

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İKİ AKSLI BİR TAŞITTA SAĞ VE SOL
TEKERLEKLERDE FARKLI ÇEVRE KUVVETLERİ
KONTROLÜ İLE YÖRÜNGE KONTROLÜ VE
MAGIC FORMÜLÜNÜN ARAŞTIRILMASI**

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

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Borge GÖKTAŞ
503971159**

101402

101402

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 11 Haziran 2001
Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Haziran 2001**

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Ali Işık ERZİ

Ali Işık ERZİ

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Ali GÖKTAN (İ.T.Ü.)

Prof.Dr. Orhan DENİZ (Y.T.Ü.)

Orhan DENİZ

HAZİRAN 2001

ÖNSÖZ

Günümüzde kullanılan taşıtların teknik olarak gelişimi sürekli olarak üzerinde çalışılması gereken bir konu olmaktadır. Taşıt ile sürücünün beraber, uyumlu olarak seyir edebilmesi için bazı düzenlemelerin yapılması ihtiyacı, gerek seyir performansı gerek seyir konforu ve gerekse seyir güvenliği açısından zorunludur. Bu ikilinin uyumunun sağlanması taşıt üzerinde yapılan ve gelişen teknoloji ile sınırları genişletilen yenilenmelerle gerçekleştirilebilmektedir.

Yeni bir sistemin yaratılması ya da kullanımda olan bir sistemin iyileştirilmesi teorik olarak bazı çalışmaların yapıp, elde edilen sonuçların deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak yorumlanmasıyla yapılabilmektedir. Bu yorumların yapılabilmesi günümüzde bilgisayar programlarının yardımı ile daha kolay yapılabilir olmaktadır.

Yapılan bu araştırmada taşıtın sağ ve sol tekerleklerinde farklı tahrik veya fren kuvveti olması durumlarının sürücüye getireceği yarar ve zararlar göz önüne alınmıştır. Böyle bir araştırmanın sonucundan yola çıkarak, konstrüktif olarak zaten uygulanan bir sistemin, uygulama amacının yanı sıra sürücünün taşıtın kontrolünü sağlaması açısından da yararlı olabileceği görülmüştür.

Tez çalışmamın gerçekleşebilmesi için, bana her konuda destek ve yardımcı olan, danışmanım Prof. Dr. Ali Işık Erzi'ye, eserlerinden kaynak olarak yararlandığım İ.T.Ü. Makine Fakültesi öğretim üyelerinin tümüne ve aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Borga Göktaş

Haziran 2001

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

KISALTMALAR	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	x
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Giriş ve Çalışmanın Amacı	1
2. TEKERLEK KUVVETLERİ VE KONTROLÜ	3
2.1. TCS – Tekerlek Kuvvetleri Kontrol Sistemleri	3
2.2. TCS Amaçları ve Kullanım Yerleri	4
2.3 Tekerlek Kuvvetleri ve Taşıt Hareket Denklemleri	5
2.3.1. Kayma Etkisi Altında Çevresel ve Yan Kuvvetler	5
2.3.2. Tekerleklerde Düşey Kuvvetler ve Yük Transferi	11
2.3.3. Taşıt Hareket Denklemleri	12
2.3.4. Lineerleştirilmiş Çapraz Hareket Açıları	16
2.3.5. Direksiyon Simidi Sapması ve Geri Çevirme Momenti	19
3. DURAĞAN DAİRESEL HAREKET VE KAMBER AÇISI	19
4. NON – LİNEER DURUMLARIN İNCELENMESİ VE MAGIC TEKERLEK MODELİ	22
4.1. Magic Tekerlek Modeli	23
4.2. Magic Parametrelerinin Elde Edilmesi	31
4.3. Çevresel Kuvvetlerin ve Yan Kuvvetlerin Beraber Ele Alınması	32
4.3.1. Formüllerle Çözüm Aranması ve Programlama Çalışmaları	32
4.3.2. Uygulamaya Geçiş ve Sonuçları	43
5. LİNEER VE NON – LİNEER DURUMLARIN PROGRAMLANMASI	46
5.1. Lineer Hal İçin Programlama ve Sonuçları	46
5.2. Non – Lineer Şartlarının İncelemeye Katılması ve Sonuçları	50

6. ÇEVRESEL KUVVETLERLE YÖRÜNGE KONTROLÜ	57
6.1. Sağ ve Sol Tekerleklerle Farklı Çevresel Kuvvetlerin Uygulanmasının Amaçları	57
6.2. LSD li Taşıt ile Normal Taşıtın Karşılaştırılması	58
7. NON –LİNEER HESAPLA TEKERLEKLERDE ÇEVRESEL KUVVETLERİN ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI	61
8. LSD – TEKERLEK ÇEVRESEL KUVVETLERİNİN KONTROLÜNÜN TAŞITLAR ÜZERİNDE UYGULAMALARI	64
9. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	67
KAYNAKLAR	69
EKLER	
ÖZGEÇMİŞ	71

KISALTMALAR

TCS	: Traction Control Systems
4WD	: Four Wheel Drive
4WS	: Four Wheel Steering
ABS	: Anti Blokaj Sistemi
LSD	: Limited Slip Differential



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1	: Tekerlek kuvvetleri	6
Şekil 2.2	: Tekerlekte çapraz hareket	7
Şekil 2.3	: $\mu(\sigma)$ diyagramları	9
Şekil 2.4a	: Frenlemede ve tahrikte kayma	10
Şekil 2.4b	: Kayma – sürtünme	10
Şekil 2.5	: Aks dengeleri	12
Şekil 2.6	: Taşıt modeli	13
Şekil 2.7	: Taşıta etkiyen kuvvetler	14
Şekil 2.8	: Dönemekte taşıt ve çapraz hareket açıları	14
Şekil 2.9	: Tekerleklerde kuvvet ve momentler	15
Şekil 2.10	: Taşıta etkiyen yol düzlemindeki kuvvetler ve momentler	16
Şekil 2.11	: Tek izli taşıt modeli	17
Şekil 3.1	: Yan kuvvet ve kamber açısı	20
Şekil 3.2	: Geri çevirme momenti ve kamber açısı	21
Şekil 4.1	: Magic tekerlek modelinin genel fonksiyonu	24
Şekil 4.2	: C ve E parametreleriyle Magic modeli	25
Şekil 4.3	: Magic ile $F_y - \alpha$ değişimi	28
Şekil 4.4	: Magic ile $M_z - \alpha$ değişimi	28
Şekil 4.5	: Magic ile $F_x - \sigma$ değişimi	28
Şekil 4.6	: Asimetrik eğrinin elde edilmesi	29
Şekil 4.7	: Magic modeli ve deneysel verilerin karşılaştırılması	30
Şekil 4.8	: Monte Carlo modeli ve deneysel verilerin karşılaştırılması	30
Şekil 4.9	: BCD ve F_z değişiminde tekerlek parametreleri	32
Şekil 4.10	: Kombine harekette kaymaların bulunması	32
Şekil 4.11	: Çevresel ve yan kuvvetlerin deneysel bulunması	34
Şekil 4.12	: Çevresel ve yan kuvvetler arasında uygulanacak dağılım	34
Şekil 4.13	: F_x ve F_y arasındaki ilişki	36
Şekil 4.14	: Nicolas - Comstock modeli yalnız yan yönde kayma olması durumu	37
Şekil 4.15	: Nicolas – Comstock modeli yalnız çevresel kayma olması durumu	37
Şekil 4.16	: Nicolas – Comstock modeli kombine kayma olması ve eliptik fonksiyona yaklaşımı	38
Şekil 4.17	: Programlarda kullanılan taşıt örneği	44
Şekil 4.18	: $C_{\alpha\delta} = 30000\text{N/rad}$, $C_{\alpha a} = 40000\text{N/rad}$, $C_{\delta} = C_a = 50000\text{Nm/rad}$, $i_v = .5$ için eliptik dağılım	44
Şekil 4.19	: $C_{\alpha\delta} = 30000\text{N/rad}$, $C_{\alpha a} = 30000\text{N/rad}$, $C_{\delta} = 30000\text{Nm/rad}$, $C_a = 40000\text{Nm/rad}$, $i_v = .3$ için eliptik dağılım	45
Şekil 5.1	: Lineer dağılımın sunulması $C_{\alpha\delta} = 30000\text{N/rad}$, $C_{\alpha a} = 40000\text{N/rad}$	50
Şekil 5.2	: Lineer tekerlek sapmasını $1/r$ ile değişimi	53

Şekil 5.3	: $F_{y0} - \alpha_0$ non – lineeritenin gözlenmesi	53
Şekil 5.4	: Non – lineer tekerlek sapması.....	54
Şekil 5.5	: Direksiyon simidi sapmasında non – lineerite.....	54
Şekil 5.6	: Non – lineer tekerlek sapması.....	55
Şekil 5.7	: Non – lineer direksiyon simidi sapması	56
Şekil 6.1	: Taşıtta moment dağılımı.....	58
Şekil 6.2	: Sağ ve sol tekerlekte % 50 moment dağılımı	59
Şekil 6.3	: Sağ ve sol tekerleklerin kontrol altında alınmasındaki durum	60
Şekil 6.4	: Tekerlek sapması ile dönme miktarının takibi.....	60
Şekil 7.1	: Maksimum çevresel kuvvetlerle beta açısının değişimi.....	62
Şekil 7.2	: Çevresel kayma olmadığı zaman beta değişimi.....	62
Şekil 8.1	: Moment tabanlı sistem	64
Şekil 8.2	: Hıza dayalı sistem	65
Şekil 8.3a	: LSD sisteminin şematik gösterilmesi	65
Şekil 8.3b	: LSD mekanik konstrüksiyonu	66
Şekil 8.3c	: LSD mekanik konstrüksiyonu	66
Şekil 8.4	: Çapraz hareket açısının değişimi	66

SEMBOL LİSTESİ

F_z	: Tekerlek yükü
$F_{z\delta}$	: Ön aks yükü
F_{za}	: Arka aks yükü
F_x	: Çevresel kuvvet-
F_y	: Yan kuvvet
M_z	: Geri çevirme momenti
r	: Tekerlek yarıçapı
n_r	: Pnömatik kaster
n_k	: Yapısal kaster
μ_x	: Çevresel yönde tutunma katsayısı
μ_y	: Yan yönde tutunma katsayısı
μ_{top}	: Bileşke tutunma katsayısı
C_a	: Çapraz hareket katsayısı
α	: Çapraz hareket açısı
α_{δ}	: Ön aks çapraz hareket açısı
α_a	: Arka aks çapraz hareket açısı
σ	: Çevresel kayma
σ_x	: x ekseninde kayma
σ_y	: Yan yönde kayma
σ_{top}	: Bileşke kayma
u	: Taşıtın doğrultusundaki hızı
v	: Taşıtın bileşke hızı
V	: Kayma olmadan tekerlek hızı
a	: İvme
g	: Yer çekimi ivmesi
m_g	: Taşıt gövdesinin kütlesi
m_{δ}	: Ön aks kütlesi
m_a	: Arka aks kütlesi
F_{δ}	: Ön aksa gelen kuvvet
F_a	: Arka aksa gelen kuvvet
l_{δ}	: Ön aksın ağırlık merkezine mesafesi
l_a	: Arka aksın ağırlık merkezine mesafesi
p	: Yalpa merkezinin yerden yüksekliği
h	: Ağırlık merkezinin yüksekliği
s	: İz genişliği
χ	: Yalpa açısı
C_{δ}	: Ön aks yalpa sertliği
C_a	: Arka aks yalpa sertliği
h'	: Taşıt asılı gövdesinin yalpa aksına mesafesi
β	: Yüzme açısı
γ	: Kamber açısı

δ_{δ}	: Ön aks sapması
δ_a	: Arka aks sapması
ψ	: Açısal dönme miktarı
J_z	: Atalet momenti
k_n, k_m	: Hava direnci katsayıları
C_{lae}	: Arka aks elastikliği
C_L	: Direksiyon sistemi sertliği
δ^*	: İndirgenmiş direksiyon simidi sapması
δ_L	: Direksiyon simidi sapması
i_L	: Kinematik çevrim oranı
ρ	: Dönemeç yarıçapı
C_γ	: Kamber açısı katsayısı
M_{xy}	: Kamber açısından kaynaklanan ek moment
B	: Magic tekerlek modeli parametresi
C	: Magic tekerlek modeli parametresi
D	: Magic tekerlek modeli parametresi
E	: Magic tekerlek modeli parametresi
$S_{h,v}$	: Magic tekerlek modelinde kamber açısı etkisi
a	: Tekerlek parametresi
b	: Tekerlek parametresi
c	: Tekerlek parametresi

İKİ AKSLI BİR TAŞITTA SAĞ VE SOL TEKERLEKLERDE FARKLI ÇEVRE KUVVETLERİ KONTROLU İLE YÖRÜNGE KONTROLU VE MAGIC FORMÜLÜNÜN ARAŞTIRILMASI

ÖZET

Bu araştırmanın yapılmasında esas hedef olarak, taşıtların sağ ve sol tekerleklerinde farklı çevresel kuvvetlerin uygulanmasının sürücüye getirebileceği yarar veya zararların belirlenmesi seçilmiştir. Sistematik olarak böyle bir araştırmanın yapılabilmesi, konunun da aynı sistematik düzen içinde araştırılmasını zorunlu kılmaktadır. Dolayısıyla araştırmanın tam bir sonuca varabilmesi için taşıtın hareketinin ve tekerleklerdeki durumun ele alınması gerekmiştir. Çalışma teorik bir çalışma olmaktadır ve bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir.

Birinci bölümde taşıtlarda, uygulanan tekerlek kuvvetlerinin kontrolünün amaçları ve tarihçesi verilmiştir. TCS adı altında bilinen tekerlek kuvvetleri kontrolü görevi yapan değişik sistemlerin kullanım amaçları literatürden araştırılarak sunulmaktadır.

İkinci bölümde taşıtın hareketinin ve tekerleklerde oluşan durumların daha iyi anlaşılabilmesi için literatür araştırılması yapılmıştır. Tekerleklerle etkileyen parametreler belirlenmiştir. Bu parametrelerin varlığıyla lastiklerde oluşan ve özellikle bu çalışma için önemli bir yer tutan kayma olayı incelemeye alınmıştır. Gene akslarda oluşan yük transferinin anlaşılması ve taşıt hareket denklemlerinin yazılması ile lineer değişim olarak tanımlanabilecek durumun ele alınmasına geçilmiştir.

Üçüncü bölümde literatür araştırmasında yeterli bilgi sağlandıktan sonra, çalışma bilgisayar ortamına taşınmıştır. Bunun için örnek bir taşıt seçilmiştir. Gene literatürden bu taşıta ait ve gerekli olabilecek datalar toplanmıştır. Matlab bilgisayar programı kullanılarak öncelikle literatür araştırmalarını destekleyen, lineer değişimi veren bir basit tekerlek programı oluşturulmuştur. Bu program daha sonra non-lineer incelemede kullanılmak üzere yapılmış bir çalışma olmuştur.

Dördüncü bölümde non-lineer durum için içine katılmıştır. Öncelikle gene belli bir literatür araştırması ile nasıl bir çözüm yöntemi kullanılabileceği belirlenmeye çalışılmıştır. Magic tekerlek modeli üzerinde durularak araştırmanın bu aşamasından sonra bu modelin kullanılmasına karar verilmiştir. Gene bu bölümde tekerleklerde oluşan kuvvetlerin yaptığı etkiler ve birbirlerine olan etkileri de ele alınmıştır. Bu kısım için eliptik değişim olarak belirtilen hususa ait bir bilgisayar programı yazılmıştır.

Beşinci bölümde non-linear durum için bir bilgisayar programı yaratılmaya çalışılmıştır. Bunun için daha evvel yazılan lineer hal programından yararlanılmıştır. Aranılan non-linearlığın gözlenebilmesi, çalışmanın doğru yönde yapıldığını desteklemiştir.

Altıncı bölümde esas amaç olarak belirlenen çevresel kuvvetlerin kontrolü üzerinde durulmuştur. Öncelikle birçok araştırmadan farklı olarak değişik bir hedef belirlenmiştir ve kullanılan bilgisayar programının geliştirilmesi ile çevresel kuvvetler de işin içine katılmıştır. Çevresel kuvvetlerin kontrolünün yapıldığı LSD 'Limited Slip Differential' sistemleri araştırılmıştır. Sistemin işleyişi ve kullanım yerleri hakkında genel bilgi edinilmiştir.

Yedinci bölümde sağ ve sol tekerleklerde farklı çevresel kuvvetlerin uygulanmasının, belirlenen hedef doğrultusunda bilgisayar ortamında takibi yapılmıştır. Çıkan sonuçlardan yapılan çalışmanın ve istenilen hedefin ne derece gerçekçi olduğu sınanabilmiştir. Değişik çalışmaların sonuçlarının karşılaştırılması ile amacın taşıt ve sürücü performansını iyileştirici bir hedef olabileceği saptanmıştır.

Sekizinci bölümde bu sistemlerin konstrüktif yapıları üzerine araştırma yapılmıştır ve taşıtlar üzerindeki değişik tip LSD sistemlerinin durumları saptanmıştır.

Sonuçlar ve tartışmalar kısmında ise sağ ve solda farklı çevresel kuvvetlerin uygulanmasının taşıt yörüngesinin belirlenmesinde etkisinin olduğu saptanmıştır.

THE STUDY OF THE TRAJECTORY CONTROL OF A TWO AXIS VEHICLE WITH DIFFERENT LONGITUDINAL FORCES ON THE RIGHT AND LEFT WHEELS, AND MAGIC FORMULA

SUMMARY

In the implementation of this study, the main target is selected to be the determination of benefits or harm to the driver by the application of different longitudinal forces on the right and left wheels of the vehicle. The implementation of such study systematically necessitates the research of the subject also in the same systematic order. Therefore, for the study to reach to a firm conclusion, it was necessary to study the movement of the vehicle and the situation at the wheels. The study is a theoretical one and implemented by means of computer media.

In the first section, the purpose of the applied wheel forces to the vehicles and historical development are presented. The application purposes of the different systems that are known under the name TCS and they perform wheel forces control are presented by researching from the literature.

In the second section, in order to have a better understanding of the vehicles movement and the situation occurred at the wheels, a literature survey is conducted. The parameters effecting the wheels are determined. By the existence of these parameters, the sliding phenomenon that occurred at the wheels and that constitute especially an important part of this study is examined. Also, by the understanding of the load transfer occurred at the axis and the drawing up of the vehicle movement formula, the next step that may be described as the linear variation is also examined.

In the third section, following a satisfactory literature survey, the study is taken to the computer media. For this, a sample example vehicle and necessary data are collected from the literature. By using Matlab computer programme, first a simple wheels programme is designed which primarily supports the literature search and provides linear variations. This programme is made to be a study that is to be applied in the non-linear examination later.

In the forth section, the non-linear situation is taken into account. First, again with a literature survey, what kind of solution method may be used, is tried to be determined. The Magic wheel model is considered and it is decided that this model can be used in the rest of the study. Also, in this section, the effects of the forces occurred at the wheels and the effects to each other are examined. For this part, a computer programme is designed for the situation which is called elliptical variation.

In the fifth section, a computer programme is tried to be created for the non-linear situation. For this, the linear situation programme which is written previously is utilised. The observation of the non-linearity searched for supported the study in the right direction.

In the sixth section, longitudinal forces control which is determined to be the main purpose, is examined. First, a different target is determined which is different from many studies and the longitudinal forces are taken into account by the improvement of the applied computer programme. LSD 'Limited Slip Differential' systems that are used for the longitudinal forces control are researched. General information about the operation of the system and application areas are obtained.

In the seventh section, the application of different longitudinal forces on the right and left wheels, are followed by means of computer media in the direction determined. From the results obtained, it is tested that how realistically the study is conducted and the desired target is realistic. By making a comparison of the results of various studies with the purpose, it is determined that it can be a target to improve the vehicle and driver performance.

In the eighth section, research is conducted on the constructive structure of these systems. The situation of the various type LSD systems on the vehicle are determined.

In the conclusion and discussions section, it is determined that the application of the different longitudinal forces on the right and left wheels has a positive effect on the determination of the vehicle trajectory.

1. GİRİŞ

Taşıt tekniğinin gelişiminde yapılan araştırmaların yeri büyük olmaktadır. Her araştırmanın kendisinin, içeriğine bağlı bir hedefi olacaktır. Bütün hedeflerin elde edilmesi mümkün olmasa bile, gelecek araştırmalar için saptanan sonuçlar birer kaynak olacaktır. Araştırmaların sonuçlarının beklenenden farklı olması bile, daha sonraki araştırmaların ve deney sonuçlarının daha iyi yorumlanmasını sağlayacaktır. Bu araştırmaların birçoğu, taşıta ve tekerleklerle gelen kuvvetlerin ve momentlerin bulunması amacıyla yapılır.

Taşıt tekniği açısından, taşıta etkiyen kuvvet ve momentlerin bulunması bozulmakta olan dengenin, tekrar nasıl sağlanacağını tespit edilmesi için olmaktadır. Hesaplanan taşıt kuvvetlerinin dengelenmesi, birkaç şekilde gerçekleşir. Taşıtın yalpa yapması, hızının değişmesi ve tekerleklerin saptırılması dengenin sağlanmasında kullanılan yöntemlerdir. Bu yöntemlerin her biri kendi içinde bazı sınırlamalara sahiptir. Bu yüzden, dışarıdan etkiyen kuvvet veya momente karşı dengenin korunması, taşıt üzerinde aynı anda birkaç değişimin oluşmasına ihtiyaç gösterir.

Araştırmaların esas hedeflerinin yanı sıra, yukarıda bahsedilen değişimlerin sınırlarının genişletilmesi veya diğer bir değişle çeşitli kombinasyonların oluşturulmasının imkanlarının bulunması gibi hedefler, çalışma süresi boyunca kısa vadeli hedefler olarak karşımıza çıkar. Bu tez araştırmasında da benzer bir yöntem uygulanmaktadır.

Bu tez araştırmasının esas hedefi tekerleklerdeki çevresel kuvvetlerin ne şekilde kullanılabileceği, bilinen amaçlar dışında kullanım amaçlarının var olup olmadığının bulunması olmaktadır. Ancak bu amaç doğrultusunda, gerçeğe en yakın sonuçların elde edilebilmesi için başka konularda da araştırma yapılması zorunluluk olmaktadır.

