yaptığı açı olarak tanımlanır. Kingpin eksen izdüşüm düzleminde yukarı ve taşıt merkezine doğru ise pozitifdir. Şekil 4.5’ de analiz sonucunda elde edilen değer ile taşıta ait ölçülen değer karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.

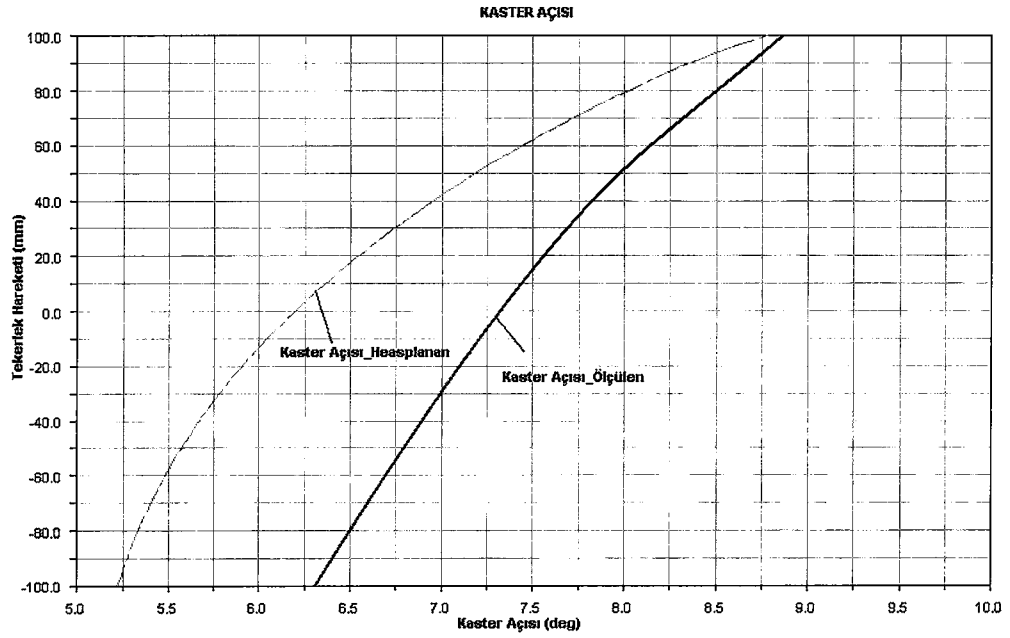


Şekil 4.5 King-Pin açısının değişimi

Grafik incelendiğinde basılma yönündeki yaylanmanın maksimum olduğu noktada ölçülen değer ile hesaplanan değer arasında 1.8 derece farklılık olduğu görülmektedir.

4.1.4 Kaster açısı

Kamber açısı, tekerleklerin üzerinde saptırıldığı king-pin dönme ekseninin, yola dik ve taşıt uzunlamasına eksenine paralel olan düzleme izdüşümü ile düşey eksen arasındaki açıdır. Kingpin eksenini yukarı ve taşıt arka kısmına doğru ise pozitiftir. Şekil 4.6' da analiz sonucunda elde edilen değer ile taşıta ait ölçülen değer karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.



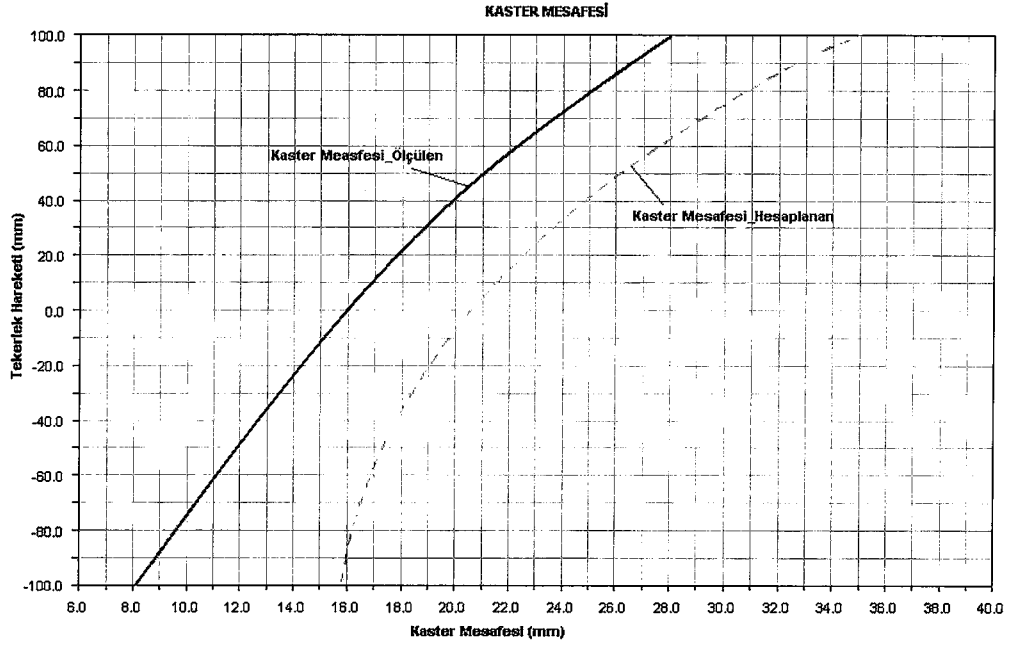
Şekil 4.6 Kaster açısının değişimi

Grafik incelendiğinde açılma yönündeki yaylanmanın maksimum olduğu noktada ölçülen değer ile hesaplanan değer arasında 2.2 derece farklılık olduğu görülmektedir.

4.1.5 Kaster mesafesi

Kaster mesafesi, kingpin ekseni ile yol düzleminin kesişiminin, lastik temas yüzey merkezine olan uzaklığın, tekerlek düzlemi ile yoldüzleminin kesişimi doğrultusunda ölçülen mesafesidir. Kingpin ekseni ile yüzey düzleminin kesişimi temas noktasının önünde ise kaster moment kolu pozitifdir.

Grafik incelendiğinde açılma yönündeki yaylanmanın maksimum olduğu noktada ölçülen değer ile hesaplanan değer arasında 2.2 derece farklılık olduğu görülmektedir.