Araştırmanın ilk bölümünde tekerleklerdeki yan kuvvetlerin, momentlerin ve çevresel kuvvetlerin non-lineer olarak incelenmesiyle, gerçek şartlara en uygun

tekerlek karakteristiğinin saptanması, buna bağlı olarak konumunun tespit edilmesi ele alınmıştır. Non-linear incelemede, kuvvetlerin birbirleriyle, tekerlek kaymalarıyla ve akslardaki yük transferiyle olan ilişkileri saptanmıştır. İşlemin doğruluğunun anlaşılması için lineer değişimle karşılaştırma yapılmıştır. Non-linear hesap tarzı için, geliştirilen tekerlek modellerinden Magic tekerlek modeli üzerinde çalışılmıştır.

İkinci bölümde ise, taşıtın sağ ve sol tekerleklerinde farklı tahrik veya fren kuvveti uygulanmasıyla yörünge kontrolü incelenmiştir. Öncelikle bu tip sistemlerin amaçların saptanmıştır. Bu bölüm aslında taşıtlarda tahrik kuvvetlerin kontrolü başlığı altında ele alınabilecek ayrı bir konu olmaktadır. Bu yüzden konunun ele alınması LSD ‘Limited Slip Differential’ sistemlerinin incelenmesi, daha genel olarak TCS ‘Traction Control Systems’ araştırılması ile beraber yapılmıştır.

Çalışmanın uygulamasında Matlab bilgisayar programı kullanılmıştır. Sonuçta sunulan programa ulaşmak için, bazı taşıt dataları literatürden sağlanmıştır. Uygulamanın geçerli olabilmesi için tekerlek parametreleri bilinen bir taşıt örneği ile çalışılmıştır.

2. TEKERLEK KUVVETLERİ ve KONTROLÜ

2.1. TCS – TEKERLEK KUVVETLERİ KONTROL SİSTEMLERİ

Taşıtların kullanımı esnasında, sürücünün kontrolü kaybetmesine neden olan birçok durum oluşmaktadır. Bu tip durumların oluşmasına; gerek taşıtın yapısından kaynaklanan, gerek insan yapısından kaynaklanan, gerekse doğal şartların gerçekleştirdiği direk ya da endirek unsurlar neden olmaktadır. Bu şartların incelenmesi tekerlek ve taşıta etkiyen kuvvetlerin incelenmesi ile mümkün olmaktadır. Bu kuvvetler iki ana gruba ayrılabilir:

- Çevresel yöndeki kuvvetler
- Yan yöndeki kuvvetler

Çevresel yöndeki kuvvetler tekerleklere uygulanan tahrik veya fren kuvvetinden kaynaklanan, yan yöndeki kuvvetler ise çevresel yöndeki kuvvetlere dik etkiyen kuvvetler olmaktadır.

Bir taşıtın stabil ve sürücüye zorluk vermeyecek şekilde hareket etmesi bu iki grup kuvvetin kontrol altına alınmasıyla mümkün olmaktadır. TCS ('Traction Control Systems') bu amaçla kullanılan sistemlerdir.

Özellikle çevresel yöndeki kuvvetlerin kontrolü, üzerinde çalışılmış bir konu olmuştur. Kötü yol şartlarında rahat bir kullanımın sağlanması, tekerleklerdeki kuvvetlerin iyi yol şartlarındaki hallerindeki verimlilikle kullanılması ile sağlanabilmektedir. Aksi halde taşıtın tahrik veya frenlenme kabiliyetinde azalma görülür. Bu da blokaj veya patinaj olayı ile sonuçlanabilmektedir. Aynı şekilde değişik yol şartlarında rahat bir şekilde dönmeç dönme, yan yöndeki kuvvetlerin öncelikle kontrol edilmesiyle gerçekleşir. Bu tip durumlarda (4WD) dört tekerlekten tahrik sisteminin kullanılması, yetersiz kalan tahrik kuvvetinin diğer

tekerleklerin yardımıyla giderilmesi sağlanmıştır. Gene buna benzer olarak, tekerleklerde blokajın görülmemesi için fren kuvvetlerinin kontrolü ABS sistemi ile gerçekleştirilmiştir. 1980 yılından sonra bu iki sistemin yaygınlaşması, işin ticari boyutunu ortaya çıkarmıştır. Bu esnada 4WS ile taşıt güvenliği bir kat daha arttırılmıştır. İlk başta motor üzerinden elde edilmeye çalışılan kontrol yöntemleri, daha sonradan transmisyon ve fren mekanizmaları üzerine yönelmiştir. Buna ek olarak 1980 sonları ile elektronik ve bilgisayar destekli sistemlerin geliştirilmesi bu yöndeki bir büyük değişim olmuştur.

Bütün bu gelişmelerin yanı sıra bir başka konu da insan faktörü olmaktadır. Sistemlerin geliştirilmesi birbirlerinden ve diğer tüm parametrelerden bağımsız olarak gerçekleştirildiğinden, sonuçların sürücüye etkisi tam olarak kestirilememiştir. Geliştirilecek sistemin amacının içeriğinde, sürücüye daha yararlı olma şartının kabulü ile daha genel kapsamlı kontrol yöntemleri üzerinde çalışılmıştır. Bu teori ile taşıtın ve sürücünün beraber bulunduğu durumları, gerçeğe tam olarak yansıtan ve karşılaşılabilecek problemleri otomatik olarak çözecek sistemler elde edilmiştir. Bu konuda oldukça ilerleme sağlanmış ve sürücünün yaptığı hataları telafi edebilme kabiliyetine sahip sistemler geliştirilmiştir.

2.2. TCS Amaçları ve Kullanım Yerleri

Bu tip sistemlerin kullanılmasında hedeflenen en önemli unsur taşıt stabilitesinin geliştirilmesi ve manevra kabiliyetini arttırılmasıdır. Aynı zamanda taşıtın hareketinin iyileştirilmesi, güvenliğin arttırılması ele alınan diğer noktalar olmaktadır. Özellikle kötü yol şartlarında taşıtın hareket ve manevra kabiliyetinin azalması, güvenliği azaltıcı faktörlerin artması gibi durumlar sıkça oluşmaktadır. Bir de insan faktörünün eklenmesi çoğu zaman taşıtta TCS nin bulunmasını zorunlu hale getirmektedir. TCS, sürücünün farkında olmadan verebileceği ani tepki için bir emniyet supabı vazifesini görebilmektedir. Taşıtta konforun korunmasının bir yolu da TCS ile sağlanabilmektedir. Bir dönemece giren taşıtta dönemeç içindeki tekerleklerde yük transferi sonucunda, yük azalması oluşur. Bu durumda iç taraftaki tekerleklerin yan kuvvet taşıma olanakları azalmış olur. Tüm yan kuvvetin bir tarafa yüklenmesi ve yük transferinin taşıtın hareketinden daha çabuk olması

sonucu engellenememesi taşıtın spin atmasına neden olur. Taşıtın yan yöndeki hareketinin kontrolü de TCS ile mümkün olabilmektedir. Yan yöndeki kuvvetlerin saptanması gibi çevresel yöndeki tekerleklerle etkiyen kuvvetler de sınırlandırılabilir. Gerekli olduğu durumlarda sağ ve sol tekerleklerdeki tahrik kuvvetlerinin optimizasyonu sağlanabilmekte, frenlemede duruş mesafesinin olabildiğince değişmeden bütün yol şartlarında sağlanabilmesi için çalışılmaktadır. TCS kullanımı ile bu noktada sorun olarak karşımıza çıkan gereksiz kuvvet salınımlarının engellenmesi amaç edinilmektedir. Gene tekerleklerde oluşun yüzme açısı gibi açıların sıfırlanması ile sürüş rahatlığının sağlanması hedeflerden biri olmaktadır.

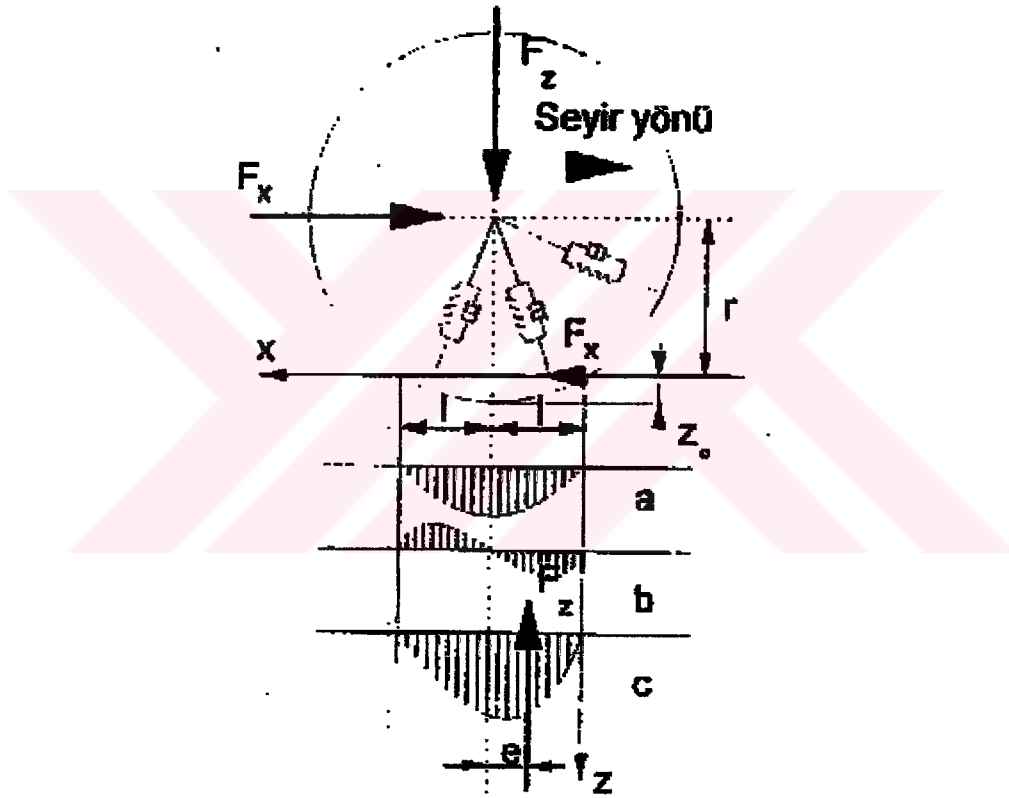
2.3. Tekerlek Kuvvetleri ve Taşıt Hareket Denklemleri

2.3.1 Kayma Etkisi Altında Çevresel ve Yan Kuvvetler

Yukarıda bahsedilen hususların sağlanabilmesi tekerlek ve taşıt mekaniğinin bilinmesine, etkiyen kuvvet ve momentlerin değişimlerinin tayin edilmesiyle yakından ilişkili olmaktadır. Kuvvetlerin ele alınması açısından yan yöndeki kuvvetler, çevresel yönde etkiyen kuvvetler ve ağırlık kuvvetleri esas parametreler olmaktadır. Bu kuvvetlerin tekerlek üzerinde tatbik noktaları açısından, F_z tekerlek yükü tekerlek merkezinden düşey doğrultuda etkirken F_x yatay yönde etkir. Tekerleğin zeminden alabileceği F_x tahrik veya fren kuvvetinin yeri ise temas bölgesine bağlı olarak tayin edilebilmektedir. Lastik tekerleğin deforme olma özelliğinden dolayı, sadece zeminde ezilmesi durumunda bile bir miktar çevresel kuvvetin oluştuğu görülmektedir. Bu çevresel kuvvetin maksimum olduğu değerinin etkiye noktası her zaman temas noktasının arkasında olmaktadır. Temas noktasının frenlemede tekerleğe göre arkaya, tahrikte tekerleğe göre öne kaydığı göz önünde bulundurulmalıdır, (Şekil 2.1).

Çevresel ve düşey kuvvetlere ek olarak gözüken yan kuvvetler tekerlek düzlemine dik olarak etkirler. Dönemeçlerde oluşan merkezkaç kuvvetin tekerlek üzerindeki etkisi yan kuvvetler tanımına örnek gösterilebilir. Çevresel kuvvetlerde olduğu gibi yan yöndeki kuvvetler de tam olarak tekerlek eksenleri doğrultusunda etkimemektedir. Yan kuvvetlerin oluşan elastik kaymadan dolayı, bileşkesinin

temas bölgesinin arkasında oluşmaktadır. Bu bileşke kuvveti, tekerleğin hareketini de etkiler. Tekerleğin merkezi ekvator düzlemi doğrultusunda değil buna eğik bir hızla hareket eder. Bu hızla tekerlek ekvator düzlemi arasındaki açıya α çapraz hareket açısı denir, (Şekil 2.2). F_y yan kuvvetlerinin bileşkesinin etkidiği noktadan tekerlek merkezine olan mesafeye n_r pnömomatik kaster mesafesi denir. F_y nin etkiye noktasının önemi oluşturduğu moment değeriyle daha iyi anlaşılmaktadır. Bu moment değerine M_z geri çevirme momenti denir ve tekerleği hızı doğrultusuna çevirmeye çalışmaktadır. [1]



Şekil 2.1 Tekerlek kuvvetleri

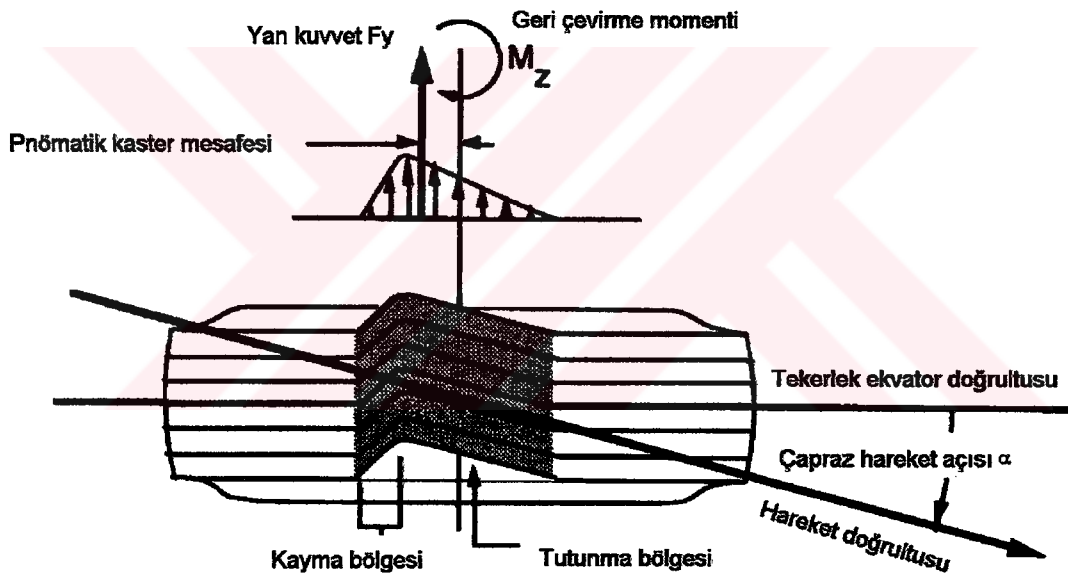
$$M_z = n_r \cdot F_y \quad (2.1)$$

Genel olarak F_y ve M_z çapraz hareket açısının birer fonksiyonudur. Geri çevirme momentini ve F_y nin, farklı α değerlerine göre değişimini veren diyagramlar elde edilmiş durumda vardır. Gough diyagramları ile çapraz hareket açısının etkisi kuvvet ve moment dengesi için kolayca saptanabilmektedir. Pnömomatik kaster

mesafesinin sabit değerler olarak gösterildiği diyagramlardan da anlaşıldığı gibi, F_y tekerlek yüküne ve çapraz hareket açısına bağlı olmaktadır. Tekerlek yükünün artması veya çapraz hareket açısının artması F_y de artması anlamına gelmektedir.

Yan kuvvetlerin çapraz hareket açısının ve tekerlek yüklerinin bir fonksiyonu olduğu bilinmesine rağmen matematiksel olarak tam ifadeyi elde etmek çok zor olmaktadır.

Özellikle pratik hesap yapabilme olasılığını ortadan kaldırmamak için bu yönde bazı kabuller yaparak bazı sonuçlar elde edilmiştir. Ancak hesabın pratikliğinin olması hesap hassasiyetini aynı oranda kötü yönde etkilemektedir.



Şekil 2.2 Tekerlekte çapraz hareket

Bu temel bilgiler ışığı altında tüm kuvvetlerin bir arada bulunduğu tek bir denklem oluşturmak çözüm olamamaktadır. Bu yüzden çevresel kuvvetlerin ve yan kuvvetlerin iki ana başlık altında gerçek şartlara olabildiğince yakın olarak bulunup daha sonra birbirleriyle etkileşimlerinin göz önüne alınması gerekmektedir. Çevresel kuvvetler için parametreler çevresel yönde kayma, tekerlek yükü, yol şartlarına göre değişen bir μ_x sabiti iken yan yöndeki kuvvetler için yan yöndeki kayma, tekerlek yükü, çapraz hareket açısı, μ_y değeri parametre olmaktadır. Gerçek şartlara olabildiğince yakın sonuçlara varabilmek için bütün bu parametrelerin ayrı

ayrı hesaplanması gerektiği gibi, birinde olabilecek bir değişimin diğer bir parametreyi de değiştirdiği hesaba katılmalıdır. Konuda bir başka zorluk noktası da burada ortaya çıkmaktadır. Parametrelerin birbirleriyle olan ilişkilerini veren denklemler sayıca parametre sayısından daha azdır. Bundan dolayı deneysel yollara başvurmak ve yapılmış deneylerin sonuçlarını kabul etmek zorunluluğunda kalmak gerekebilmektedir.

Çapraz harekette oluşan F_y kuvvetin küçük çapraz hareket değerlerinde çapraz hareket açısı ile lineer şekilde değiştiği kabulü yapılabilir. [1-2]

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (2.2)$$

$$M_z = C_\alpha \cdot \alpha \cdot n_r \quad (2.3)$$

C_α değeri çapraz hareket katsayısı olarak belirtilirken F_z in bir fonksiyonu olmaktadır. F_y nin N olduğu durumda, M_z Nm, α rad, C_α N/rad birimine sahiptir. $C_{\alpha\alpha}$ çapraz hareket sertliği birim yük başına düşen çapraz hareket katsayısı olmaktadır.

Lineer değişen çapraz hareket açısı düşük ivme değerlerinde kullanışlı olmakta ancak belli bir ivme değerinden sonra hata fazla olmaktadır. Bundan dolayı bir sınırlama gerekmektedir. Tekerlek yükünün değişimi lineer olmamakta ve çapraz hareket katsayısı sabit kalmamaktadır. Yük transferinin önemli ölçüde olmadığı durumların tespit edilmesi gerekli olmaktadır. İyi yol şartlarında yaklaşık olarak $\alpha=3^\circ$ ye kadar olan alan içinde kalacak şekilde, yukarıdaki denklemler kullanılabilir. Durağan dairesel hareket için bu açı 0.3G lik bir ivmede oluşur. Genel olarak seyir esnasında bulunan ivme değeri, bu sınırın altında olmaktadır.

Çevresel kuvvetler ele alındığında, çevresel kuvvetlerle tekerlek yükü arasında da bir bağıntı yazmak mümkündür. μ_x değeri F_x - F_z ilişkisini verirken yol şartlarıyla yakından ilgilidir.

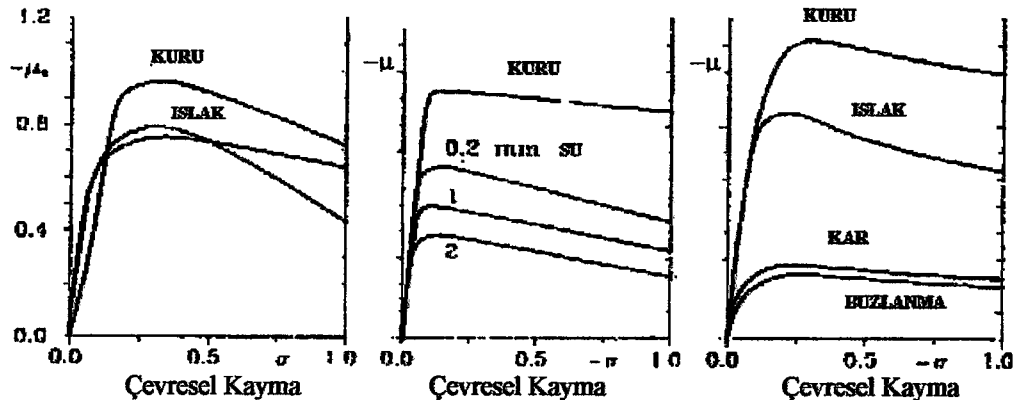
$$\mu_x = F_x / F_z \quad (2.4)$$

μ_x değerinin saptanmasında yol şartlarıyla birlikte bir başka tanım daha işin içine girmektedir. Kayma değerinin bilinmesi $\mu-\sigma$ arasındaki bağıntı da elde edilebilmektedir.