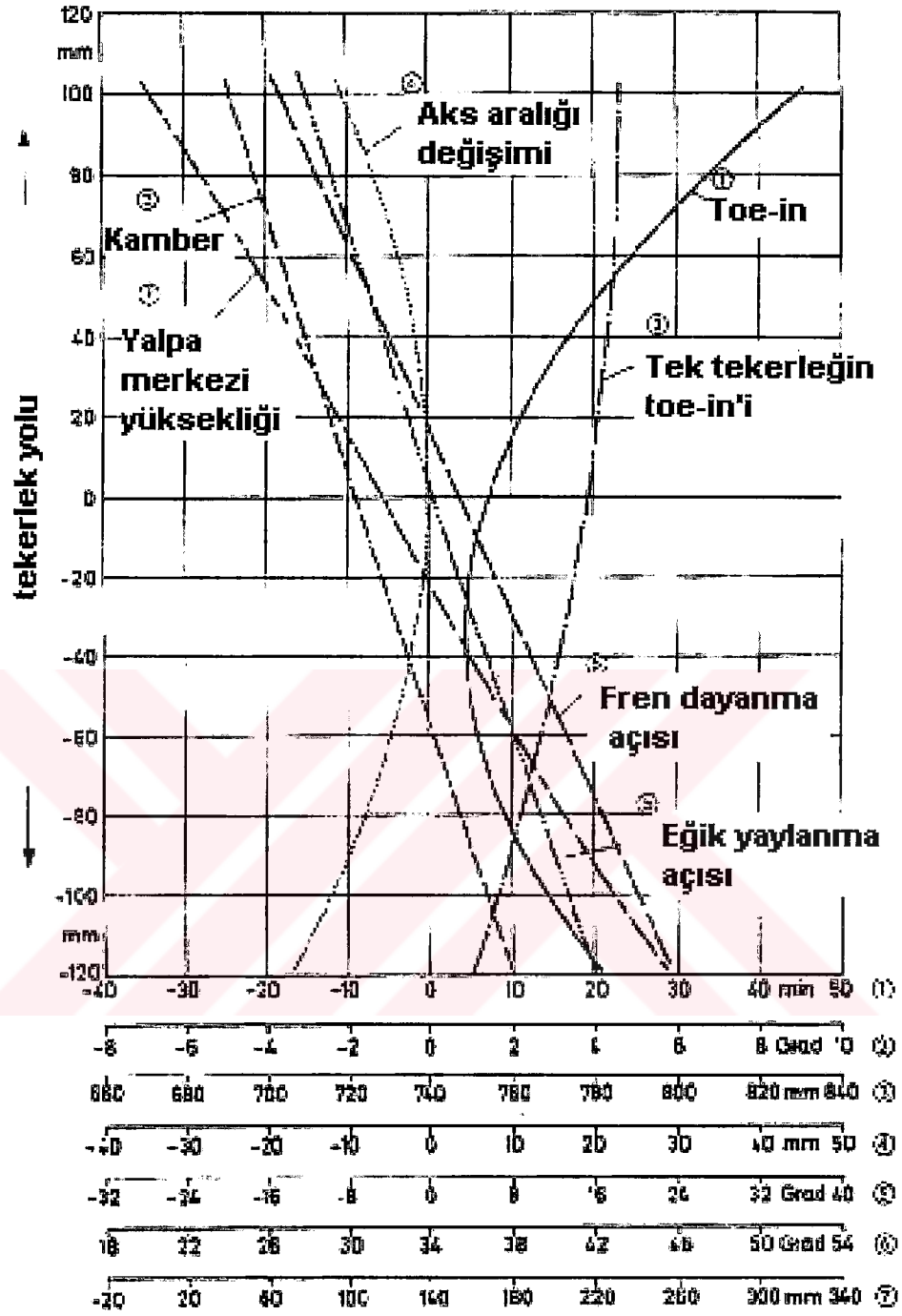


Şekil 4.7 Kaster mesafesinin değişimi

4.2 Arka Aks Geometrisine ait Karakteristiklerin Hesaplanması

Arka aks geometrisine ait toe-in açısı ve kamber açısı tekerlekler +100 mm ile -100 mm arasında hareket ettirilerek yapılan paralel tekerlek hareketi analizi sonucunda elde edilmiştir. Değerler taşıta ait gerçek değerlerle karşılaştırmalı olarak grafik halinde verilmiştir.

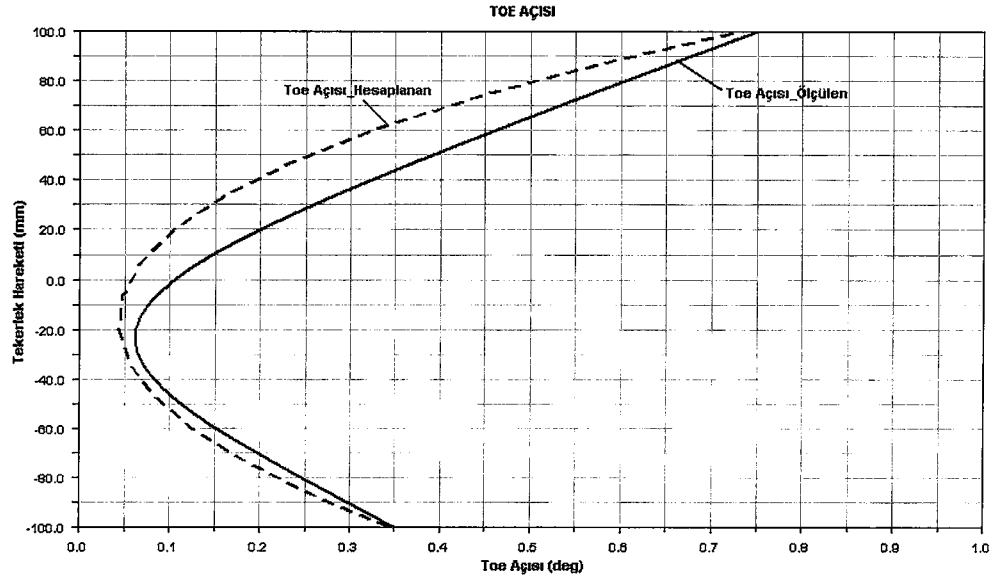
Şekil 4.8’ da arka aks haritası görülmektedir. Bu haritadaki karakteristiklerden toe-in açısı ve kamber açısı bilgisayar ortamında yapılan analiz sonuçları ile karşılaştırılmaktadır. Analiz sonuçları ile haritada gösterilen eğrilerin aynı karakterde olması taşıt ile taşıt matematiksel modeli arasında bir korelasyon olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.8 Arka aks haritası

4.2.1 Toe açısı

Toe-in açısının arka süspansiyon sisteminin analizi sonucunda değişimi ve ölçülen değerle karşılaştırması grafik olarak şekil 4.9' da gösterilmektedir.

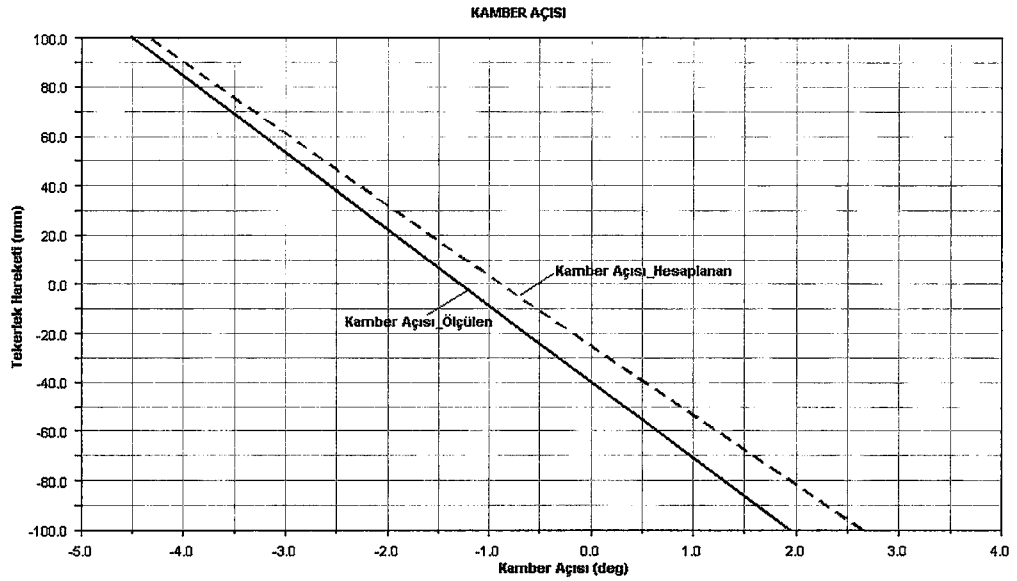


Şekil 4.9 Arka aksa ait toe açısının değişimi

Grafik incelendiğinde açılma yönündeki yaylanmanın maksimum olduğu noktada ölçülen değer ile hesaplanan değer arasında 0.2 derece farklılık olduğu görülmektedir.

4.2.2 Kamber açısı

Kamber açısının arka süspansiyon sisteminin analizi sonucunda değişimi ve ölçülen değerle karşılaştırması grafik olarak şekil 4.10' da gösterilmektedir.



Şekil 4.10 Arka aksa ait kamber açısının değişimi

Grafik incelendiğinde ölçülen değer ile hesaplanan değer arasında 0.2 derece farklılık olduğu görülmektedir.