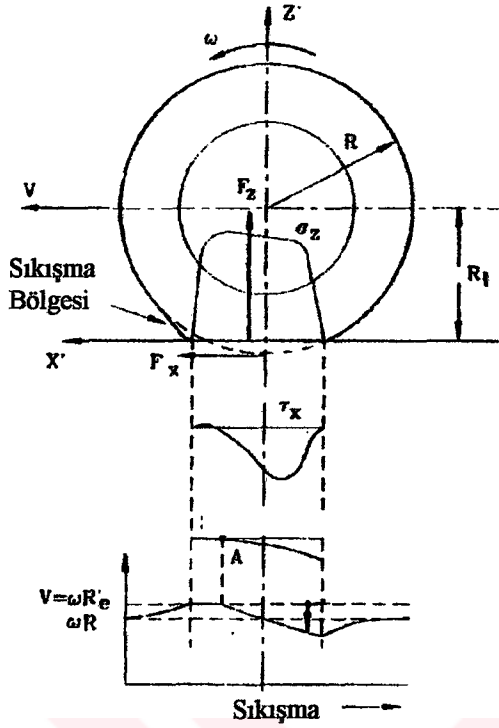
Çevresel kuvvetler için çevresel yönde oluşan kayma söz konusu olacaktır. Çevresel kaymanın değeri

$$\sigma = \omega / \omega_0 - 1 = v / V \quad (2.5)$$

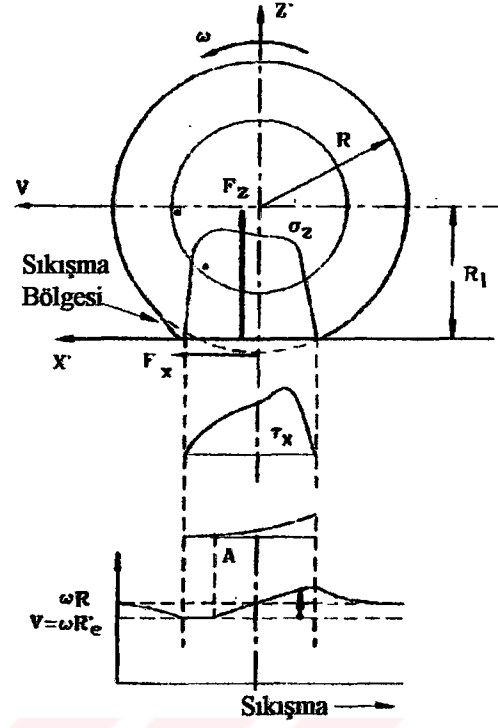
şeklinde hesaplanır. v temas bölgesindeki tekerlek hızı olmak üzere, Şekil 2.4a ve Şekil 2.4b de sırasıyla frenlemede ve tahrik durumunda kaymanın oluşumu gösterilmektedir. Şekil 2.3 kaymanın μ_x üzerine etkisini göstermek üzere hazırlanmış diyagramlardır. Bu diyagramların fonksiyonu olan $\mu(\sigma)$, hız, yol şartları, lastik çeşidi ve yan yönde çapraz hareket miktarı gibi parametrelere bağlıdır. Çevresel yönde kuvvetin maksimumunu elde etmek için kaymanın belli bir değerde olması gerektiği de açıkça görülebilmektedir. Önce artan σ ile artan μ_x varken sonradan, belli bir kayma değerinden gerek tahrik gerekse frenleme durumunda μ_x de düşme gözlenmektedir. Değer olarak ele alınacak olursa kaymanın olmadığı durumda F_x de 0 olmakta, genel olarak kaymanın 0.15-0.03 değerlerinde F_x maksimum değerine ulaşmaktadır. Tahrik durumunda kaymanın 1 olması tekerleklerin döndüğüne fakat zeminden itme kuvvetinin alınmadığına işaret olmaktadır. Gene frenlemede de buna benzer olarak, kaymanın bu sefer -1 olması durumunda taşıtı yavaşlatacak fren kuvvetinin zemine iletilmemekte olduğu anlaşılır. Tahrikte bu olaya patinaj, frenlemede blokaj denir. [2]



Şekil 2.3 $\mu(\sigma)$ diyagramları



Şekil 2.4a Frenlemede kayma



Şekil 2.4b Tahrikte kayma

Kayma sadece çevresel yönde değil yan yönde de oluşmaktadır. Dolayısı ile çevresel kayma ve yan yönde kayma birbirleriyle ilişkilidirler. Çevresel kuvvetlerde olduğu gibi belli bir σ_y için μ_y tanımı gerekmektedir. Tekerleğin genel olarak incelenebilmesi için F_x ve F_y kuvvetlerinin birbirlerini nasıl etkilediği hesaplanmalıdır. Bu esnada kayma değerlerinin de x ve y bileşenlerine ayrılması gerekecektir. Bu durumda belli bir σ değeri için aşağıdaki denklemler oluşturulur.

$$\sigma_x = -\sigma / (1 + |\sigma|) \quad (2.6)$$

$$\sigma_y = \tan(\alpha) / (1 + |\sigma|) \quad (2.7)$$

Bu kayma değerlerine kamber açısının etkisi de eklendikten sonra toplam kayma değeri elde edilir. Aynı şekilde toplam bir μ değeri de elde edilebilir.

$$\sigma_{top} = (\sigma_x + \sigma_y)^{1/2} \quad (2.8)$$

$$\mu_{top} = (\mu_x^2 + \mu_y^2)^{1/2} \quad (2.9)$$

(2.6) ve (2.7) denklemlerinden çıkarılabilecek en önemli sonuçlardan birisi F_x ve F_y nin bir arada incelenmesinin, kayma değerinin değişimiyle çapraz hareket açısı α nın değişiminin ilişkisinin bilinmesine bağlı olduğudur. Ancak bu noktada bir problem ortaya çıkmaktadır. Çapraz hareket açısının direk olarak kayma ile değişimini veren ampirik bir ifadenin olmayışı böyle bir kolaylığa izin vermemektedir. Bundan dolayı başka kabuller yapılarak sonuca ulaşılmaya çalışılmıştır. Bu yöntemlerden biri deneysel araştırmaların sonucuna dayanarak F_x ve F_y arasında bir bağıntının kabul edilmesidir. Diğer bir yöntem ise her bir çapraz hareket açısı için, açının sabit kaldığı süre içinde F_x in kaymaya göre değişiminin incelenmesidir. Bu hususlar ileriki bölümlerde ele alınacaktır.

2.3.2. Tekerleklerde Düşey Kuvvetler ve Yük Transferi

Taşıtlar dört ve daha fazla tekerlekli oldukları zaman hiperstatik bir sistem oluştururlar. Bunun bir neticesi örnek olarak taşıtın gövdesinin ağırlık merkezinden, taşıt uzunlamasına eksenine dik ve yol düzlemine paralel bir F kuvveti, gene örnek olarak merkezkaç kuvvet uygulandığı zaman bunun getirdiği iç dış tekerlek yükü transferinin ön ve arka dingillere nasıl dalacağını statik olarak çözülmemesidir. Bu sorunu incelemek için her aksı katı olan bir taşıtın gövde ağırlık merkezinden etkiyen bir F kuvveti altında dengede olduğu varsayılır. Bu denge konumunda tekerlek yükleri şu şekilde elde edilir.

$$F = a g (m_g + m_a + m_o) = F_{\delta} + F_a \quad (2.10a)$$

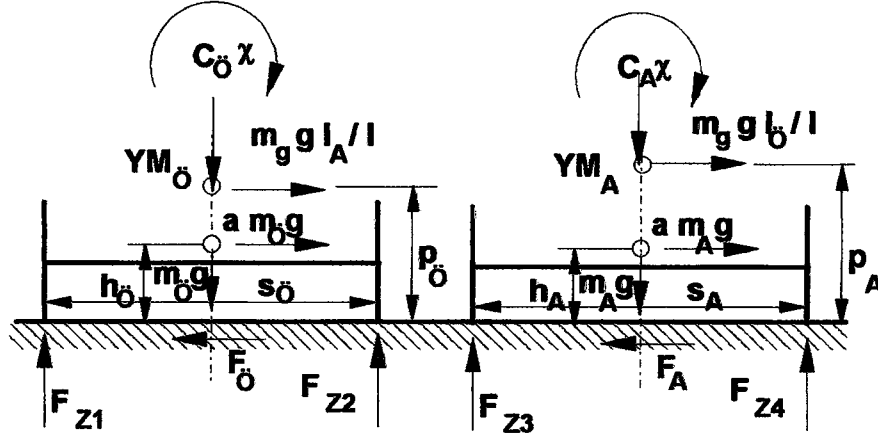
$$F_{\delta} \cdot l_{\delta} = F_a \cdot l_a \quad (2.10b)$$

$$(F_{z1} + F_{z2}) l_{\delta} = l_a (F_{z3} + F_{z4}) \quad (2.10c)$$

$$(m_g + m_a + m_o) g = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4} \quad (2.10d)$$

Yalpa yapabilen bir taşıtın yan yönde hareketi var olduğu sürece tekerlekler arasında yük transferi olacaktır. Bir taraftaki tekerleğin taşıdığı yük azalırken diğer taraftaki yük miktarı artar. Çapraz hareket açısının küçük değerleri için yan yöndeki kuvvetin bu yük transferinden fazla etkilenmediği varsayılabilir. Lineer yan kuvvet

değişiminde ivmelerin düşük olmasından dolayı sonuçların hata payı fazla önemli olmayacaktır. Ancak lineer olmayan hesabın yapılacağı belli bir ivme değeri sonrasında bu yük transferi miktarı önemli konuma gelecektir. Bu durumda aksların yalpa sertlik değerleri ve iz genişlikleri hesaba girecektir, (Şekil 2.5).



Şekil 2.5 Aks dengeleri

$$\Delta F_{z0} = m_g g ((l_a \cdot p_0 / l \cdot t_0) + (m_0 \cdot h_0 / m_g t_0) + \quad (2.11a)$$

$$(C_0 \cdot h' / (C_0 + C_a - m_g g h')) t_0) \cdot a$$

$$\Delta F_{za} = m_g g ((l_0 \cdot p_a / l \cdot t_a) + (m_a \cdot h_a / m_g t_a) + \quad (2.11b)$$

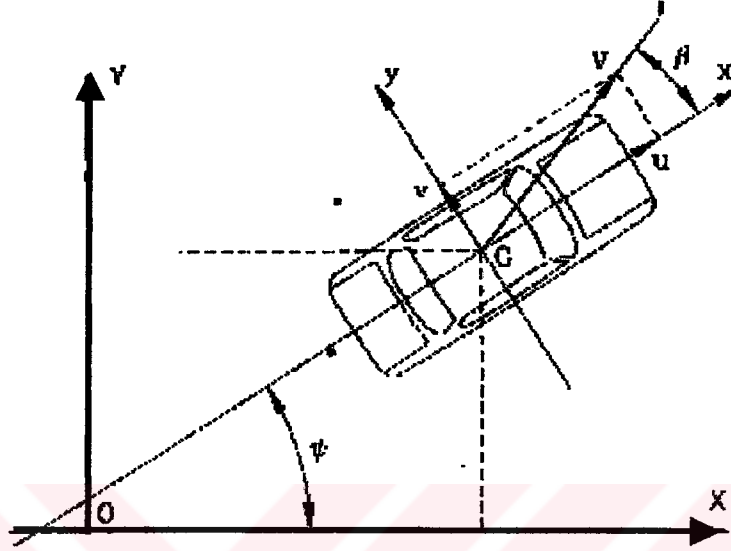
$$(C_a \cdot h' / (C_0 + C_a - m_g g h')) t_a) \cdot a$$

Burada ilk iki terim gövdenin ağırlık merkezinin yerine, aksın ağırlık merkezinin yerine ve yalpa merkezinin yerine bağlıdır. Son ve üçüncü terim ise yalpa sertliği veya elastiklerinin akslar arasındaki dağılımının etkisini aksettirmektedir. [1]

2.3.3 Taşıt Hareket Denklemleri

Taşıtlarda, istenilen yere varmak için yörünge kontrolünün yapılması gerekmektedir. Tekerleğe etkiyen kuvvetlerin sürekli olarak değişimi, sürücünün isteği dışında olması durumunda, bir şekilde etkisiz hale getirilmesi gerekir. Bu da en genel halde iki şekilde yapılır. Ya taşıtın hızında değişikliğe gidilir ya da direksiyon yardımı ile taşıtın yörüngesi tekrar belirlenir, (Şekil 2.6). Bu şartlar

altında üstünde çalışılabilecek taşıt modeli, belli bir hızda belli bir direksiyon simidi sapmasına sahip dolayısı ile tekerlekleri yol düzleminde açısal olarak saptırmalara sahip bir taşıt olmaktadır.

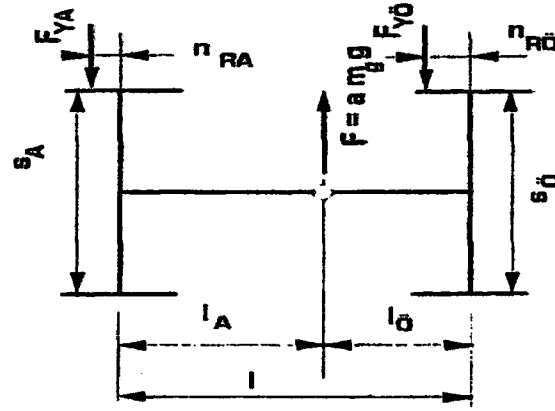


Şekil 2.6 Taşıt modeli

Hızın genliğinin sabit, yönünün değişken olduğu kabulü ile bir noktanın a ivmesi yönü hıza dik olarak şu şekilde belirtilir.

$$a = v (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \quad (2.12)$$

Belli bir dönemece giren taşıtın tekerleklerinin alacağı konum ve taşıta etkiyen kuvvetler Şekil 2.7 ve Şekil 2.8 da gösterilmektedir. Burada β açısı hareket anında taşıtın hızının taşıt uzunlamasına eksenine ile yaptığı açı olurken, α açısı çapraz hareket açısıdır. Denge konumunda seyir sağlanması δ açısı kadar tekerleklerin saptırılması ile gerçekleştirilmektedir. [1]



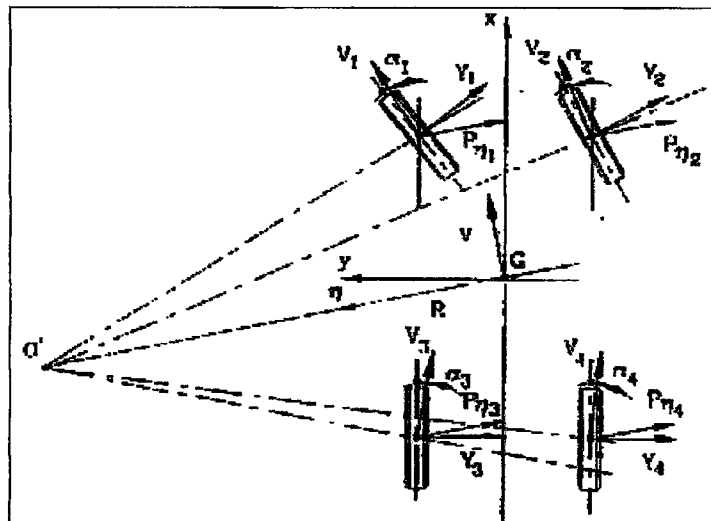
Şekil 2.7 Taşıta etkiyen kuvvetler

Tekerleklerin δ saptırılmış durumlarında tekerleklere etkiyen kuvvetlerin her bir tekerlek için gösterimi Şekil 2.9 da verilmiştir. B açısını taşıtın ağırlık merkezindeki hız vektörünün yaptığı açı olduğu düşünülürse tekerleklerin β açıları farklı olacaktır. v hızını bileşenlerine ayırarak etkiyen F_x , F_y ve M_z momenti hesaplanır.

$$\dot{u} - \dot{\psi} \cdot v = F_x \quad (2.13)$$

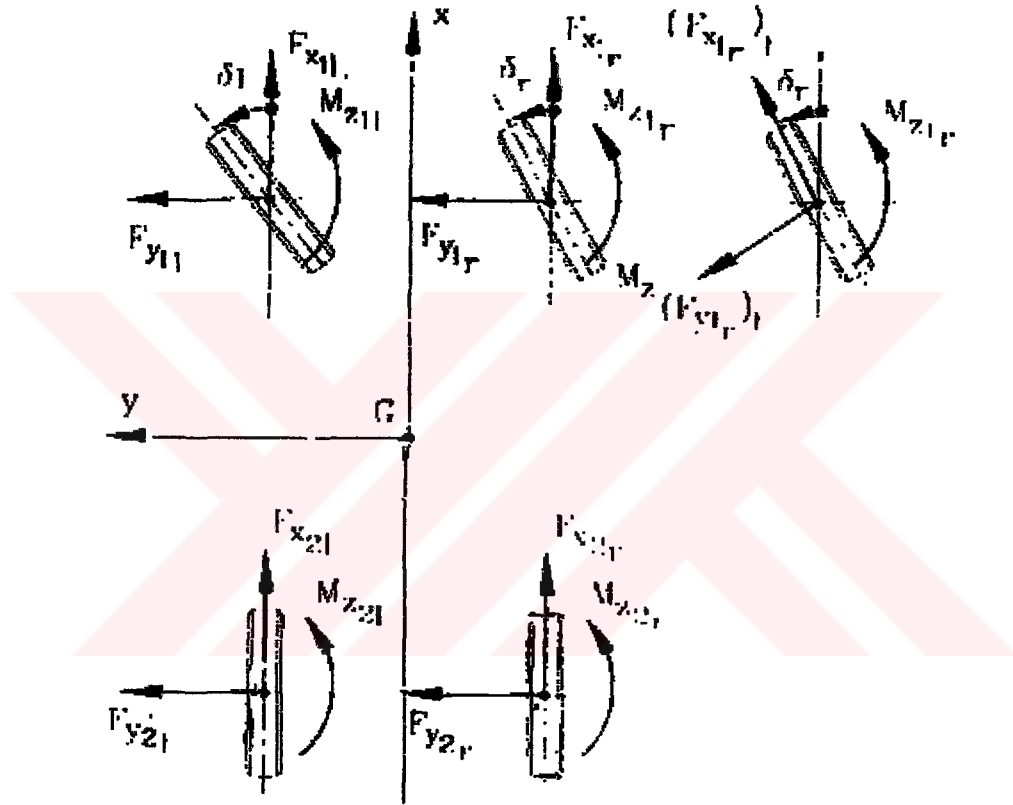
$$\dot{v} + \dot{\psi} \cdot u = F_y \quad (2.14)$$

$$J_z \ddot{\psi} = M_z \quad (2.15)$$



Şekil 2.8 Dönemeçte taşıt ve çapraz hareket açıları

Yukarıdaki taşıtın şemasından da yararlanılarak, taşıtın her bir tekerleğine etkiyen kuvvetlerin tekerleklerde meydana getirdiği açılar arasındaki bağıntılar da ortaya çıkarılabilir. Her bir tekerlek için çevresel ve yan kuvvet aşağıdaki gibi ayrılarak yazılırsa ve taşıtın merkezindeki beta açısı da aynı şekilde ön ve arka tekerlekler için taşınarak her bir tekerlek için betaya bağlı yeni bir ifade elde edilirse tekerlek sapmalarının ifadesi bulunabilir.



Şekil 2.9 Tekerleklerde kuvvet ve momentler

Her bir tekerlek için β ve α yazmak için aşağıdaki denklemler oluşturulur. [2]

$$\beta_i = \arctan (v_i / u_i) = \arctan (v + \dot{\psi} \cdot x_i / u - \dot{\psi} \cdot y_i) \quad (2.16)$$

$$\alpha_i = -\beta_i + \delta_i \quad (2.17)$$

Her bir tekerleğe yatay ve düşey yönde etkiyen kuvvetlerle, aerodinamik ve ağırlık kuvvetlerin toplanması ile aşağıdaki şekilde taşıtın hareket denklemleri elde edilir.

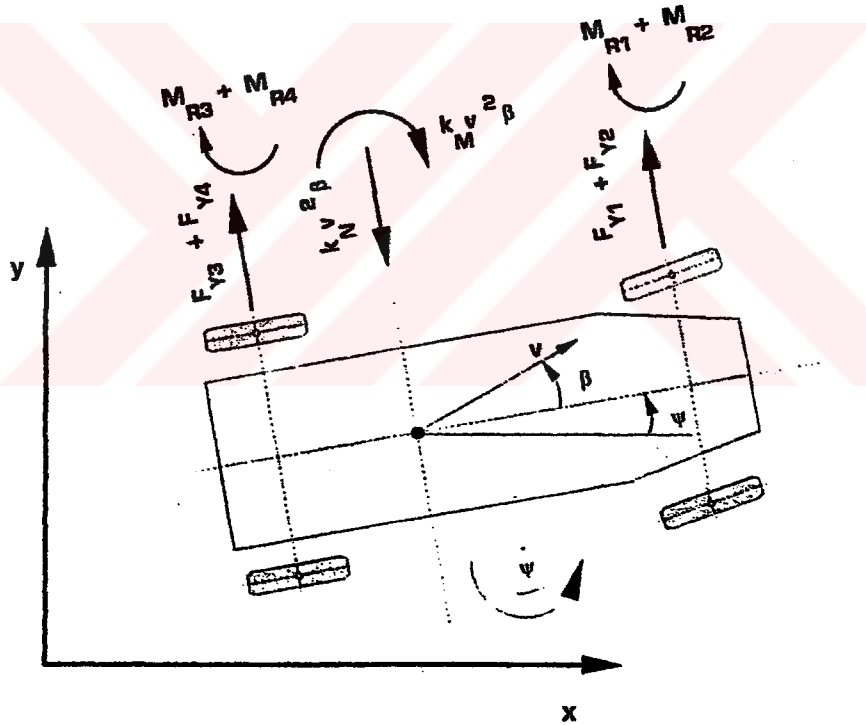
Yalpa hareketinin, taşıt uzunlamasına eksenine dik yönün ve ağırlık merkezinden geçen düşey eksen için denge denklemleri Şekil 2.10 e göre yazılırsa

$$m(v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) + h\ddot{\chi})h + mgh\chi - (C_{\delta} + C_a)\dot{\chi} -$$

$$(K_{\delta} + K_a)\dot{\chi} = (mh^2 + \theta_x)\ddot{\chi} \quad (2.18)$$

$$m(v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) + h\ddot{\chi}) = \Sigma F_y - k_n v^2 \beta = F_{y\delta} + F_{ya} - k_n v^2 \beta \quad (2.19)$$

$$l_{\delta} F_{y\delta} - l_a F_{ya} - k_m v^2 \beta - \Sigma M_r = \theta_z \ddot{\psi} \quad (2.20)$$



Şekil 2.10 Taşıta etkiyen yol düzlemindeki kuvvet ve momentler

2.3.4 Lineerleştirilmiş Çapraz Hareket Açıları

Bir önceki bölümde çapraz hareket açılarının her bir tekerlek için ifadesi ele alınmıştı. Bu ifadede çapraz hareket açılarının bulunabilmesi için her tekerlekte oluşan β açılarının biliniyor olması gerekmektedir. Her bir tekerlek için β , taşıtın

ağırlık merkezindeki β açısı cinsinden ve taşıtın geometrik özelliklerinden yararlanılarak ifade edilebilir. Böylelikle çapraz hareket açılarının daha genel ifadesi elde edilir.