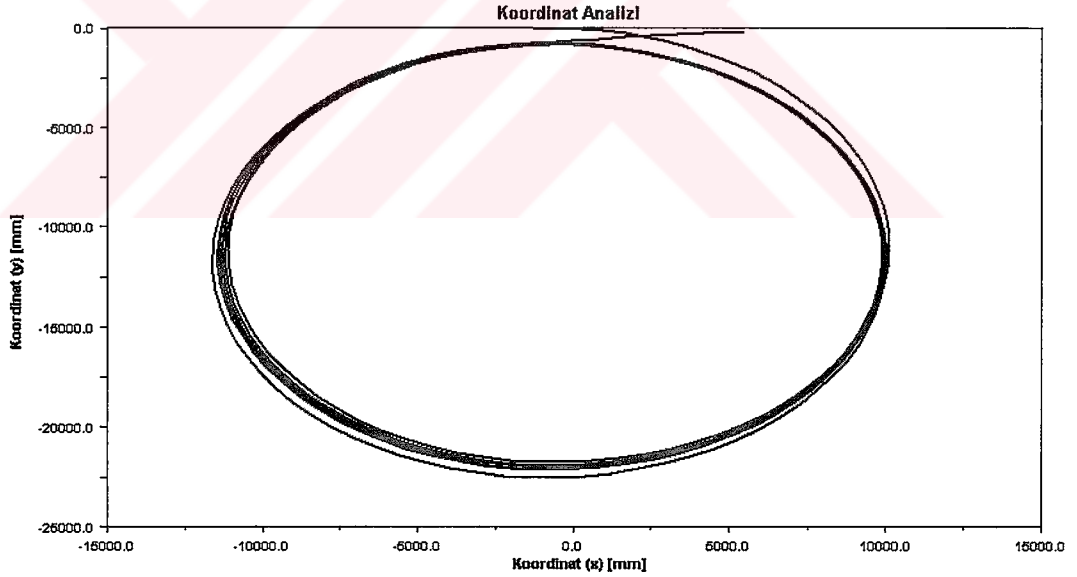
4.3 Komple Taşıt Modeli Üzerinde Yapılan Analizler

Komple taşıt modeli üzerinde stasyoner dönme hareketi ve şerit değiştirme analizi yapılarak sonuçlar incelenmiştir.

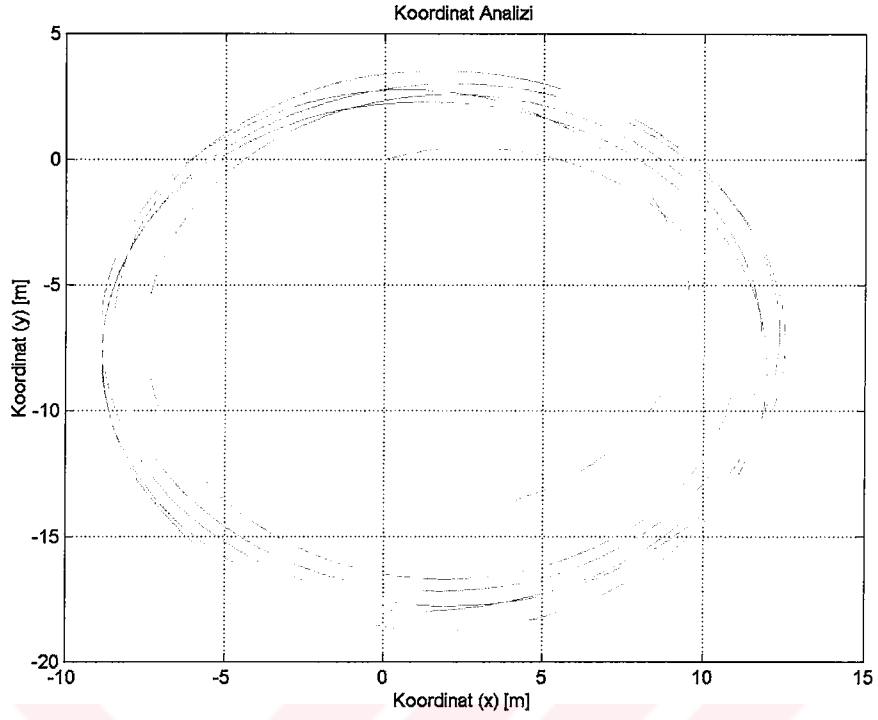
4.3.1 Stasyoner dönme hareketi

Stasyoner dönme hareketi belirtilen direksiyon sapması ve hız koşulları altında taşıtın yaptığı dönme hareketidir. Adams/Car yazılımına hazırlanan veri dosyası ile kumanda edilerek isteilen dönme hareketini yapması sağlanmaktadır. Veri dosyası, analizin her zaman dilimi için direksiyon sapması, hız, gaz kelebeği açıklığı ve fren basıncı bilgilerini ve bu değerleri kontrol eden döngüleri içerir. Örnek olarak datada girilen hız değeri aktif ise kullanılan IF döngüsü ile gaz kelebeği açıklığı bilgisi analizde kullanılmaz.