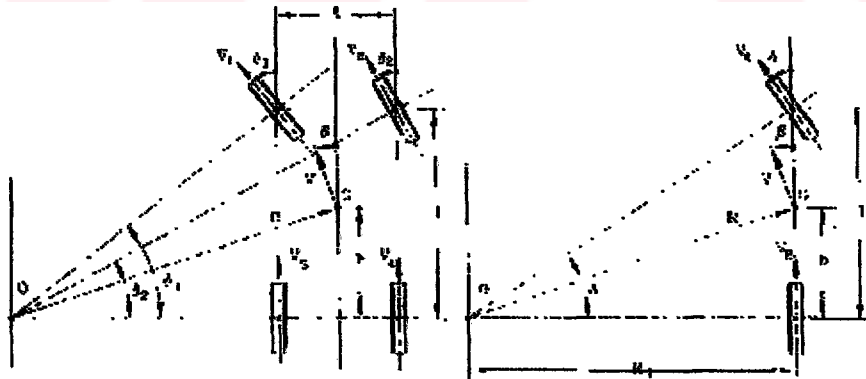
$$\alpha_i = -\beta - x_i r / v + \delta_i \quad (2.21)$$

Buradan yola çıkarak ön ve arka aks için çapraz hareket açıları

$$\alpha_1 = -\beta + \delta_1 - l_o \dot{\psi} / v \quad (2.22a)$$

$$\alpha_3 = -\beta + \delta_3 + l_a \dot{\psi} / v \quad (2.22b)$$

Toe-in açılarının çok küçük olduğundan ihmal edildiği ortamda elastik sapmaların ve yalpanın sağ ve sol tekerlekte eşit olduğu kabul edilirse, yukarıdaki ifadelerde verilen 1 ve 3 indisine sahip tekerleklerin denklemleri yan taraftaki diğer tekerlekte de aynen kullanılır. Bunun sonucunda işlemleri kolaylaştırmak amacıyla tek izli taşıt modeline geçilebilir, (Şekil 2.11).



Şekil 2.11 Tek izli taşıt modeli

2.3.5. Direksiyon Simidi Sapması ve Geri Çevirme Momenti

Yukarıdaki denklemlerle taşıtın denge konumunda kalabilmesi için araç konumundaki açı, δ açıları olmaktadır. δ açısının arka ve ön akstaki fonksiyonları farklı olmaktadır. Bu yüzden arka ve ön aks sapmaları şu şekilde ifade edilir.

$$\delta_a = (\partial\delta_a / \partial\chi) \chi + F_{ya} / C_{lae} \quad (2.23)$$

$$\delta_o = \delta^* + (\partial\delta_o / \partial\chi) \chi - M_{zo} / C_L \quad (2.24)$$

δ^* indirgenmiş direksiyon simidi sapması olup direksiyon simidinin kinematik çevrim oranı ile çarpılmasıyla bulunur. [1]

$$\delta^* = i_L \delta_L \quad (2.25)$$

$$1/15 < i_L < 1/20 \quad (2.26)$$

Bu ilişkilerden elde edilen sonuç, her iki aks sapması için de yalpa etkisi varken arka aks sapması yan kuvvetin, ön aks sapmasının direksiyon sapması ve geri çevirme momentinin fonksiyonu olduğudur. Arka aksta C_{lae} arka aks elastiklik faktörü, ön aksta C_L direksiyon simidi elastikliğidir. Geri çevirme momenti daha önceden de, tanımlandığı gibi n_r pnömatik kaster ve n_k yapısal kaster mesafesinin fonksiyonudur.

$$M_{zo} = (n_r + n_k) F_{yo} \quad (2.27)$$

(2.23) , (2.24) ve üç adet hareket denklemi ile toplamda beş adet denklemlilik bir sistem oluşturmak mümkün olmaktadır. Ancak bu denklem sisteminde değişken olarak β , α , δ_o , δ_a , δ^* , χ olmak üzere 6 adet bilinmeyen vardır. Buradan da diğer bir faktörün sürücü olacağı ve bilinmeyenlerin en az bir tanesinin tayin edileceği anlaşılmaktadır. [1]

3. DURAĞAN DAİRESEL HAREKET ve KAMBER AÇISI

Taşıt dinamiğinde aranılan sonuçlara ulaşmak için çözüm öncelikle basit haller için bulunmaya çalışılır. Daha evvelki bölümlerde çapraz hareket açısının lineerleştirilmesi gibi bir başka kabul daha taşıtın durağan dairesel hareket yaptığıdır. Durağan dairesel hareket taşıtın sabit yarıçaplı bir dönemeci sabit hızla dönmesidir. Bu araştırmanın daha ileriki safhalarında da ve yazılım programlarında durağan dairesel hareket kabulü ele alınmıştır. Durağan dairesel hareketin açılar ve taşıt denklemlerinde yaptığı değişiklikler (3.1) denklemlerinden görülebilmektedir.

$$\dot{\beta} = \dot{\chi} = \dot{\psi} = \dot{\chi} = 0 \quad (3.1a)$$

$$h' m v \psi = (C_{\delta} + C_a - m g h') \chi \quad (3.1b)$$

$$C_{\alpha\delta} (\delta_{\delta} - \beta - l_{\delta} \dot{\psi} / v) + C_{\alpha a} (\delta_a - \beta + l_a \dot{\psi} / v) - k_n v^2 \beta = m v \dot{\psi} \quad (3.1c)$$

$$(l_{\delta} - n_{r\delta}) C_{\alpha\delta} (\delta_{\delta} - \beta - l_{\delta} v / \dot{\psi}) -$$

$$(l_a + n_{ra}) C_{\alpha a} (\delta_a - \beta + l_a v / \dot{\psi}) - k_m v^2 \beta = 0 \quad (3.1d)$$

En basit hal için aşağıdaki kabuller de yapılırsa

$$(\partial \delta_a / \partial \chi) = (\partial \delta_{\delta} / \partial \chi) = 0 \quad (3.1e)$$

$$k_n = k_m = 0 \quad (3.1f)$$

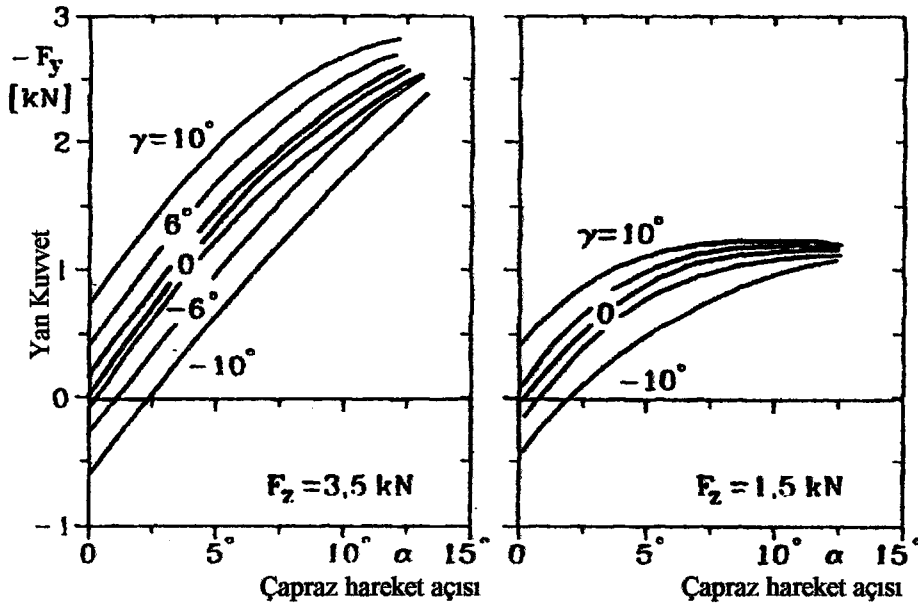
$$\delta_{\delta} = \delta^* \quad (3.1g)$$

$$\delta_a = 0 \quad (3.1h)$$

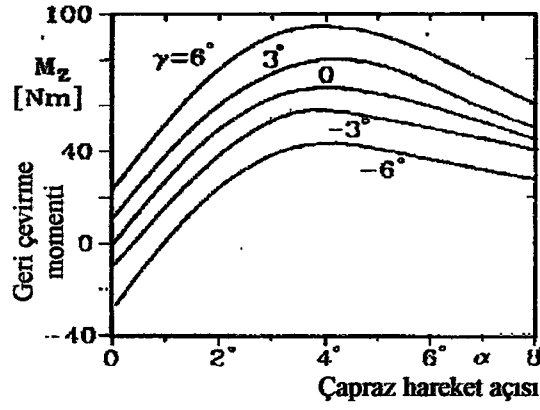
$$v = \rho \psi \quad (3.1i)$$

Tekerleklerdeki çapraz hareket açıları ile birlikte kamber açısının da etkisi kuvvet ve moment dengesinde rol oynamaktadır. Kamber açısının etkisi çapraz hareket etkisinden daha az olmasına rağmen α olmadığı zaman bile olan bir kuvvet oluşturur. Toplam yan kuvvet ve moment hesabında bu farkın göz ardı edilememesi gibi durumlar oluşabilir. Şekil 3.1 ve Şekil 3.2 sırasıyla kamber açısı, çapraz hareket açısı α , yan kuvvet etkileşimi ile momentin değişik kamber açılarındaki değişimini göstermektedir. Yukarıdaki kabullerin yapılması ile yalpanın ve hava direncinin tekerlek sapmaları üzerinde etkisi olmadığı kabul edilmektedir.

Normal şartlar altında kamber açısı ilave edilmesi gereken bir etki yaratabilmektedir. Ancak bu çalışmanın ileriki bölümlerinde de anlaşılabacağı gibi kamber açısının etkisi ihmal edilebilir boyutta kabul edilmiştir. Kamber açısının etkisini gösteren ifadeler de aşağıdaki denklemlerde lineer olarak sunulmuştur.



Şekil 3.1 Yan kuvvet ve kamber açısı



Şekil 3.2 Geri çevirme momenti ve kamber açısı

$$F_y = C_\alpha \alpha + C_\gamma \gamma \quad (3.2)$$

$$M_z = (M_z)_\alpha + (M_z)_\gamma \quad (3.3)$$

Yukarıdaki gösterim şekli de lineer olarak ele alındığından $\alpha = 4^\circ$ ve $\gamma = 10^\circ$ kadar olan değerlerde kullanıma uygundur. Non lineeritenin geçerli olacağı ivme değerleri için daha başka bir şekilde kamber açısı işin içine katılmaktadır ve bu durum daha ilerideki non – lineer durumun incelenmesinde ele alınacaktır. Daha evvel de belirtildiği gibi hava direnci ve yalpa etkisi ele alınmamıştır. [2]

4. NON-LİNEER DURUMLARIN İNCELENMESİ - MAGIC TEKERLEK MODEL

Daha evvelki bölümlerde de bahsedildiği gibi kolay ve anlık çözümlere ulaşmak için bazı lineerleştirmeler yapmak zorunluluk olmaktadır. Ancak lineerleştirmenin faydadan çok zarar getireceği durumlarda non lineer inceleme yapılması gerekecektir. Bu durumda F_y nin çapraz hareket açısıyla ifadesi de yan yönde hareket için tekrar elde edilmelidir. Aynı durum çevresel kuvvetler ve geri çevirme momenti için geçerli olacaktır. Bu denklemlerin daha önce kullanılan ifadelerin geliştirilmesi ile elde edilmesi mümkün olabilir. Ancak bu halde işin içine daha fazla bilinmeyen ve sabit katsayılar girecektir. Buna örnek olarak yan kuvvet ifadelerinin ve kamber mesafesinin non lineer hal için gösterimi aşağıda verilmektedir.

$$F_y = F_{y0} + C_{\alpha 1} \Delta \alpha_1 \quad (4.1)$$

$$n_r = n_{r0} + n_{r1} \Delta \alpha_1 \quad (4.2)$$

Bu denklemlerde $C_{\alpha 1}$ ve n_{r1} non lineer halde farklı olarak dışardan gelmiş terimlerdir ve değerlerinin saptanması gerekecektir. Bu da daha fazla denklem ihtiyacına sebep olacaktır. Bu terimlerin hesabından sonra yük transferi de hesaba katılmalıdır. Çevresel kuvvetler ve geri çevirme momenti için de benzer sorunlar ortaya çıkacaktır. [1]

Hans Pacejka ve Egbert Bakker tarafından geliştirilen tekerlek modeli yukarıda anlatılan durumu kolaylaştırmaktadır. ‘Magic Tyre Model’ olarak belirtilen modelde, tekerleğe zeminden uygulanan kuvvetler, çapraz hareket, çevresel yönde hareket ve kamber açısının etkisinde hareketin ele alınabildiği durumda belirlenen tekerlek parametreleri ile saptanabilmektedir. Bunun anlamı, kullanılan lastik tekerleğe göre belirlenen parametreler, Magic modeli formülünde yerine konduğu

zaman kayma değeri ile çevresel kuvvetlerin, çapraz hareket açısı değeri ile yan kuvvetin saptanabilmesidir. Modelin ileri safhalarında yan ve çevresel hareketin beraber ele alınması da sağlanmıştır. [6,7]

4.1. Magic Tekerlek Modeli

Non lineer durumda karşılaşılan sorunlar bir çok modelin üzerinde çalışma yapmaya mecbur bırakmıştır. Yaratılan modellerin bazıları deneysel verilere dayanarak yapılmışken kimisi de ampirik ifadelerle sunulmuştur. Magic modelinin ayrıcalıklı yanı, taşıta etkiyen yan kuvveti, çevresel kuvveti ve geri çevirme momentini tekerlek dataları kullanarak vermesidir. Bu yüzden genel bir formülle ifade edilebilmektedir. En genel hali ile Magic formülü

$$y(x) = D \sin [C \tan (Bx - E (Bx - \tan (Bx)))] \quad (4.3)$$

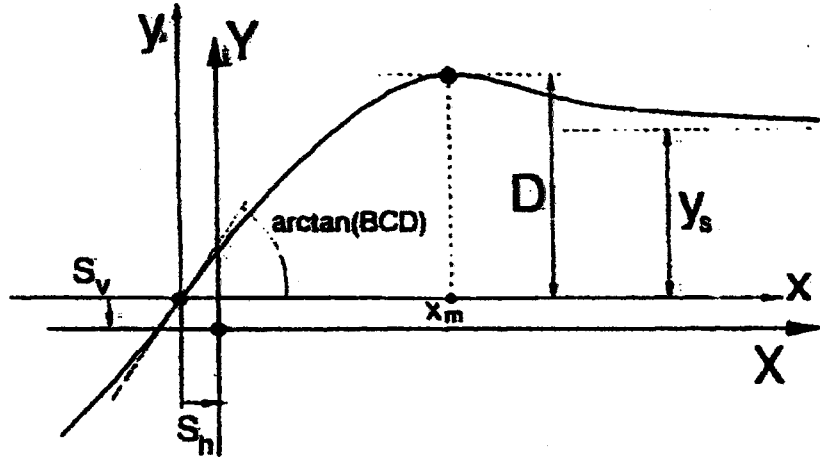
şeklinde. x çevresel kuvvetlerin hesabında çevresel yönde kayma σ , yan yönde kuvvetlerin ve geri çevirme momenti hesabında çapraz hareket açısı α yı ifade etmektedir. B , C , D , E tekerlek yükü, kambar açısı ve tekerlek parametrelerine bağlı olarak değişen sabitlerdir. [7]

$y(x)$ fonksiyonu, kambar açısının etkisi olmadığı halde $F - x$ diyagramında orijinden geçen, önce bir maksimuma ulaşp daha sonradan azalarak belli bir sınır değerini asimtot yapan bir fonksiyondur. Böyle bir yaklaşım tekerlek üzerinde yapılan deneysel araştırmaların sonuçlarında da gözlenmekte ve bundan dolayı Magic formülü gerçek şartları en yakın yansıtabilen bir ifade olmaktadır.

Kambar açısı göz önüne alındığı takdirde y ve x değerlerine sırasıyla S_v ve S_h farkları eklenir. Bu durumda $y(x)$ fonksiyonu artık yeni bir koordinat düzleminde görülür ve yeni koordinat düzleminin orijininin geçmemektedir. Kambar etkisi varken ve olmadığı durumda $y(x)$ fonksiyonu Şekil 4.1 de gösterilmektedir.

$$Y(x) = y(x) + S_h \quad (4.4)$$

$$x = X + S_v \quad (4.5)$$



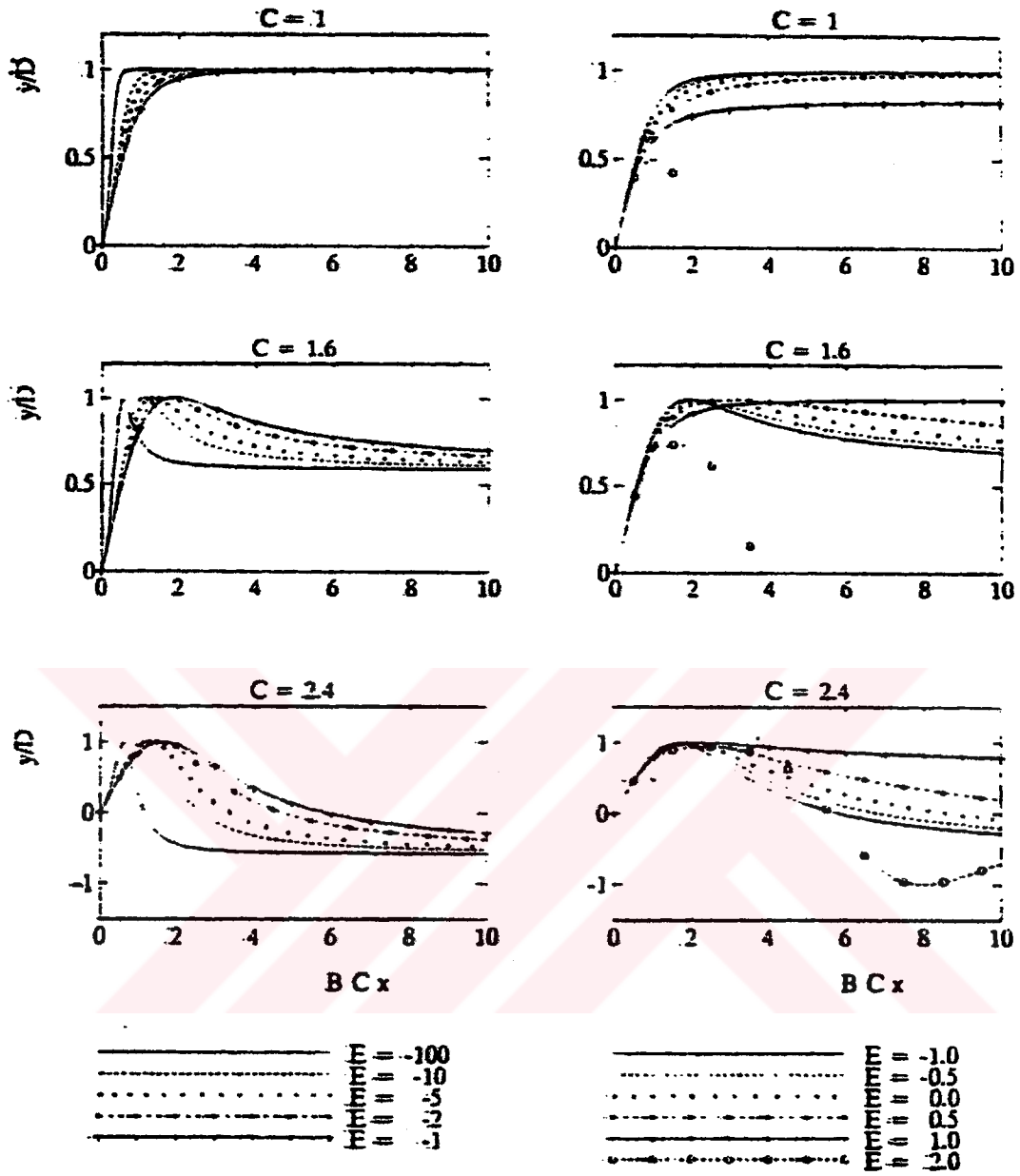
Şekil 4.1 Magic tekerlek modelinin genel fonksiyonu

Magic formülündeki sabitleri büyüteç altına alırsak çapraz hareket için formüldeki D sabiti, belli bir tekerlek yükünde fonksiyonun maksimumunu belirler. BCD çarpımı fonksiyonun maksimuma kadar olan eğimini belirler. B fonksiyonun sertlik faktörü 'stiffness factor' olarak tanımlanır. Maksimum noktasından sonrası için C ve E sabitleri rol oynamaktadır. C şekil faktörü, E eğrilik faktörü olarak tanımlanır. Eğrinin D den sonra azalarak ulaştığı asimtot değeri Y_s C ve D ye bağlı olarak hesaplanabilir.

$$Y_s = D \sin(\pi C / 2) \quad (4.6)$$

Daha sonraki kısımlarda ele alınacak bir konu olmasına rağmen, sabitlerin tayini açısından C ve E tayininin önemi bir adım öne geçmektedir. Bu iki sabitin tayin edilmesinde ölçülen data'lara yaklaşım metodu önem kazanmaktadır. Hassas bir eğrinin elde edilmesi için aynı hassaslıkta sabitler elde edilmelidir. Bu formülün elde edilmesinde, ölçülen data'lara hesap yöntemi ile sonuçların arasındaki farkın karelerinin toplamının kontrolü kullanılmıştır. Bu sistem ileride tekrar ele alınacaktır. Daha sonraki aşamalarda, genel olarak önce C değerinde bir sabit bulunmaya çalışılmış ve E nin değeri C ye göre saptanmıştır.(Şekil 4.2)

$$E = (Bx_m - \tan(\pi C / 2)) / (Bx_m - \tan(Bx_m)) \quad (4.7)$$



Şekil 4.2 C ve E parametreleriyle Magic modeli

B, C, D, E, ve BCD çarpımının çevresel ve yan yöndeki kuvvetler ile geri çevirme momenti için ayrı ayrı yazarken hesaplanan tekerlek sabitleri kullanılırsa aşağıdaki denklemler elde edilir.

Çevresel kuvvetler için

$$C = b_0 \quad (4.8a)$$

$$D = \mu_p F_z \quad (4.8b)$$

$$\mu_p = b_1 F_z + b_2 \quad (4.8c)$$

$$BCD = (b_3 F_z^2 + b_4 F_z) e^{-b_5 F_z} \quad (4.8d)$$

$$E = b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8 \quad (4.8e)$$

$$S_h = b_9 F_z + b_{10} \quad (4.8f)$$

$$S_v = 0 \quad (4.8g)$$

Yan kuvvetler için

$$C = a_0 \quad (4.9a)$$

$$D = \mu_{yp} F_z \quad (4.9b)$$

$$\mu_p = a_1 F_z + a_2 \quad (4.9c)$$

$$BCD = (a_3 \sin(2 \arctan(F_z / a_4)) (1 - a_5 |\gamma|) \quad (4.9d)$$

$$E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z \quad (4.9e)$$

$$S_h = a_8 \gamma + a_9 F_z + a_{10} \quad (4.9f)$$

$$S_v = a_{11} \gamma F_z + a_{12} F_z + a_{13} \quad (4.9g)$$

$$a_{11} = a_{111} F_z + a_{112} \quad (4.9h)$$

Geri çevirme momenti için

$$C = c_0 \quad (4.10a)$$

$$D = c_1 F_z^2 + c_2 F_z \quad (4.10b)$$

$$E = (c_7 F_z^2 + c_8 F_z + c_9) (1 - c_{10} |\gamma|) \quad (4.10c)$$

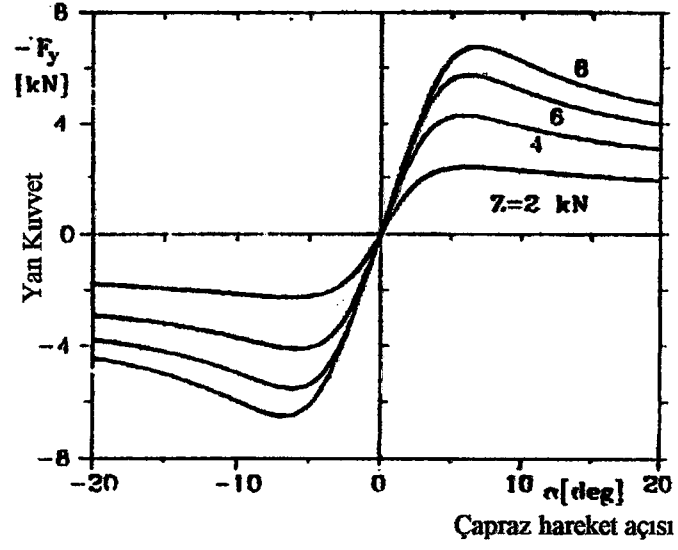
$$BCD = (c_3 F_z^2 + c_4 F_z) (1 - c_6 |\gamma|) e^{-c_5 F_z} \quad (4.10d)$$

$$Sh = c_{11} \gamma + c_{12} F_z + c_{13} \quad (4.10e)$$

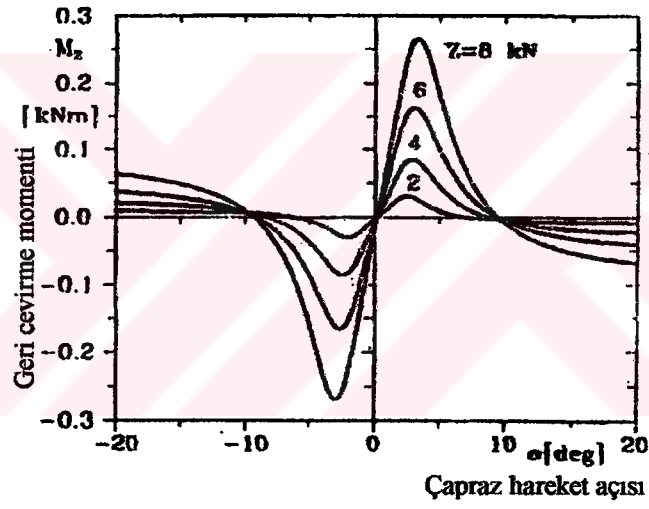
$$Sv = (c_{14} F_z^2 + c_{15} F_z) \gamma + c_{16} F_z + c_{17} \quad (4.10f)$$

Magic formüllerinde dikkat edilecek bir husus da formül içindeki terimlerin birimleridir. Birimler alışıla gelmiş hesaplarda kullanılan birimlerden farklılık göstermektedir. F_z her üç hal için de kN olarak girilir. Çevresel kuvvetlerin hesabında kayma olarak tanımlanan x , yüzde kayma birimine sahiptir. Yan kuvvetler, çevresel kuvvetler N geri çevirme momenti Nm birimindedirler. Yan kuvvetlerde ve geri çevirme momentinde x değeri, α çapraz hareket açısını ifade eder fakat açının birimi derece olarak kullanılmalıdır. Gene buna benzer olarak kamber açısı etkisi için hesap yapılırken, γ kamber açısı derece olarak hesap edilir. Çeşitli tekerlek yüklerinde Magic modeli ile hesap edilmiş $F_y - \alpha$, $M_z - \alpha$ karakteristik eğrileri sırasıyla Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 de gösterilmiştir. Çapraz hareket açısının değeri bakımından -20° ve 20° sınır olarak kabul edilmiştir. $F_x - \sigma$ arasındaki ilişki de Şekil 4.5 de verilmektedir.

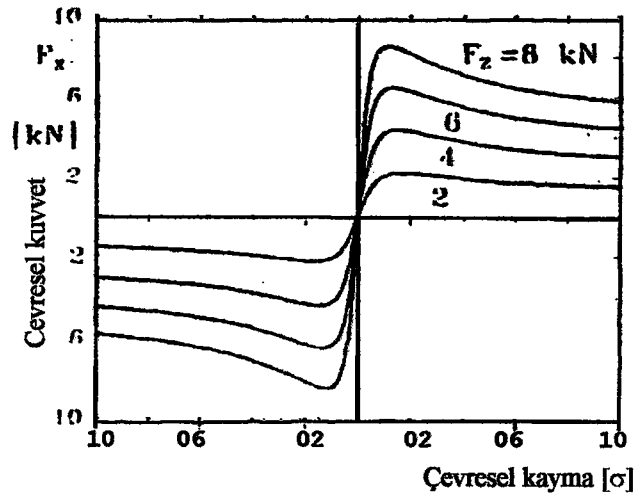
Bu diyagramlardan da anlaşılabileceği gibi, çapraz hareket açısının belli bir değerinin üstünde olması durumunda, ifade edilmesi gereken fonksiyon doğrusal olmamakta, şekillerde görülen eğrilerin fonksiyonlarının bulunması gerekmektedir. Tabi bu işlem her bir tekerlek için yapılması gerekeceği gibi, değişik yüklerde ve farklı lastik tekerlekler için çalışılması gerekecektir. Bu yönde bazı çalışmalar yapılmış ve yapılmaktadır. Tezin ileriki bölümlerinde bazı tekerlek dataları da bu çalışmaların sonuçlarına dayanarak kullanılmıştır.



Şekil 4.3 Magic ile $F_y - \alpha$ değişimi



Şekil 4.4 Magic ile $M_z - \alpha$ değişimi



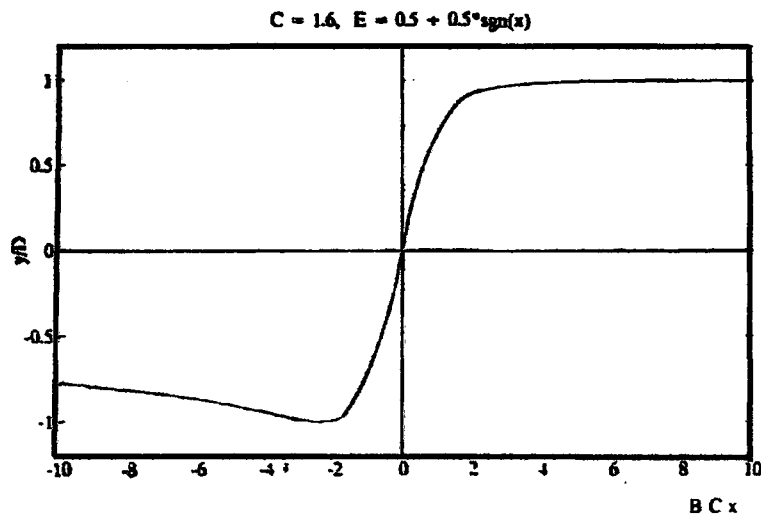
Şekil 4.5 Magic ile $F_x - \sigma$ değişimi

Yukarıdaki grafiklerden de görülebildiği gibi, Magic formülü ile F_x , F_y , M_z , kayma ve çapraz hareket açısının hem (-) hem de (+) değerleri için hesaplanabilmektedir. Bu da modelin iki yönlü olarak da çalışabildiğinin işareti olmaktadır. Bu durum C nin sabit olup E nin kambar açısının etkisini yansıtacak şekilde değiştirilmesiyle gerçekleştirilir. Örneğin F_x in frenleme ve tahrik durumundaki asimetrik eğrilerinin elde edilmesi sabit C de E faktörüne kambar açısının etkisini belirten bir ΔE eklenmesiyle Şekil 4.6 da sağlanmış durumdadır. Tabi bu ekleme, eğrinin orijindeki eğimini maksimuma ulaşma noktalarını etkilememektedir.

$$E = E_0 + \Delta E \operatorname{sgn}(x) \quad (4.11)$$

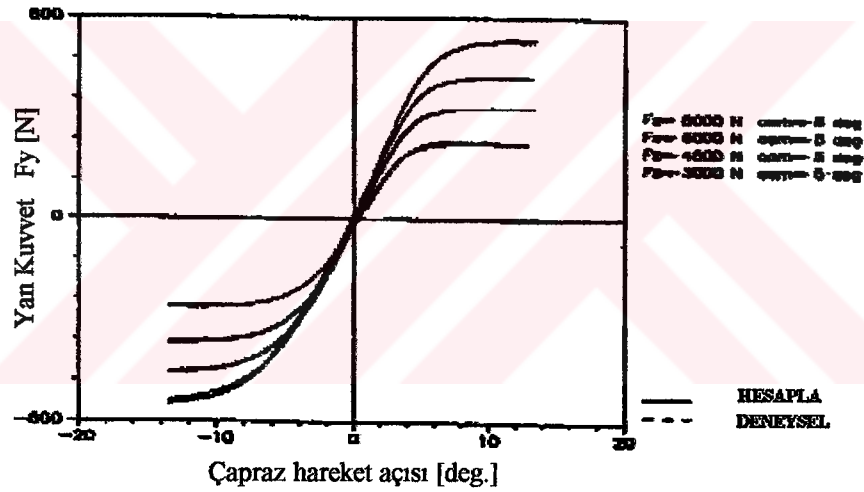
Biraz evvel anlatılan E – C ilişkisine geri dönecek olursak modelin uygulanabilme olasılığını arttıran bir başka özelliğinden de bahsetmek gerekmektedir. Özellikle non lineer geri çevirme karakterinde gözlenen S yapısındaki eğriyi elde etme çoğu zaman sorun olmaktadır. Şekil 4.4 de de görülen eğriliğin eğiminin ani olarak değiştiği bölgelerde de bu model başarıya ulaşmış durumdadır. Bu S yapısı E nin ve doğal olarak seçilen C faktörünün bir fonksiyonu olarak yazılabilmektedir. E nin C ye bağlı olarak belli bir değerin altında kalması ve genelde mutlak değeri yüksek negatif değerlere ulaşması durumunda bu özellik sağlanabilmektedir. Bu da yapılması gereken diğer bir optimizasyon özelliği olarak karşımıza çıkar.

$$E < -(1 + C^2/2) \quad (4.12)$$

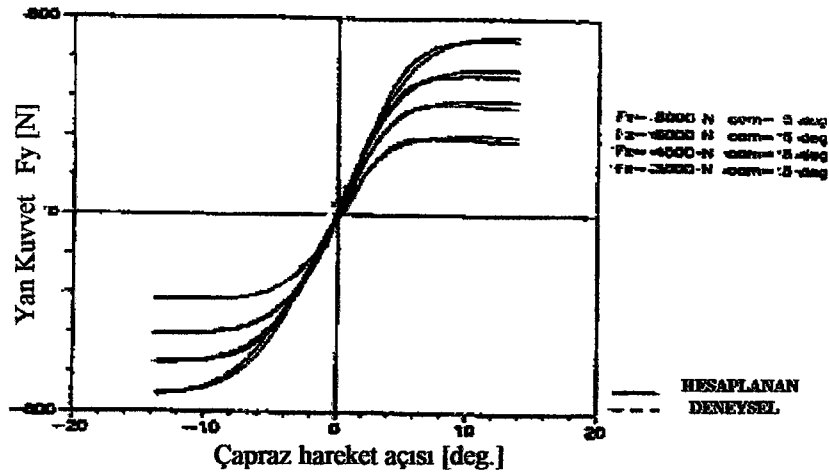


Şekil 4.6 Asimetrik eğrinin elde edilmesi

Özet olarak Magic modeli, formel olarak deneysel şartlarda elde edilen verilere uyarlamaya müsait bir model olmaktadır. Böylelikle B, C, D, E, gibi faktörlerden tekerlek parametrelerine geçiş kolaylaştırılmıştır ve bilinmeyen sayısı diğer modellere nazaran azaltılmıştır. Özellikle yalnız çapraz hareket ve yalnız çevresel yönde kayma olduğu durumlarda parametrelerin elde edilmesinde kolay uygulanabilir bir model olmaktadır. Kendinden evvelki modellerden de başarılı olduğu gözlenmektedir. Şekil 4.7 ve Şekil 4.8 Magic modeli ile ondan bir evvelki kabul edilmiş model olan Monte Carlo modelinin çapraz harekette, yan kuvvet ve çapraz hareket açısının ilişkisinin deneysel verilerle karşılaştırılmasını ayrı ayrı vermektedir. Görülebildiği gibi Monte Carlo modelinde oluşan hafif uyumsuzluklar Magic modelinde ortadan kalkmış durumdadır.[2,3,7]



Şekil 4.7 Magic modeli ve deneysel verilerin karşılaştırılması



Şekil 4.8 Monte Carlo modeli ve deneysel verilerin karşılaştırılması

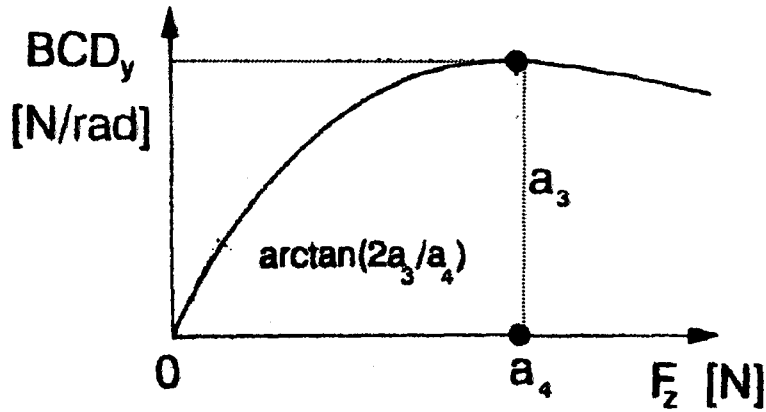
4.2. Magic Parametrelerinin Elde Edilmesi

Magic modelinin kullanımı ne kadar kolay ve başarılı olsa da parametrelerin elde edilmesi o kadar kolay olmamıştır. Sistemin nasıl oluşturulduğunu anlamak için parametrelerin nasıl tayin edildiğinden ve deneysel sonuçlara nasıl yaklaşıldığından bahsetmek gerekir. Deney stantının çalışması, Delf University of Technology gerçekleştirilmiştir. Yol ile tekerlek arasında etkileşimin saptanabildiği stantda, maksimum hız 110 km/h olarak ele alınmış ve tekerlek yükü 1000 – 10000 N arasında değiştirilerek ölçüm yapılmıştır. Birçok yöntem uygulanmış fakat iki tanesi öne çıkmıştır. İlk olarak tekerlek serbest yuvarlanırken aksın -20° den $+20^\circ$ kadar çapraz hareket açısı verecek şekilde saptırılması sağlanmıştır. İkinci yöntem ise, sabit çapraz hareket açılarında tekerlek bloke oluncaya kadar fren kuvveti uygulanmasıdır. Tekerlek yükü de kontrol altında tutulmuş ve salınımın düzeltilmeleri yapılmıştır.[6]

Elde edilen deneysel data'lara uygun olarak regresyon hesabına uygun tekerlek parametreleri seçilmiştir. Bunun için daha evvel tanıtılan farkların karelerinin toplamının kontrol edilmesi yöntemi kullanılmıştır. Bu işlem NAG Fortran bilgisayar programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

$$REG. = \sum (Y_{MAGIC} - Y_{DENEYSEL})^2 \quad (4.13)$$

Model oluşturulmasında başlangıç noktasının belirlenmesi bazı parametrelerin daha önceden belirlenmesine olanak sağlamıştır. Böylelikle regresyon hesabının doğrultusu ve yapılacak değişikliklerin miktarı da daha belirginleşmiştir. Bu açıdan işe fiziksel anlam taşıyan parametrelerin bulunmasıyla başlanmıştır. Sadece çapraz hareket olduğu durum için bu parametreler a_3 ve a_4 olmaktadır. $\tan(2a_3/a_4)$ değeri BCD nin tekerlek yüküne bağlı değişimini vermektedir. Dolayısı ile a_3 ve a_4 diğer parametrelere nazaran daha önemli bir konumda tutulmuştur. Şekil 4.9 bu ilişkiyi ortaya koymaktadır. Buna benzer uygulama sadece çevresel kayma olduğu hal için de yapılmıştır, ancak iş çevresel ve yan yönlerdeki kaymaların beraber olduğu duruma gelince parametre tayini çıkmaza girmiştir. Bu yüzden kombine hareketin ayrı bir başlık altında incelenmesi gerekecektir.

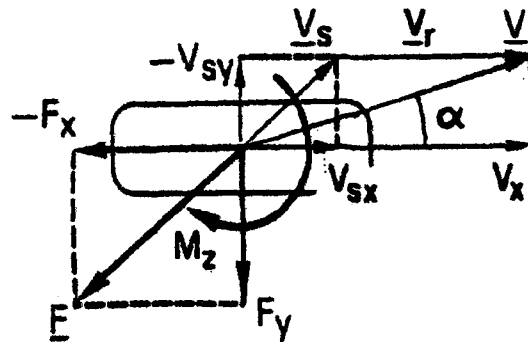


Şekil 4.9 BCD ve F_z değişiminde tekerlek parametreleri

4.3. Çevresel Kuvvetlerin ve Yan Kuvvetlerin Beraber Ele Alınması

4.3.1 Formüllerle Çözüm Aranması ve Programlama Çalışmaları

Çevresel kuvvetlerin ve yan yöndeki kuvvetlerin aynı anda oluşması, sadece birinin oluşması durumundaki kadar basit olmamaktadır. Bu yönde çalışma kaymanın bileşenlerine ayrılarak yapılır. Bu bileşenler çapraz hareket açısının ve sadece çevresel kaymanın olduğu durumdaki çevresel kaymanın birer fonksiyonudur. 2.6, 2.7, 2.8, ve 2.9 denklemleri Şekil 4.10 da gösterilen bu duruma göre elde edilmiş kayma denklemleridir. Burada yapılan işlem bileşenleri sadece çevresel kaymada oluşan kayma ile sadece çapraz harekette oluşan kayma olan yeni bir kaymanın bulunmasıdır. Dolayısı ile kombine kaymada oluşan yan ve çevresel kuvvetler, bu yeni elde edilen kaymanın bir fonksiyonu olacaktır, Şekil 4.10.[3]



Şekil 4.10 Kombine harekette kaymaların bulunması

Kombine harekette kaymaların bulunması yapılabilir olmaktadır. Ancak bundan evvel çevresel ve yan kuvvetlerin bilinmesi gerekmektedir. Problem de burada ortaya çıkmaktadır. Kaymalar arasında olduğu gibi kuvvetler arasında da bir denklem yazmak kolay gerçekleşmemektedir. Çevresel kuvvetlerle yan kuvvetlerin beraber oluşması, kuvvetlerin birbirlerini yakından etkilemesi problemini doğurmaktadır. Aşağıdaki denklemlerde bu durum daha iyi anlaşılabilir.

$$F_y(\alpha, \sigma, F_z) = \partial F_y / \partial \alpha d\alpha + \partial F_y / \partial \sigma d\sigma + \partial F_y / \partial F_z dF_z \quad (4.14)$$

$$F_x(\alpha, \sigma, F_z) = \partial F_x / \partial \alpha d\alpha + \partial F_x / \partial \sigma d\sigma + \partial F_x / \partial F_z dF_z \quad (4.15)$$

Kuvvetlerin tespitinde, yan kuvvetler için $\partial F_y / \partial \sigma d\sigma$ ve çevresel kuvvetler için $\partial F_x / \partial \alpha d\alpha$ şeklinde iki bilinmeyen bulunmaktadır.

Çözüm olarak iki yol izlenebilmektedir. Birincisi, çapraz hareket açısının veya çevresel yöndeki kaymanın sabit kaldığı durumda F_x ve F_y nin birbirinden bağımsız olduğu varsayılarak çözüm aranmasıdır. Böyle bir işlemde çevresel kuvvetlerin ve yan kuvvetlerin sadece yük transferinden etkilendiği kabul edilmiş olunur. Magic formülünde x e göre türev alınacak olunursa;

$$F = D \sin (C \tan (B (1 - E)x + (E / B) \tan (Bx)) \quad (4.16)$$

$$\Phi = (1 - E) x + (E / B) \tan (Bx) \quad (4.17)$$

$$\partial F / \partial x = D \cos (C \tan (B\Phi))$$

$$(C / (1 + B\Phi)) B ((1 - E) + E / (1 + Bx)) \quad (4.18)$$

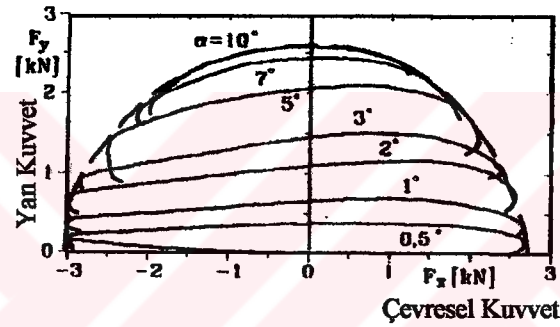
x e bağlı olarak C_α ve C_σ elde edilebilir. B , C , D ve E nin değişen yüklerle alacağı değerler istenilen kayma değerlerinde C_α ve C_σ belirler. Çapraz hareket açılarının çok küçük olduğu ve lineer değişimin var olduğu kabul edilerek

$$F_x = C_\sigma \sigma \quad (4.19)$$

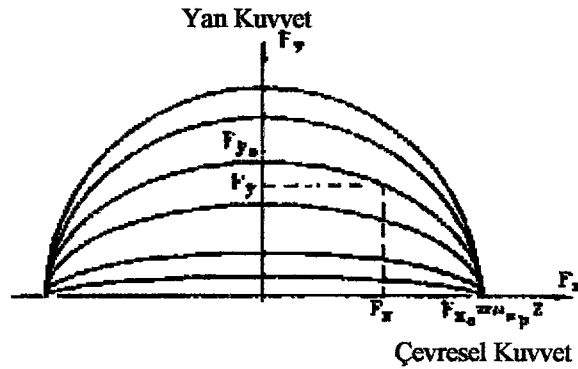
$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (4.20)$$

İkinci yol deneysel dataların yardımıyla yararlanmaktır. Deneysel veriler çevresel ve yan kuvvetlerin arasında anlaşılabilir bir ilişkinin olduğunu göstermektedir. Şekil 4.11 de, belli çapraz hareket açısı için F_x ve F_y nin deneysel yolla elde edilmiş ilişkileri verilmektedir.[3]

Bu deneysel sonuçlar genel olarak çevresel kuvvetlerle yan kuvvetler arasında oluşturulacak fonksiyonun eliptik karakter taşıyacağını açıkça ortaya koymaktadır. Dolayısıyla Şekil 4.12 de gösterilen genel eliptik dağılımı çevresel ve yan kuvvetler için uygulamak mümkün olabilecektir.