Stasyoner dönme analizi grafik olarak şekil 4.11' de gösterilmektedir.



Şekil 4.11 Stasyoner dönme hareketi Adams/Car analizi



Şekil 4.12 Stasyoner dönme hareketi deneysel ölçüm grafiği

Ayrıca taşıta ait stasyoner dönme hareketi için deneysel sonuçlar şekil 4.12’ de gösterilmektedir. Analiz sonucunda ortalama dönüş çapı 21 m olarak bulunmuştur. Deney sonucunda ölçülen değerleri kullanarak yapılan koordinat analizinde ise ortalama dönüş çapı 20 m çıkmaktadır. Ölçülen değer ile hesaplanan değer arasında 8 m lik bir fark oluşmaktadır. Bu fark hesaplamalarda %5 hata yapıldığını göstermektedir.

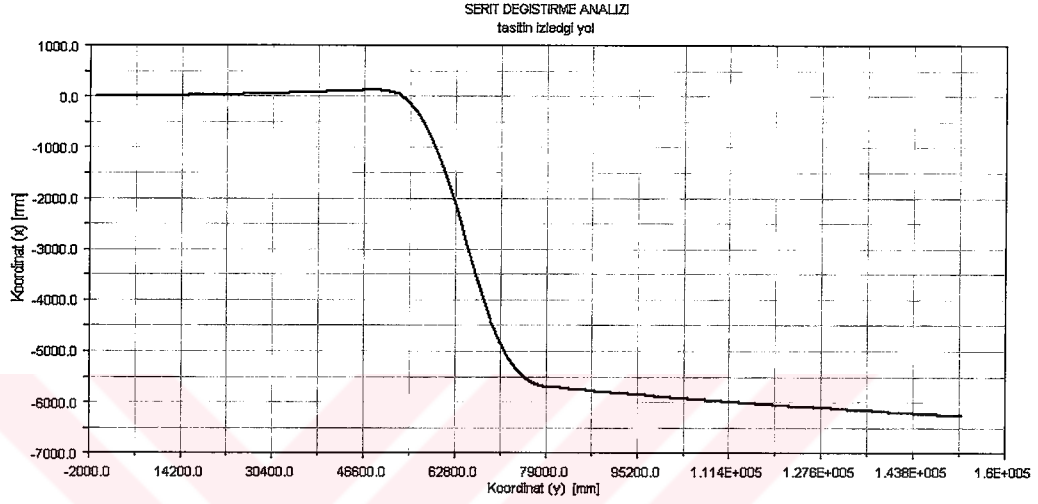
Bu hatanın sebepleri:

1. Matematik modeli oluştururken yapılan kabuller
2. Modelde kullanılan taşıta ait parametrelerin yaklaşık değerler olarak alınması
3. İki boyutlu lastik modelinin kullanılması
4. Analizlerin pürüzsüz düz bir yüzey üzerinde yapılması

olarak sıralanabilmektedir.