Şekil 4.11 Çevresel ve yan kuvvetlerin deneysel bulunması



Şekil 4.12 Çevresel ve yan kuvvetlerin arasında uygulanacak dağılım

Grafiklerden yola çıkılarak F_x ve F_y arasında şöyle bir denklem oluşturulabilir:

$$(F_y / F_{y0})^2 + (F_x / F_{x0})^2 = 1 \quad (4.21)$$

F_{y0} ve F_{x0} çevresel ve yan kuvvetlerin maksimum değerleri olmaktadır. Magic modelinin formülü kullanarak bu iki sınır şartının değerini bulmak kolayca mümkündür.[2,3]

$$F_{y0} = D_y \quad (4.22a)$$

$$F_{x0} = D_x \quad (4.22b)$$

Bu durumda değişik çapraz hareket açıları için, belli bir kayma değerindeki F_x in toplam kaymadaki değerine geçmek mümkün olacaktır. 2.6, 2.7 ve 4.22 denklemlerinin oluşturacağı denklem takımından çevresel kuvvetlerin, 0 kayma değerinden toplam kaymada 1 değerine ulaşılıncaya kadarki gerçek değerine hesap yapma imkanı vardır. Öncelikle F_x ve F_y istenilen çapraz hareket açısı için toplam kayma değerinde $F_x (\sigma_{top})$ ve $F_y (\sigma_{top})$ diyagramdan elde edilir. Daha sonra gerçek X ve Y bileşenlerine geçiş için oran orantı yöntemi kullanılarak F_x ve F_y elde edilir.

$$F_x = \sigma_x (F_x(\sigma_{top}))/ \sigma_{top} \quad (4.23)$$

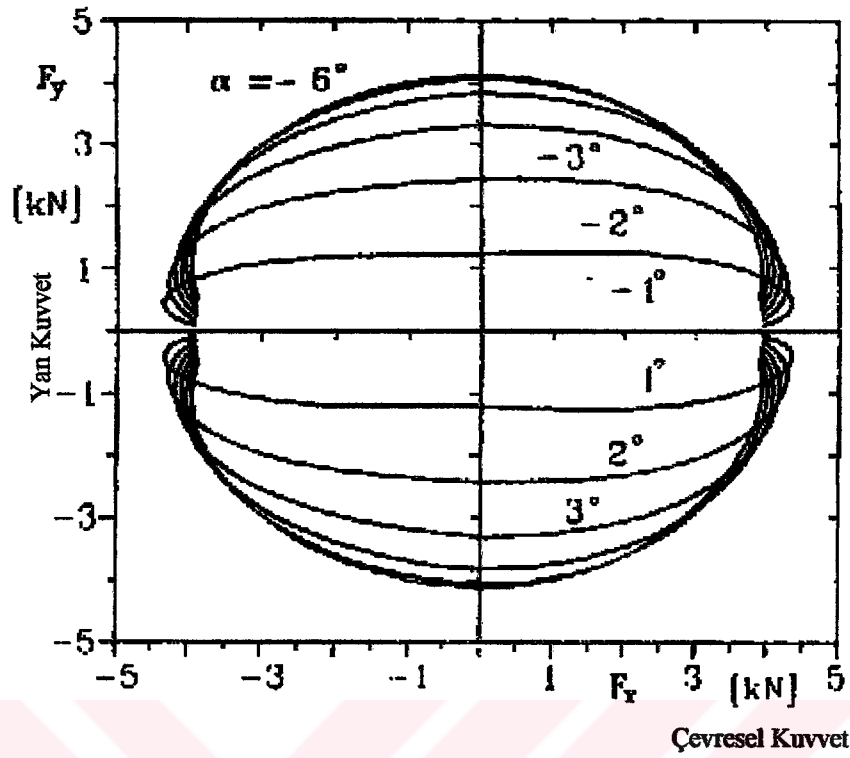
$$F_y = \sigma_y (F_y(\sigma_{top}))/ \sigma_{top} \quad (4.24)$$

Eliptik yönteminin ekstradan sunduğu bir özelliği vardır. Bu yöntemle, çevresel ve yan yöndeki kaymalarda sınır değere farklı zamanlarda ulaşma olasılığı göz önüne alınabilmektedir. Çevresel ve yan kuvvetlerin maksimumlarından, tam kayma değerine ulaşma payı olarak belli bir düşme yapılarak, daha gerçeğe yakın eğrilerin elde edilmesi sağlanabilmektedir, Şekil 4.13.

$$F_{x0}^* = F_{x0} - \epsilon (F_{x0} - F_{y0}) (\sigma_y / \sigma)^2 \quad (4.25a)$$

$$F_{y0}^* = F_{y0} - \epsilon (F_{y0} - F_{x0}) (\sigma_x / \sigma)^2 \quad (4.25b)$$

Yaratılan Matlab programında, yukarıdaki husus göz önüne alınmamıştır. Dolayısı ile elde edilen eğrilerin tümü sabit bir F_x ve F_y değerinde birleştirilmiştir.



Şekil 4.13 F_x ve F_y arasındaki ilişki

$$F_x = \sigma_x^* F_{x0}^* / \sigma^* \quad (4.25c)$$

$$F_y = \sigma_y^* F_{y0}^* / \sigma^* \quad (4.25d)$$

Kuvvetlerin kombinasyonu alanında yapılan diğer bir çalışma da Nicolas – Comstock modelidir. Bu modelde yukarıda anlatılan iki kabul aynı anda ele alınmıştır. Ancak gerek çevresel kayma gerekse çapraz hareket açısından bazı sınırlamalar getirilerek hem lineer yapının kullanılabilirliği hem de eliptik fonksiyonun geçerliliği sağlanmıştır. Model, kombine durumdaki çevresel ve yan kuvvetleri kayma sertliklerine, çapraz hareket açısı ve çevresel kayma değerine, sadece yan yönde kaymada oluşan yan kuvvet ve sadece çevresel kaymada oluşan çevresel kuvvetlere göre açıklayabilmektedir. Çapraz hareket açısı $0 < \alpha < \pi/2$, çevresel kayma $0 < \sigma < 1$ olacak şekilde

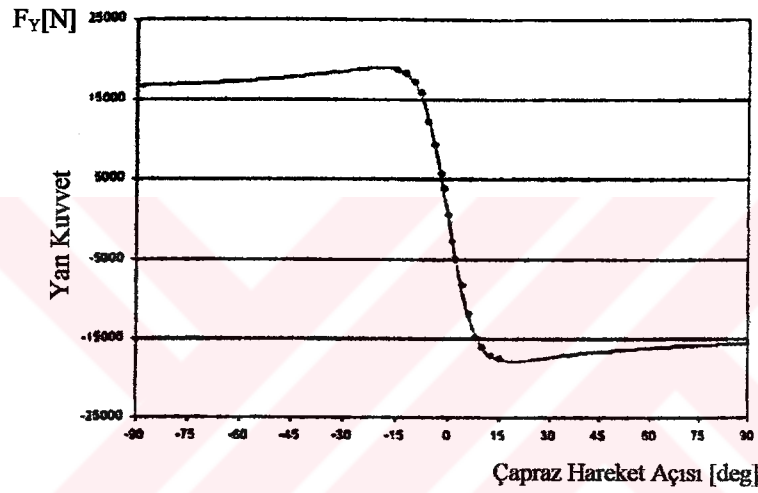
$$F_x(\sigma, \alpha) = (F_x(\sigma) F_y(\alpha)) / ((\sigma^2 F_y(\alpha)^2) + (F_x(\sigma)^2 \tan^2 \alpha))^{1/2}$$

$$((\sigma^2 C_\alpha^2) + ((1 - \sigma)^2 \cos^2 \alpha F_x(\sigma))^{1/2}) / C_\alpha \quad (4.26)$$

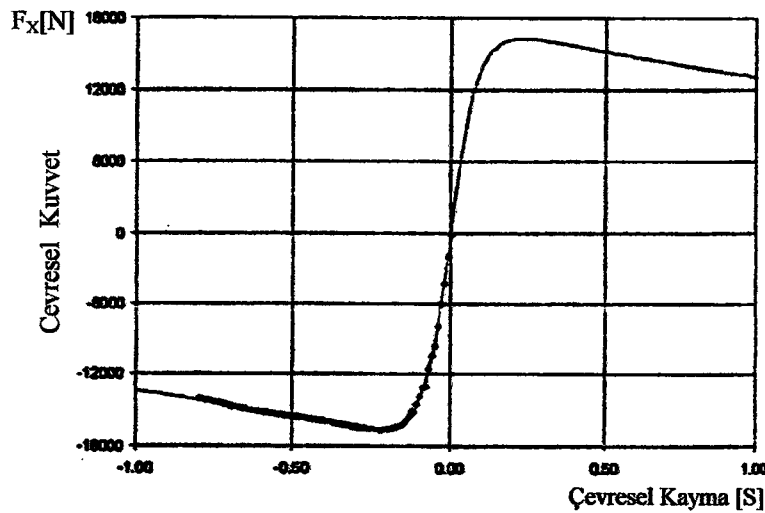
$$F_y(\sigma, \alpha) = (F_x(\sigma) F_y(\alpha)) / ((\sigma^2 F_y(\alpha)^2) + (F_x(\sigma)^2 \tan \alpha))^{1/2}$$

$$((\sin^2 \alpha C_\sigma^2) + ((1 - \sigma)^2 \cos^2 \alpha F_y(\alpha))^{1/2}) / C_\sigma \cos \alpha \quad (4.27)$$

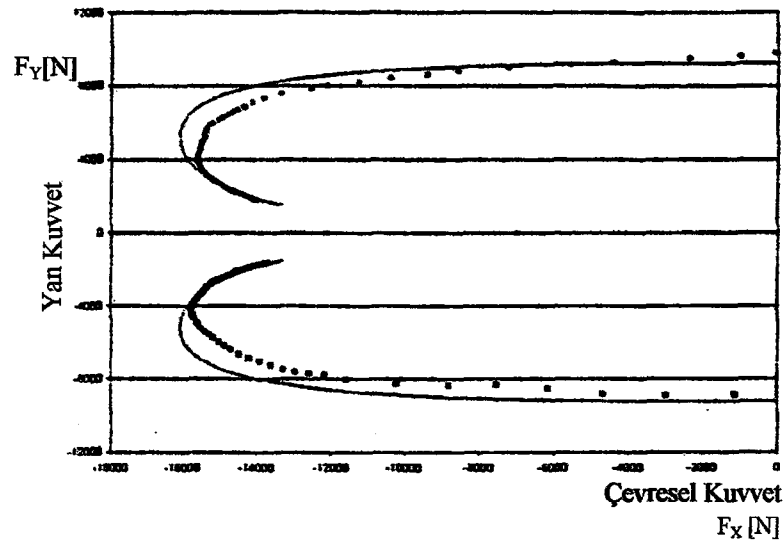
Nicolas – Comstock modelinin elde edilmiş sonuçları yalnız yan yönde kayma olduğunda, yalnız çevresel kayma olduğunda ve kombine durum gerçekleşmesi için sırasıyla Şekil 4.14, Şekil 4.15, Şekil 4.16 da verilmektedir. Grafiklerde, Nicolas – Comstock un başarısı, Magic formüllerinin sonuçlarına yaklaşımla ölçülmektedir.[3]



Şekil 4.14 Nicolas – Comstock modeli yalnız yan yönde kayma olması durumu



Şekil 4.15 Nicolas – Comstock modeli yalnız çevresel kayma olması durumu



Şekil 4.16 Nicolas – Comstock modeli kombine kayma olması ve eliptik fonksiyona yaklaşımı

Hazırlanan bu tez çalışmasının içeriğinin bir bölümü bilgisayar ortamında gerçekleşmiştir. Çevresel ve yan kuvvetlerin eliptik değişimini veren bir bilgisayar programı, çalışmalar esnasında Matlab bilgisayar programı vasıtasıyla hazırlanmıştır. Bu program ve eliptik yaklaşım sonucu ortaya çıkan F_x ve F_y eğrileri, çapraz hareket açısının 7° kadar olan değerleri için aşağıda verilmektedir.

Matlab ‘Tez Çalışması’

Dosya adı : ‘den2.m’

% tekerleklerdeki çevresel ve yan yöndeki kuvvetlerin etkileşimi;

% eliptik dağılım kabulü ile;

% maks. çapraz hareket açısı 7 olarak alınmıştır;

G=9.81; lo=1.064; la=1.596; m=1150;

t1=1.490; t2=1.482; gamma=0;

$l=l_o+l_a$; $iL=.05$; $CL=10000$; $\nu=.01$;

$C_o=\text{input}(\text{'ön aks yalpa sertliğini giriniz Nm/rad'})$;

$C_a=\text{input}(\text{'arka aks yalpa sertliğini giriniz Nm/rad'})$;

$h_o=.3$;

$h_a=.3$;

$h_g=.6$;

$m_o=10$;

$m_a=10$;

$m_g=m-m_o-m_a$;

$p_o=.4$;

$p_a=.45$;

$p_g=p_o+p_a/2$;

$H=h_g-p_g$;

$v=20$;

$i_v=\text{input}(\text{'ivmenin değerini giriniz v=20m/sn'})$;

$r_0=(v*v/(i_v*G))$

$a_0=1.6929$;

$a_1=-55.2084$; $a_2=1271.28$; $a_3=1601.8$; $a_4=6.4946$;

$a_5=.0047966$; $a_6=-.3875$; $a_7=1$; $a_8=-.045399$;

$a_9=0$; $a_{10}=0$; $a_{11}=-7.973$; $a_{12}=-.2231$;

$a_{12}=0$; $a_{13}=0$;

$b_0=1.650$;

$b_1=-7.6118$; $b_2=1122.6$; $b_3=-.00736$; $b_4=144.82$;

b5=-.0076614; b6=-.00386; b7=.085055; b8=.075719;
b9=.023655; b10=.086536; b11=-7.973; b112=-.2231;

c0=2.2264;

c1=-3.0428; c2=-9.2284; c3=.500088; c4=-5.56696;
c5=-.25964; c6=-1.29724E-03; c7=-.358348; c8=3.74476;
c9=-15.1566; c10=.0021156; c11=.000346; c12=0;
c13=0; c14=.100695; c15=-1.398; c16=0; c17=0;
c111=0; c112=0;

C=a0;

Calphao=input('ön aks çapraz hareket katsayısını giriniz N/rad');
Calphaa=input('arka aks çapraz hareket katsayısını giriniz N/rad');

cevap=input('yükü azalan tekerlekler için 1, yükü artan tekerlekler için 2
giriniz');

for i=1:7;

alphaom(i)=i;

alphaam(i)=i;

Fz0=m*G*1596/(1596+1064)/2*.001;

Fzofark(i)=((mg)*G*(((la/l)*(po/t1)))+((mo/mg)*(ho/t1))+(Co*H)/((Co+Ca
(mg)*G*H)*t1))*v*v/r0/G*.001;

Fzafark(i)=((mg)*G*(((lo/l)*(pa/t2)))+((ma/mg)*(ha/t2))+(Ca*H)/((Co+Ca
(mg)*G*H)*t2))*v*v/r0/G*.001;

if cevap==1

```

Fzo(i)=Fz0-Fzofark(i);
Fza(i)=Fz0-Fzafark(i);
else cevap==2

```

```

Fzo(i)=Fz0+Fzofark(i);
Fza(i)=Fz0+Fzafark(i);
end

```

```

Eo(i)=a6*Fzo(i)+a7;
Ea(i)=a6*Fza(i)+a7;

```

```

Muypo(i)=a1*Fzo(i)+a2;
Muypa(i)=a1*Fza(i)+a2;

```

```

BCDo(i)=a3*sin(2*atan(Fzo(i)/a4));
BCDa(i)=a3*sin(2*atan(Fza(i)/a4));

```

```

Do(i)=Muypo(i)*Fzo(i);
Da(i)=Muypa(i)*Fza(i);

```

```

Bo(i)=BCDo(i)/(C*Do(i));
Ba(i)=BCDa(i)/(C*Da(i));

```

```

Sho(i)=a111*gamma*Fzo(i)+a12*Fzo(i)+a13;
Sha(i)=a111*gamma*Fza(i)+a12*Fza(i)+a13;

```

```

Svo(i)=a8*gamma+a9*Fzo(i)+a10;
Sva(i)=a8*gamma+a9*Fza(i)+a10;

```

```

Xaaao(i)=Bo(i)*(1-Eo(i))*((alphaom(i))+Sho(i));
Xaabo(i)=Eo(i)*atan(Bo(i))*((alphaom(i))+Sho(i)));
Xaaco(i)=C*atan(Xaabo(i)+Xaaao(i));
Fymo(i)=Do(i)*sin(Xaaco(i))+Svo(i)

```

```

Xaaaa(i)=Ba(i)*(1-Ea(i))*((alphaam(i))+Sha(i));
Xaaba(i)=Ea(i)*atan(Ba(i)*((alphaam(i))+Sha(i)));
Xaaca(i)=C*atan(Xaaba(i)+Xaaaa(i));
Fyma(i)=Da(i)*sin(Xaaca(i))+Sva(i);

Cox=b0;
Muypox(i)=b1*Fzo(i)+b2;
Dox(i)=Muypox(i)*Fzo(i);
BCDox(i)=(b3*Fzo(i)*Fzo(i)+b4*Fzo(i))*(exp(-b5*Fzo(i)));
Box(i)=BCDox(i)/(Cox*Dox(i));
Eox(i)=b6*Fzo(i)*Fzo(i)+b7*Fzo(i)+b8;
Shox(i)=b9*Fzo(i)+b10;
Svox(i)=0;
Fx0(i)=Dox(i)
x=sym('x');
y(i)=sqrt(1-((x/Fx0(i))*(x/Fx0(i))))*Fymo(i)
end
figure(1)
ezplot(y(1), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(-y(1), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(y(2), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(-y(2), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(y(3), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(-y(3), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(y(4), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(-y(4), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on

```

```

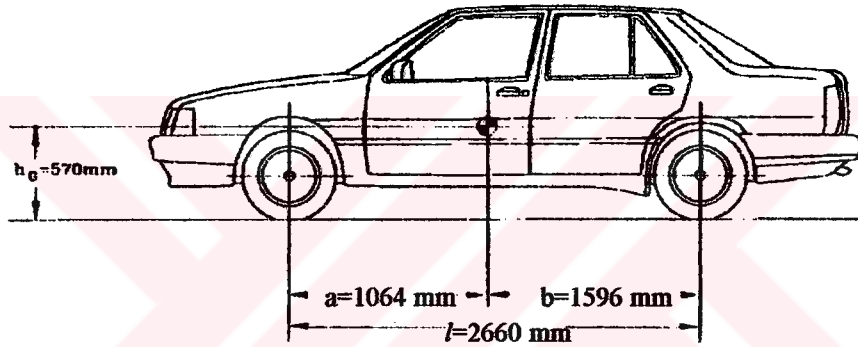
ezplot(y(5), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(-y(5), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(y(6), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(-y(6), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(y(7), [-Fx0(i) Fx0(i)])
hold on
ezplot(-y(7), [-Fx0(i) Fx0(i)])
box on
grid on
title('Fyo ve Fxo kuvvetlerinin etkileşimi v=20m/sn')
xlabel('Fx (N)')

```

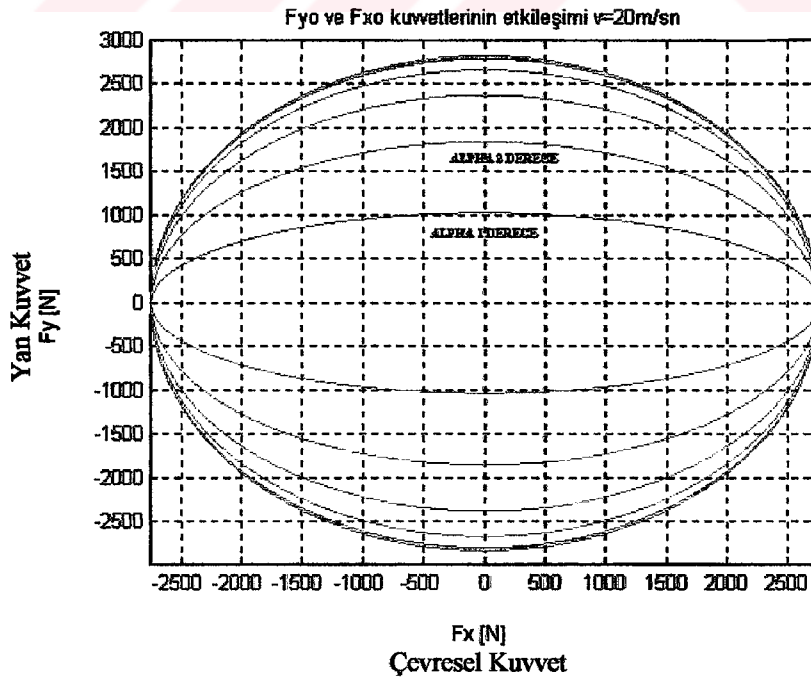
4.3.2. Uygulamaya Geçiş ve Sonuçları

Bu tez içerisinde uygulanan bütün bilgisayar programı çalışmalarında Matlab programı kullanılmış olup, örnek taşıt seçilerek tekerlek parametreleri, taşıt özellikleri ve motor karakteristikleri seçilen taşıta uygun olarak ele alınmıştır. Non lineer uygulamada, Magic modeli esas alınmış ve yukarıda a, b, c, gibi Magic modelinde kullanılacak parametreler de seçilen taşıta ait olan parametreler olmaktadır. Aerodinamik kuvvetler göz önünde bulundurulmamış ve kamber açısından kaynaklanacak kuvvet değişimi, gamma açısı 0 olarak alınarak eklenmemiştir. Taşıtın durağan dairesel hareket yaptığı, dolayısıyla hızın sabit kaldığı kabul edilmiştir. Aynı taşıt ve tekerlek parametreleri daha ilerdeki bölümlerde ele alınacak olan başka programlamalarda da kullanılmıştır. Programların genel olarak bilinmesi gereken diğer değişkenleri ağırlığı bu taşıta yakın, lastik tekerlek yapısı benzer olan ve boyutları yakın olan diğer taşıtlardan örnekler alınarak kullanılmıştır. Yukarıdaki eliptik yaklaşımı veren programda, çapraz hareket katsayısı ve yalpa sertliği gibi değişimi önemli etkiler verebilecek değişkenlerin giriş konumunda belirlenmiş hallerinde hesap yapılmaktadır. Bu

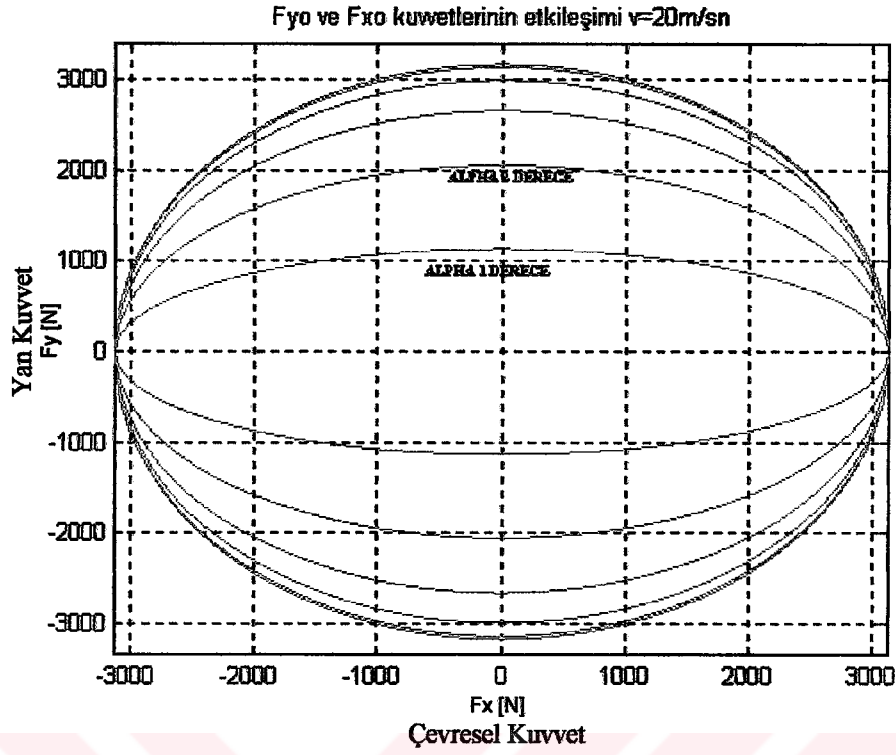
yüzden, programın sağlıklı sonuçlar verebilmesi bu iki unsurun sağlıklı belirlenmesine bağlı olacaktır. Aynı şekilde, araştırmacının sonuçları iyi yorumlayabilmesi için yük transferinde farklı etkilenen tekerleklerin hesabı birbirinden ayrılmıştır ve böylelikle yükü azalan ve artan tekerlekler için sonuçların bağımsız olarak sunulması sağlanmıştır. İsteğe bağlı olarak bu iki durum yapılacak değişikliklerle sabitleştirilebilir. Taşıtın hızı sabit olduğundan, yük transferini sağlayacak ivmelenme dönemeç yarıçapının artırılıp azaltılmasıyla sağlanmaktadır. Örnek alınan taşıtın bir örneği Şekil 4.17 de gösterilmektedir. Şekil 4.18 ve 4.19 da yukarıda verilen programın kullanılması ile farklı özellikli elde edilmiş eğriler gösterilmektedir.



Şekil 4.17 Programlarda kullanılan taşıt örneği



Şekil 4.18 $C_{\alpha\delta} = 30000\text{N/rad}$, $C_{\alpha a} = 40000\text{N/rad}$,
 $C_{\delta} = C_a = 50000\text{Nm/rad}$, $i_v = .5$ için eliptik dağılım



Şekil 4.19 $C_{\alpha\delta} = 30000\text{N/rad}$, $C_{\alpha a} = 30000\text{N/rad}$,

$C_{\delta} = 30000\text{Nm/rad}$, $C_a = 40000\text{Nm/rad}$, $i_v = .3$ için eliptik dağılım

5. LİNEER VE NON - LİNEER DURUMLARIN PROGRAMLANMASI

5.1 Lineer hal için programlama ve sonuçları

Bu araştırmanın temel olarak dayandığı sistem bilgisayar programlama olmaktadır. Hedef olarak amaçlanan sonuçlara varabilmek için, birçok karşılaştırma ve veri nakli yapılması gerekmektedir. Bu yüzden direk olarak non – lineer hesabi yapmaktansa lineer hesapla desteklenen bir non – lineer hesap uygulanmaya çalışılmıştır. Bunun anlamı non – lineer hesap için başlangıç noktasının, lineer hesabın geçerli olduğu alan içinde elde edilen dataların kullanılmış olmasıdır. Bunun için öncelikle bir lineer durum için programlama yapılmıştır.

Lineer hesap programında daha evvelki bölümlerde izah edildiği gibi çapraz hareket açısının çok ufak olduğu kabul edilmiştir. Yardımcı datalar olarak gene bir evvelki bölümde belirtilen taşıt ele alınmıştır. Lineer hesapla aranılanlar, belli bir hıza sahip taşıtın belli bir ivme değerine kadar taşıdığı yan kuvvetler, bu kuvvetler sonucu ortaya çıkan çapraz hareket açıları ve bütün bunların sonunda uygulanan tekerlek sapmasının yarıçapın tersi ile değişimin elde edilmesidir. Dönemeç yarıçapının 0 dan 100 m ye kadar değiştiği öngörülmektedir. Taşıtın önden çekişli ve arka aksta sapmanın olmadığı kabul edilmiştir. Matlab da yazılan program aşağıda verilmiştir.

Matlab ‘Tez Çalışması’

Dosya adı : ‘ BTGL2.m’

% taşıt modeli;

% lineer ve non-lineer durumların irdelenmesi;

G=9.81; lo=1.064; la=1.596; m=1150;

```
v=input('hızın değerini giriniz m/sn');
r=input('yarıçap değerini giriniz m');
```

```
if (v*v/r)>(.3*G)
    v=input('hızın değerini değiştirin');
    r=input('yarıçap değerini değiştirin');
    if (v*v/r)>(.3*G)
        r1=(v*v)/(0.3*G)
        r=r1;
        iv=v*v/(r)
    else v*v/r<=(.3*G)
        iv=v*v/(r)
    end
```

```
else (v*v/r)<=(.3*G)
    iv=v*v/(r)
end
```

```
gamma=0;
```

```
t1=1.490; t2=1.482;
```

```
a0=1.6929; a1=-55.2084; a2=1271.28;
a3=1601.8; a4=6.4946; a5=.0047966;
a6=-.3875; a7=1; a8=-.045399; a9=.0042832;
a10=.086586; a11=-7.973; a12=-.2231;
a12=7.668; a13=45.8764;
a9=0; a10=0; a12=0; a13=0;
```

```
b0=1.650;
b1=-7.6118; b2=1122.6; b3=-.00736;
b4=144.82; b5=-.0076614; b6=-.00386;
b7=.085055; b8=.075719; b9=.023655;
```

b10=.086536; b11=-7.973; b112=-.2231;

c0=2.2264;

c1=-3.0428; c2=-9.2284; c3=.500088;

c4=-5.56696; c5=-.25964; c6=-1.29724E-03;

c7=-.358348; c8=3.74476; c9=-15.1566;

c10=.0021156; c11=.000346; c12=9.13952E-03;

c13=-.24456; c14=.100695; c15=-1.398;

c16=0; c17=0;

C=a0;

l=lo+la

Fyo=m*v*v*la/r/l/2

Fya=m*v*v*lo/r/l/2

Fz0=1150*G*1596/(1596+1064)/2*.001

Calphao=input('ön aks çapraz hareket katsayısını giriniz N/rad');

Calphaa=input('arka aks çapraz hareket katsayısını giriniz N/rad');

alphaolin=Fyo*180/Calphao/3.14;

alphaalin=Fya*180/Calphaa/3.14;

for j=1:100;

r(j)=1/j;

t(j)=1;

```
Fyo(j)=(m*v*v*la)*(1/l)*(r(j))/2;
```

```
Fya(j)=(m*v*v*lo)*(1/l)*(r(j))/2;
```

```
alphaolin(j)=Fyo(j)*(1/Calphao);
```

```
alphaalin(j)=Fya(j)*(1/Calphaa);
```

```
beta(j)=la*(r(j))-alphaalin(j);
```

```
deltalin(j)=alphaolin(j)+lo*(r(j))+beta(j);
```

```
x=r;
```

```
y=deltalin;
```

```
end
```

```
plot(x,y,'b*',x,y,'r-')
```

```
grid on
```

```
box on
```

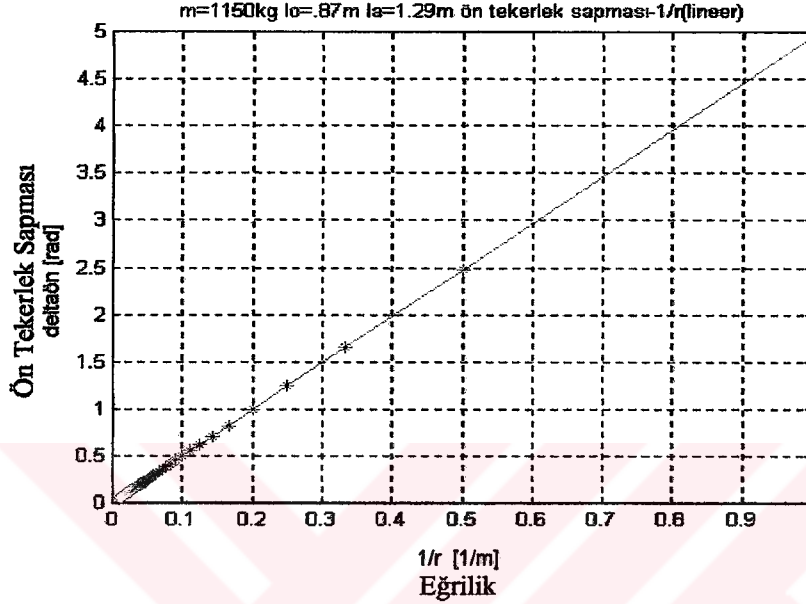
```
title('m=1150kg lo=.87m la=1.29m ön tekerlek sapması-1/r(lineer)')
```

```
xlabel('1/r (1/m)')
```

```
ylabel('deltaön (radyan)')
```

Yukarıdaki program çalıştırıldığında görülmüştür ki, çapraz hareket açısının kuvvetle lineer olarak değiştiği durumda, tekerlek sapması da lineer bir değişim göstermektedir. Karşılaştırmalı sonuçların elde edilebilmesi için programın en başında, tespit edilen hız için belli dönme yarıçaplarında çapraz hareket açısı hesaplanmaktadır. Daha sonradan ortaya çıkan diyagramdan hesabın doğruluğu

takip edilebilmektedir. Şekil 5.1 de programın çalıştırılması sonucu ortaya çıkan tekerlek sapmalarının gözlenmesi sağlanmaktadır. Başlangıç olarak seçilen çapraz hareket katsayıları kullanıcıya bağlı olarak değişebilmek üzere şeklin açıklamasında verilmiştir.



Şekil 5.1 Lineer dağılımın sunulması $C_{ab} = 30000\text{N/rad}$, $C_{aa} = 40000\text{N/rad}$

5.2 Non – Lineer Şartların İncelemeye Katılması Ve Sonuçları

Tez araştırmasının bu bölümünden sonrasında non – lineer tekerlek karakterlerinin incelenmesine başlanmıştır. Evvelki bölümlerde de belirtildiği gibi, non – lineer sonuçların bulunmasında lineer karakteristiğin sonuçları giriş verileri olarak alınmıştır. Araştırmanın ilerleyen bölümlerinde anlaşılmıştır ki, non – lineer hesap lineer hesap kadar kolay olmamaktadır. Buradaki zorlukların giderilmesi programın çalışma süresine ve kabul edilen yakınsama aralığına bağlı olarak çözümlenebilmektedir. Bundan dolayı optimizasyon yapmak mecburiyetinde kalınmıştır. En uygun sonuçlar programın çalışma süresi ve sonuçların sağlıklılığı gözlenerek kararlaştırılmıştır.

Bu optimizasyonların neler olduğundan program çalıştırıcısının haberdar olması gerekmektedir. Ancak bu optimizasyonların sınırlarının değiştirilmesi de

kullanıcıya saklı olarak değiştirilmesi mümkün ve Matlab programlama dilinde kolaydır. İlk olarak araştırmanın ivme bakımından sınırları belirlenmiştir. Non – lineer etkinin görülebileceği ivme değerlerinde çalışma söz konusu olacaktır. Ancak lineer hesaptan sağlanan verilerin yeterli olacağı ivme sınırı da düşünülmelidir. Bunun anlamı programın non – lineer karakter taşıyacağı ivmelerde çalışacağı ancak lineer karakter taşıyan ivme değerlerinden yararlanacağıdır. Bu yüzden bir 0.3g - 0.6g şeklinde bir ivme aralığı seçilmiştir. Programın sonuçlarının gözlenebilmesi için bu aralık yeterli olmuştur. Bu aralığın genişletilmesi sonucunda programın çalışma süresinin de uzayacağı unutulmamalıdır.

İvmenin belirlenmesinin ardından lineer hesap programı kullanılarak, lineer halde çapraz hareket açıları α , yan kuvvet değerleri, yüzme açısı β ve δ tekerlek sapmasına bağlı direksiyon sapması hesaplanmıştır.

Tekerleklerdeki yük transferi hesaplanarak, lineer halde bulunan çapraz hareket açılarına göre Magic formülü ile bir yan kuvvet elde edilmiştir. Bulunan bu non – lineer kuvvet ile lineer hesapta çapraz hareket katsayısı yardımı ile bulunan yan kuvvet arasında, non – lineeriteden kaynaklanan bir fark olmaktadır. Zaten amaçlardan bir tanesi de böyle bir farkın olduğunun ispat edilmesi olmuştur.

Yan kuvvetlerin arasında bir farkın var olması iki olasılığı ortaya çıkarmaktadır. Birinci olarak lineer hesaptaki yan kuvvetlerin non – lineer hesaptakilerden fazla olması; ikincisi ise tam tersi durum yani non – lineer yan kuvvetlerin daha fazla çıkmasıdır. Eğer birinci durum gerçekleşmiş ise, Magic modelinde, çapraz hareket açılarına belli bir adım artışı verilerek lineer hesaptaki yan kuvvet değerinin yakalanmaya çalışılmıştır. Eğer ikinci hal geçerli ise bu sefer tersi yapılarak, Magic formülünde çapraz hareket açısı adım adım azaltılmış ve yan kuvvetler tekrar hesaplanarak karşılaştırma yapılmıştır.

Bu noktada diğer bir husus ortaya çıkmıştır. Bilgisayar ortamında hesaplanan kuvvetlerin birbirine tam eşit oluncaya kadar bu sistemin çalıştırılması oldukça güçtür ve çok uzun zaman alacaktır. Bu yüzden ikinci bir kabul yapılmıştır ve sistemin çalışma süresi kısaltılmıştır. Bu kabule göre, lineer hesapla bulunan yan kuvvetle non – lineer hesapta elde edilen yan kuvvetin farkının, lineer hesaptaki yan kuvvetin % 1 den daha küçük kalması kabul edilebilir bir hata payı

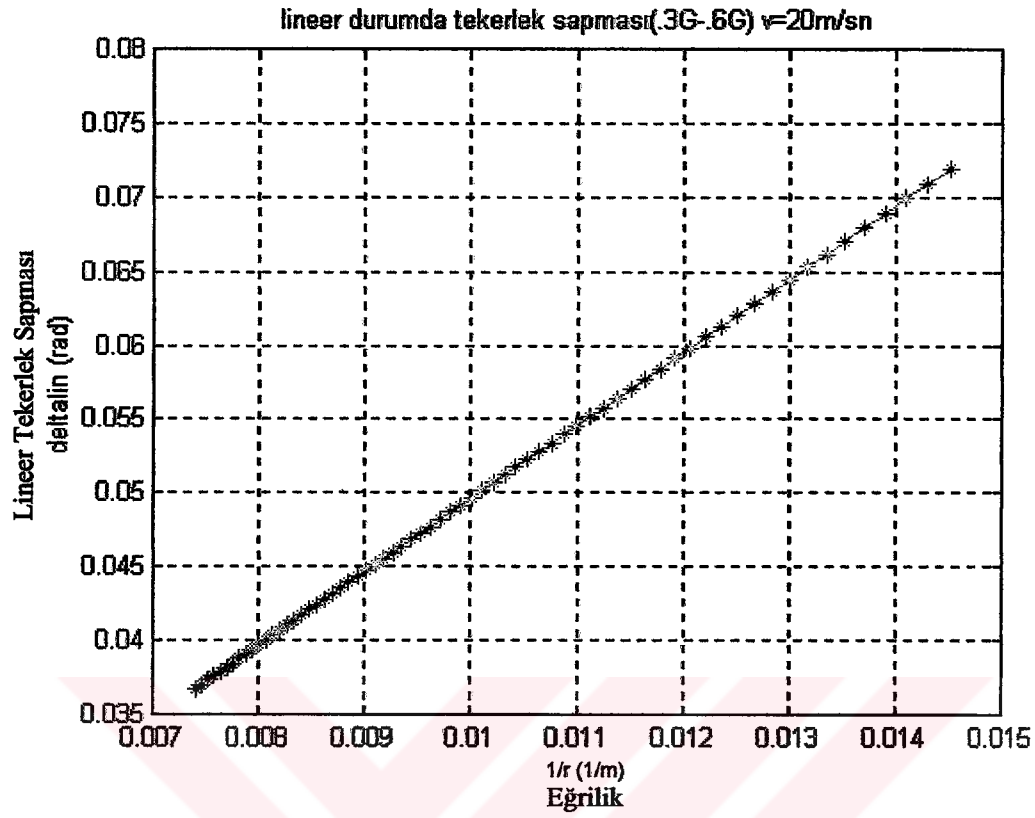
olabilecektir. Böylelikle çapraz hareket açılarına verilecek adımların tayini de kolaylaşmıştır. α '.01' derecelik adımlarla arttırılıp azaltılmıştır.

Arka tekerlek sapmasının olmadığı şartlarda, dönemeç yarıçapı değiştirilerek çapraz hareket açıları bulunduktan sonra tekerlek sapmalarının hesabı aranmıştır. Bunun için öncelikle arka tekerlekteki durum incelenmiştir. Arka tekerlekten değişen ivmeye bağlı olarak yeni β yüzme açısı ve yeni çapraz hareket açıları α_a bulunmuştur. Bu yüzme açıları ön tekerlek sapmalarının tayininde kullanılmıştır. Bu hesabın rahat şekilde yapılabilmesi için iç içe çevrim oluşturulmuştur. Bunun nedeni ön çapraz hareket açıları α_b lerin ve arka çapraz hareket açıları α_a ların ayrı ayrı hesaplanacak olmasıdır. Birinin arttırılarak hesaplanması esnasında, diğerinde açıyı ufaltarak hesap yapma olasılığı da dahil birden fazla hal ortaya çıkmaktadır. İki aks için aynı anda açıların azaltılıp arttırılmasının yanında, birinin azaltılıp diğerinin arttırılması gerekebilmektedir.

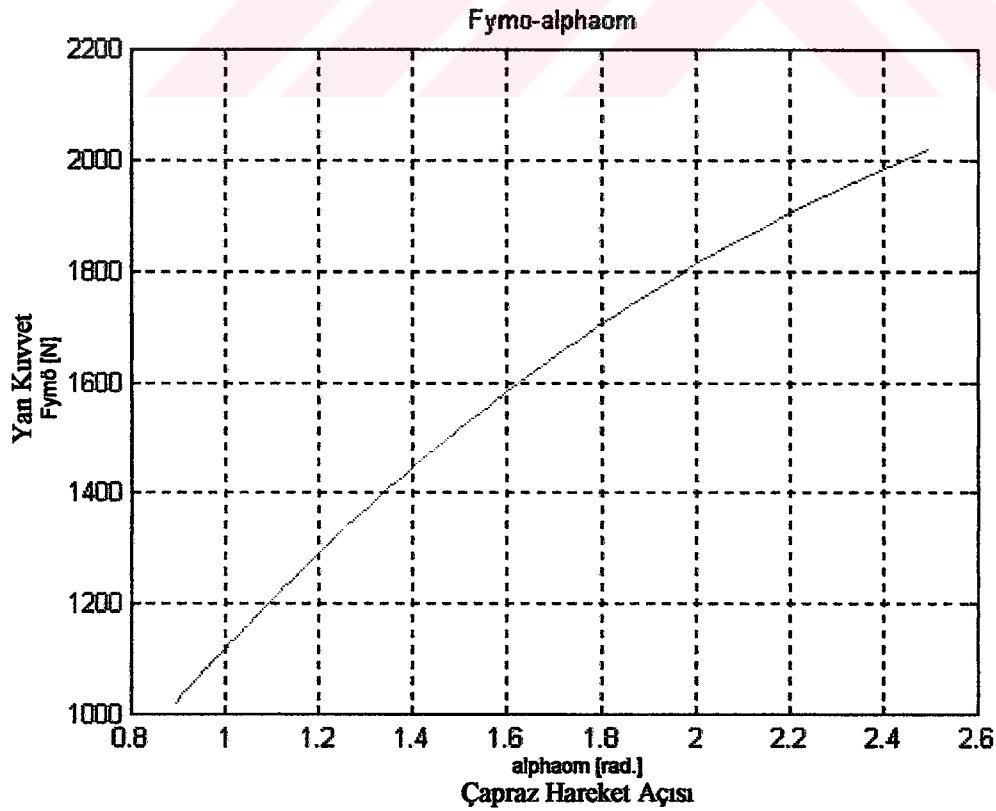
Son olarak ön tekerlek sapmasının elde edilmesiyle direksiyon sapması hesaplanmıştır. Direksiyon sapması için geri çevirme momentlerinin etkisi ele alınmıştır. Gene Magic formülleri ve parametreleri kullanarak, elde edilen tekerlek sapmalarına göre direksiyon simidi sapması bulunmuştur. Hesap için gerekli olabilecek çevrim oranı, direksiyon elastiklik katsayısı, kaster mesafeleri gibi değerler benzer özellikler taşıyan taşıtlardan alınmıştır. Diğer belirtilmeyen etkiler ihmal edilmiştir.