4.3.2 Şerit değiştirme analizi

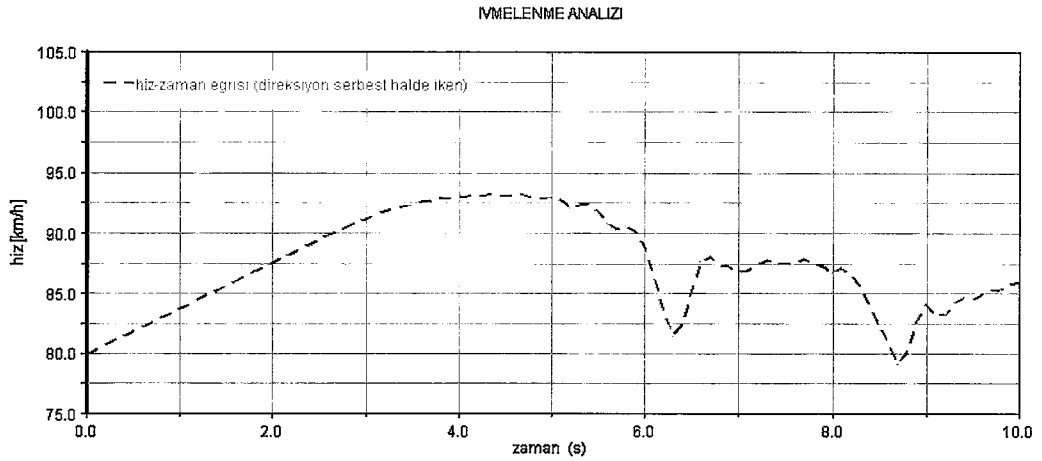
Şerit değiştirme analizi belirli bir ilk hız ile direksiyon sapmasının, belirtilen zaman aralığı içerisinde sinüs hareketini tamamlamasıdır. Direksiyon açısı analiz başında sıfırdan başlayarak sinüsoidal hareketle belirtilen değere ulaşır ve zaman aralığında sinüsoidal hareketi tamamlayarak tekrar 0 konumuna gelir. Şekil 4.8’ de analiz sonucu grafik olarak gösterilmektedir.



Şekil 4.13 Şerit değiştirme analizi

4.3.3 İvmelenme analizi

İvmelenme analizi taşıtın belirli bir ilk hızla ivmelenmesi izlenir. İvmelenme sırasında oluşan kuvvetler hesaplanır. Şekil 4.14’ da ivmelenme analizi sonucunda hızın değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.14 İvmelenme analizi

4.4 Yorumlar

Bilgisayar ortamında yapılan analiz sonuçları ile deneysel verilerin karşılaştırılması sonucunda elde edilen eğrilerin aynı karakterde olması taşıt ile taşıt matematiksel modeli arasında bir korelasyon olduğunu göstermektedir. Sonuçlar arasındaki farklılıkların sebepleri:

1. Matematik modeli oluştururken yapılan kabuller
2. Modelde kullanılan taşıta ait parametrelerin yaklaşık değerler olarak alınması
3. İki boyutlu lastik modelinin kullanılması
4. Analizlerin pürüzsüz düz bir yüzey üzerinde yapılması

olarak sıralanabilmektedir.

Bu çalışmada Adams/Car yazılımı kullanılarak, gerçek bir taşıtın bilgisayar ortamında benzeşim modelinin oluşturulabileceği ve gerçek taşıt üzerinde yapılabilen testlerin bilgisayar ortamında yapılabilceği gösterilmiştir. Adams modelinin gerçek taşıt ile benzeşiminin sağlanmasından sonra çeşitli analizler yaparak bağlantı elemanlarına gelen kuvvetler hesaplanabilir ve bulunan değerler sonlu elemanlar modeline aktararak alt sistemlerin kuvvet etkisindeki deformasyonları incelenebilir. Böylelikle daha tasarım aşamasında bir taşıtın dinamik karakteristikleri belirlenip iyileştirmeler yapılabilmekte ve olası dizayn hataları bu safhada saptanarak daha iyi tasarımlar daha kısa zamanda ortaya çıkarılabilmektedir. Bu bahsedilen avantajlar seri üretim açısından değerlendirildiğinde, prototip sayısının azaltılarak tasarım maliyetlerinin düşürülmesine ve ürünün pazara daha kısa zamanda sunulması şeklinde kazanç sağlamaktadır.

Adams/Car yazılımı bugün bütün otomobil üreticileri ve bir çok yan sanayi tarafından kullanılmaktadır. Bilgisayar yazılımlarındaki gelişmeler sanal prototiplemeyi günümüzün gelişen teknolojisinin vazgeçilmez tasarım unsuru haline getirmiştir. Bilgisayar sektörünün gelişimine paralel olarak mühendislik hesaplamalarının tümü sanal ortama taşınarak yeni teknolojilerin gelişimine olanak vermektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Anonim**, *Ford hub Intranet*, çeşitli internet sayfaları
- [2] **Anonim**, 1976. *Vehicle Dynamics Technology*, SAEJ670e, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.
- [3] **Bastow D., Howard, G.P.**, 1993. *Car Suspension and Handling*, Pentech press, London.
- [4] **Craig, D.**, 1996. *Test-procedures, Ford internal procedures*.
- [5] **Gillespie, T.D.**, 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, USA.
- [6] **Heisler, H.**, 1989. *Advanced Vehicle Technology*, British Library Cataloguing in Publication Data, London.
- [7] **Johnson, E.**, 1996. *Tires and Handling*, Society of Automotive Engineers, USA.
- [8] **Milliken, W.F., Milliken, D.L.**, 1995. *Race Car Vehicle Dynamics*, Library of Congress Cataloging, USA.
- [9] **Pacejka H.B., Bakker E.**, 1992. *The Magic Formula Tyre Model*, University of technology, Delft.
- [10] **Pacejka H.B., Bakker E, Nyborg L.**, 1987. *Tyre Modelling for use in Vehicle Dynamics Studies*, SAE 870421, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.
- [11] **Somerville, J., Farrer. D.G., Whitehead, J.P.**, 1994. *Improvements in the quantification of on-centre handling quality*, MIRA.

Teoman AYÇİÇEK

Kişisel Bilgiler

- Mesleği : Makine Mühendisi
- Doğum Tarihi : 03.02.1975
- Doğum Yeri : Bursa
- Sürücü Belgesi : B Sınıfı
- Askerlik Durumu : Tamamladı
- Medeni Durum : Evli

Eğitim Durumu

1997 –2002 İstanbul Teknik Üniversitesi İSTANBUL
Otomotiv Anabilim Dalında taşıt tekniği üzerine yüksek lisans tez çalışması

1993-1997 İstanbul Teknik Üniversitesi İSTANBUL
Makine Mühendisliği

1992-1993 İstanbul Teknik Üniversitesi İSTANBUL
İngilizce Hazırlık

Dil

İngilizce

İş Deneyimi

1997 – 1999 FIGES Ltd.Şti. BURSA
Proje Mühendisi

- *Bilgisayar Destekli Mühendislik (CAE)*

ANSYS FEA ve ADAMS MSS yazılımları kullanılarak uygulama ve proje mühendisliği

Adams MSS yazılımı eğitimi ve teknik desteği

- *Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD)*

Solidworks, AutoCAD, AutoDesk Mechanical Desktop yazılımları eğitimi, satışı ve teknik desteği

2000 – 2002 FORD/OTOSAN A.Ş. İZMİR

- Kalite Mühendisliği

Proje Çalışmaları

- Şişecam bardak kalıp sıcaklık dağılımı nonlinear transient termal analizi (Şişecam, 1997)

- Taş kırma makinasının ADAMS mekanik sistem yazılımı

ile simülasyonu

(Mutaftçılar 1998)

- Çamaşır makinasının ADAMS mekanik sistem simülasyonu yazılımı ile modellenerek kritik devir sayılarının ve bu devir sayılarında çeşitli parçalara gelen kuvvetlerin hesaplanması
(Bosch-Profilo, Çerkezköy 1998)
- Çamaşır makinası elektrik motorunun ANSYS sonlu elemanlar yazılımı ile modal analizi yapılarak doğal frekans modlarının hesaplanması
(TEE,1999)
- Buhar boru hattının ANSYS yazılımı ile mukavemet hesabının yapılarak kompanzatör ve boru mesnet yerlerinin belirlenmesi
(ENTEK, 1999)

Alman Eğitimler

- Introduction to ANSYS-LSDYNA Semineri, (Bursa,1998)
- Introduction to ADAMS MSS Software Semineri,
(Bursa, 1998)
- Solidworks Training and Marketing Semineri,
(Fransa, 1998)
- Advanced Modeling Techniques in ANSYS Semineri,
(Bursa, 1998)
- Introduction to ANSYS FEA Semineri, (Bursa, 1997)
- Autodesk Mechanical Desktop Training Semineri,
(İstanbul, 1997)
- 1 Ay Boztekin Otomotiv A.Ş. 'de mesleki staj
(Bursa, 1996)
- 1 Ay Türk Hava Yolları Bakım Merkezi'nde mesleki staj
(İstanbul, 1995)