Programın kendisi tez metninin yanında sunulan Ek -1 ile verilmiştir . Ancak burada bazı sonuçların gözlenebilmesi için Şekil 5.2, Şekil 5.3, Şekil 5.4 sunulmuştur. Şekil 5.2 lineer hesapla tekerlek sapmasını verirken, Şekil 5.3 ön tekerleklerdeki F_{y0} ve α_0 arasındaki non – lineeriteyi göstermektedir. (Ek – 1 :Dosya adı 'Borgam25')

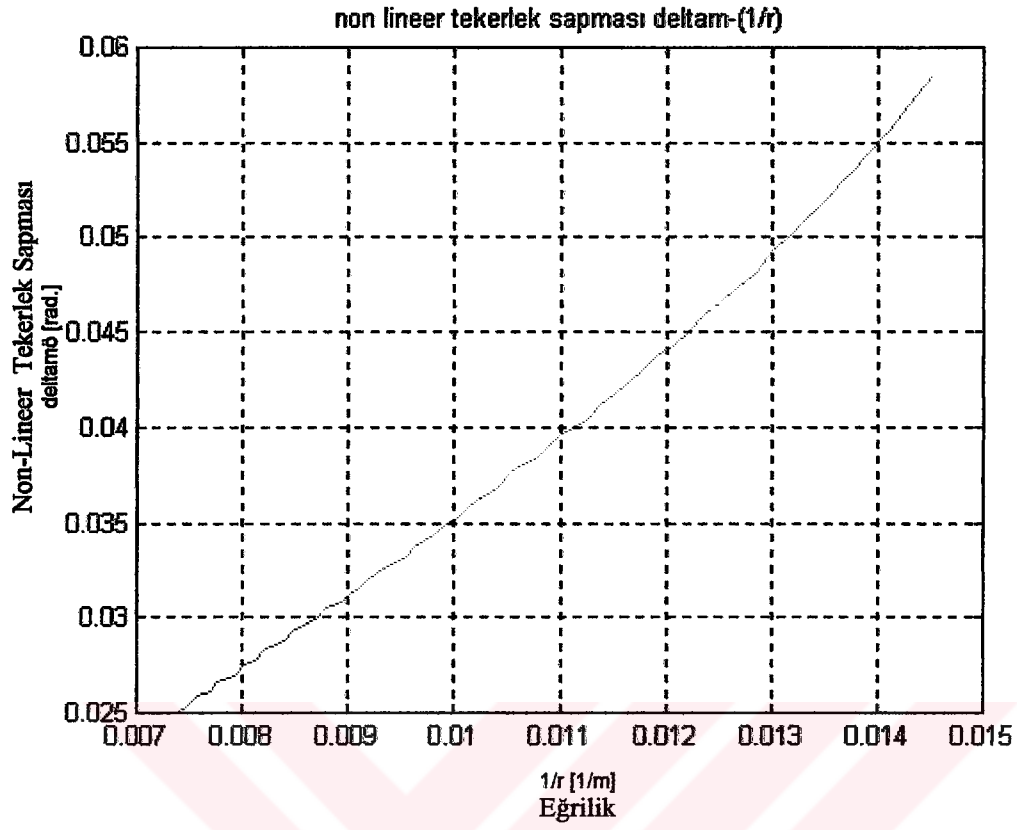
Şekil 5.4 aynı program sonucunda tekerlek sapması ve Şekil 5.5 direksiyon sapması değerlerini vermektedir. Bu grafiklerden de görülebileceği gibi yük transferinin etkisi, lineer tekerlek sapmasını ve gene lineer F_y - α değişimini non – lineer hale getirmektedir. Kullanılan Magic modeli de bu karşılaştırma için uygun bir yöntem olmuştur. Sonuçların irdelenmesinde kabul edilen şartların etkileri göz önünde bulundurulmalıdır.



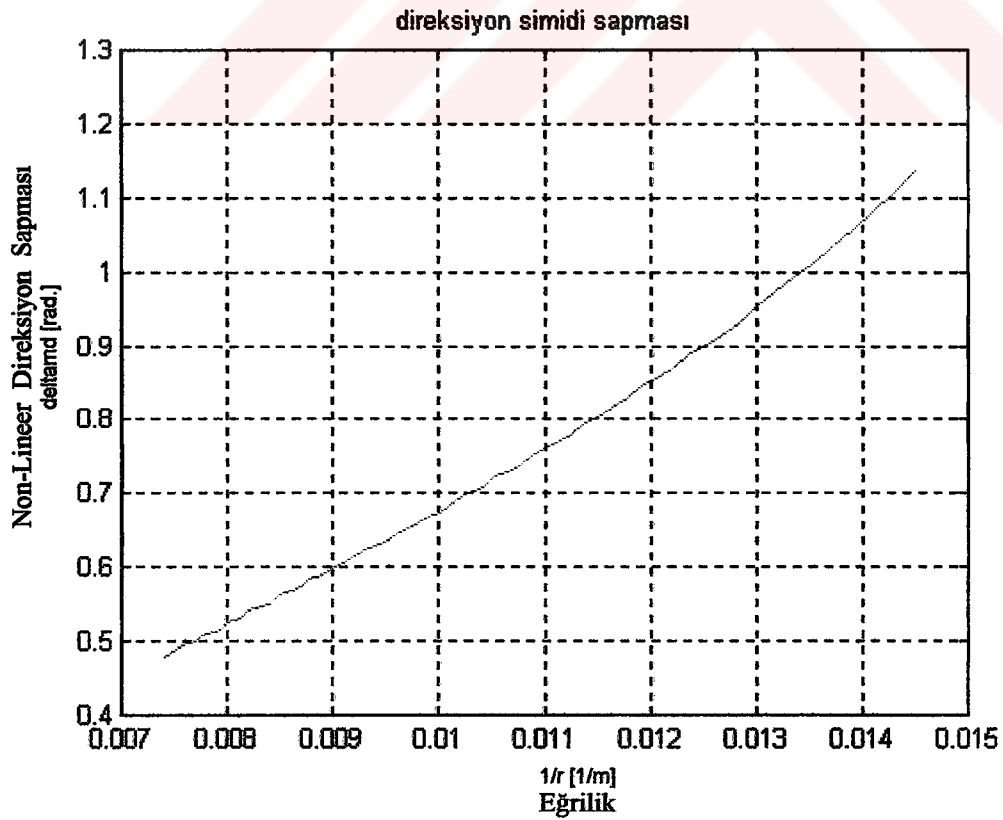
Şekil 5.2 Lineer tekerlek sapmasının 1/r ile değişimi



Şekil 5.3 $F_{y0} - \alpha_0$ non - lineeritenin gözlenmesi

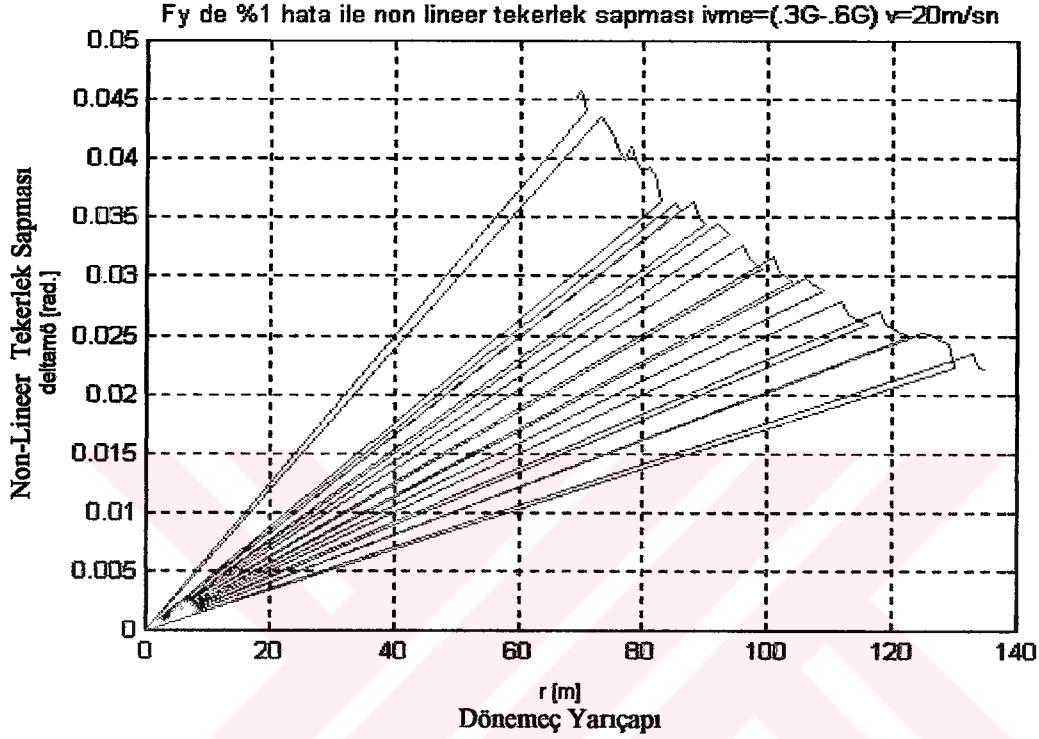


Şekil 5.4 Non – lineer tekerlek sapması



Şekil 5.5 Direksiyon simidi sapmasında non – lineerite

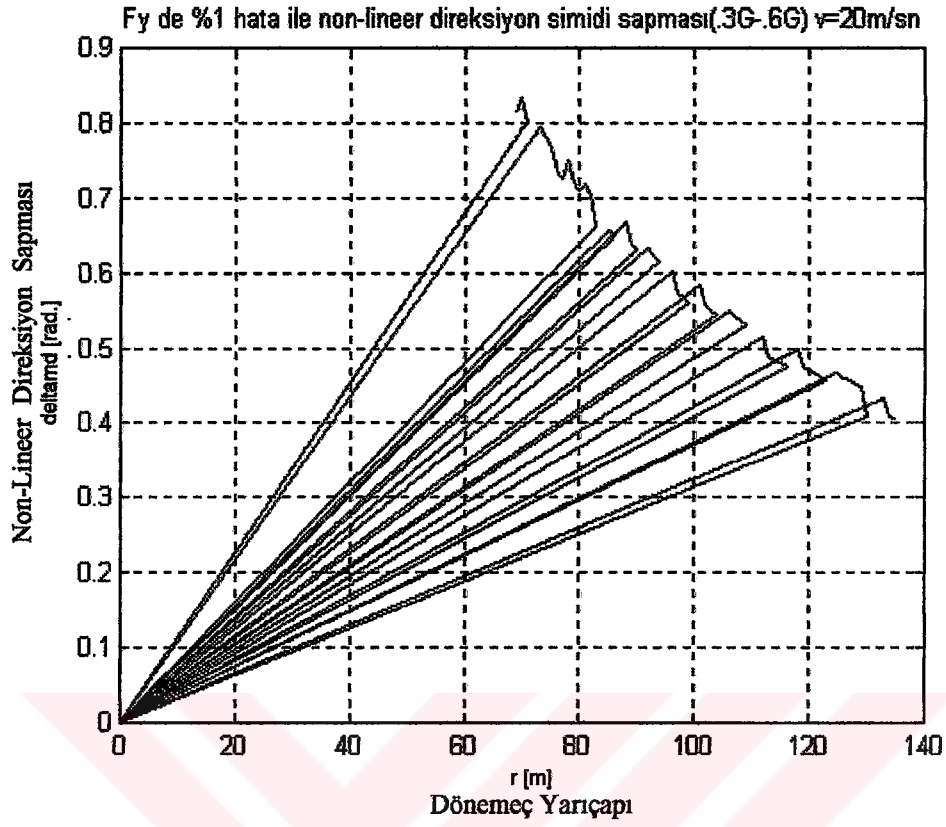
Çalışma sırasında, non – lineer değişimin daha iyi gözlenebilmesi için başka grafik sunum komutları da kullanılmıştır. Böylelikle non – lineer değişimin çok az olabileceği durumlarda dahi belirlenmesi olanağı bulunmaktadır. (Şekil 5.6, Şekil5.7)



Şekil 5.6 Non – lineer tekerlek sapması

Böylelikle çapraz hareket açısına verilen adımların etkisi daha iyi gözlenebilmektedir. Adımların daha hassas seçimi durumunda grafiklerdeki sekmelerin azalarak, daha doğrusal bir grafiğin elde edileceği görülmüştür.

%1 yaklaşımla yapılan hesapların diğer yaklaşım sonuçları ile karşılaştırılması 3 boyutlu grafiklerle de araştırılmıştır. Bu grafiklerde 3. boyut olarak, hesap edilen her noktanın 2 boyutlu gösterim tarzındaki orijine olan mesafe alınmıştır. Böylelikle çizilen çizgisel eğrilere bir kalınlık verilerek sekmelerin detaylı ve eğrisel dağılım üzerindeki değişimleri daha iyi saptanabilmektedir. Sonuç olarak, grafiklerde çizgisel hat üzerindeki sekmeler kuvvetlerin yaklaşım sınırının %1 veya daha ufak olması koşulunun varlığından kaynaklanmaktadır. Bu sorunun giderilmesi hesap noktalarının birbirine yakın çıkmasına bağlıdır.



Şekil 5.7 Non – lineer direksiyon simidi sapması

Yukarıdaki iki grafiğin tekerleklerin non – lineeritelerini incelemek için bir kullanımı olmamaktadır. Çalışmanın bu kısmı kullanılan hata payının ne kadar iyileştirilebileceğinin araştırılması için kullanılmıştır.

6. ÇEVRESEL KUVVETLERLE YÖRÜNGE KONTROLÜ

Bu araştırmanın son aşamasında çevresel kuvvetlerin yardımı ile yörünge tayini ele alınmıştır. Konunun pratikte uygulamaları uzun zamandan beri yapılmaktadır. Konstrüksiyon olarak değişik sistemlerin kullanıldığı şartlarda, taşıtların sağ ve sol tekerleklerine farklı miktarda tahrik veya fren momenti uygulanmaktadır. Böylelikle sistemin dengesini bozan şartlara karşı, ekstradan bir moment katılarak dengesizliğin telafisi denenmektedir. Pratikte LSD 'Limited Slip Differential', olarak bilinen sistemler bu amaçla kullanılırlar. Aslında LSD ler de birer TCS sistemi konumundadırlar. Hatta birçok durumda, diğer TCS sistemleri ile beraber kullanılmaktadırlar. Böylelikle çevresel kuvvetlerin hem sınırlanması hem de ihtiyaca göre uyarlanması sağlanmıştır. [4,5,8,9]

6.1. Sağ ve Sol Tekerleklerle Farklı Çevresel Kuvvetlerin Uygulanmasının Amaçları

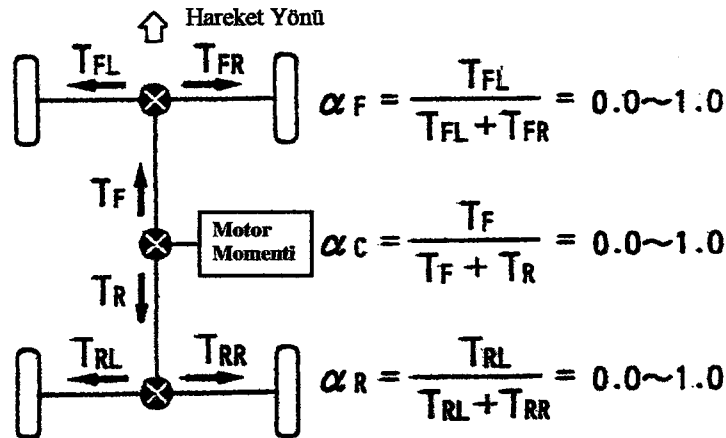
LSD sistemlerinin kullanımı çok yönlü yapılabilmektedir. Taşıtın hareketinin kolaylaştırılması, ihtiyaç olan tahrik kuvvetinin miktarının ayarlanması seyir performansının ve konforunun artırılması gibi genel amaçlarının yanında daha özel şartların sağlanması da düşünülebilmektedir.

Bu hedeflerden en önemlisi taşıtta β açısının değişiminin etkilerini azaltmaktır. Taşıtın yörüngesinin sürekli ve ani olarak değiştiği durumlarda, β açısının değişiminin takip edilmesi sürücüye zorluk vermektedir. Taşıtın kontrol dışı olması gibi bir kaniye kapılan sürücü, tekerlek sapmasının tayinini dolayısı ile direksiyon simidinin konumunu kontrol altına alamamaktadır. β değişiminin kontrol edilmesi sürücünün işini kolaylaştıracaktır. Bunun yapılabilmesi için taşıtın dönme oranının tespit edilmesi gerekir. Bu araştırmanın bir kolu da bu konu üzerine gerçekleştirilmiştir. Önceki bölümde ele alınan program çevresel kuvvetlerin beta açısı üzerindeki etkilerini göstermek için kullanılmış ve geliştirilmiştir.

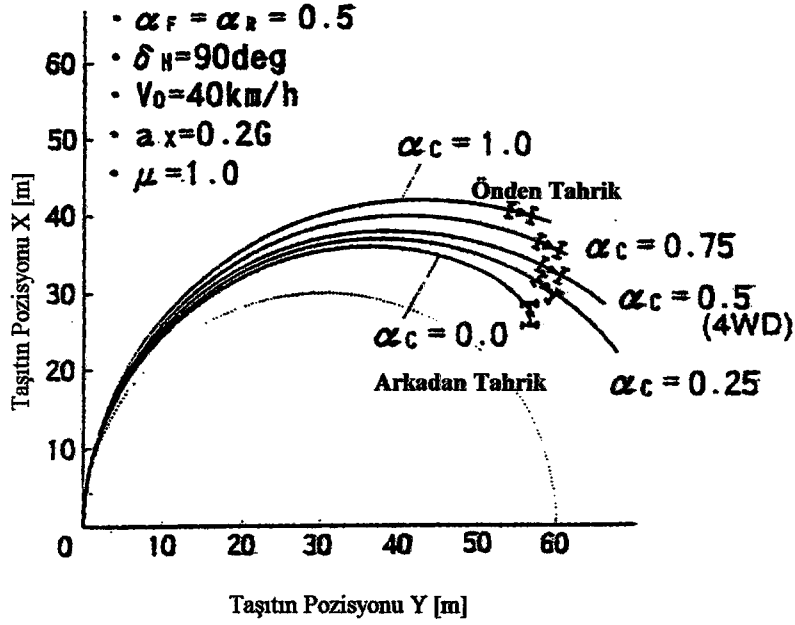
Sağ ve sol tekerleklerde çevresel kuvvetlerin kontrolünün, ön ve arka tekerleklerde kuvvet kontrolüne göre başka avantajları da bulunmaktadır. Dönme karakteristiğinin geliştirilmesi LSD kullanımı ile aşama kaydetmiştir. Bunun yanında özel olarak görülebilecek şartlarda da LSD kullanımı avantajlı olmuştur. Sağ ve sol tekerleklerin farklı zemin şartlarında bulunmasında, seyirin sürücüyeye vereceği kontrol edilememe LSD sayesinde azaltılmıştır.[8-11]

6.2 LSD li Taşıt ile Normal Taşıtın Karşılaştırılması

LSD ile normal diferansiyel sahip tek akstan tahrikli veya 4WD olan taşıtlar arasında taşıt dinamiği açısından farklılıklar olduğu gözlenmiştir. Bu farklılıkların en önemlisi taşıtın yan yöndeki ivmesinin ani olarak artmasında belirlenmiştir. Şekil 6.1 de taşıtın moment aktarma oranları kabaca gösterilmiştir. Tahrik durumunun öne veya arkaya kayması şekilde verilen dağılım oranlarının değişmesiyle ifade edilebilmektedir. Dolayısı ile bu dağılım oranı 0 – 1 arasında değişen bir değer olacaktır. Şekil 6.2 de ise normal şartlarda çalışan bir taşıtın hareketinin şematik olarak gösterilmesi verilmiştir. Öne ve arkaya dağılım 0 – 1 arasında değişken haldeyken sağ ve sol tekerleklerde % 50 dağılım varolduğu kabul edilmiştir. Böyle bir taşıtta lastik tekerlekler, düşük yan ivmelerde az döner bir karakter gösterirken, ivmenin artması ile yan yöndeki harekete ayak uyduramamaktadır. Hareketin ileriki safhalarında spin atma görülmekte, taşıt kontrolden çıkmaktadır.[7,8,9,10,12]



Şekil 6.1 Taşıtta moment dağılımı

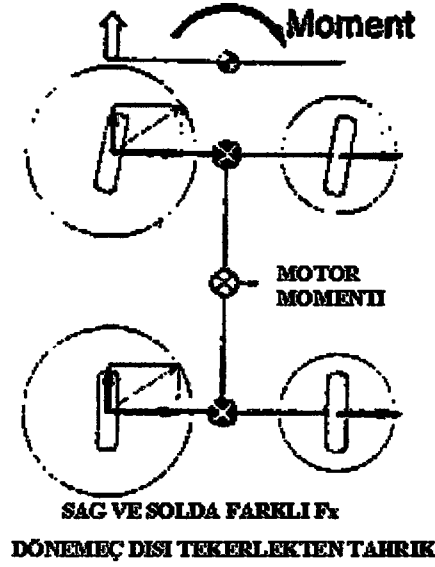


Şekil 6.2 Sağ ve sol tekerlekte % 50 moment dağılımı

Anlaşılabacağı gibi, tekerlek sapması, dolayısıyla direksiyon sapması ile taşıtın dönme miktarı arasında bir fark oluşmakta, taşıt önceleri az döner karakterde iken daha sonradan aşırı döner yapıya dönüşmektedir. Belli bir dönemeci dönmek için saptırılan tekerleklerin sapma miktarı önceleri az gelmekte fakat daha sonradan yüksek yan ivme ihtiyacı ortaya çıkınca, aynı sapma miktarı fazla olmaktadır. Doğal olarak sürücü, önce direksiyonu daha fazla çevirmek isteyecek fakat ivmenin ani olarak artmasıyla geri toplama fırsatı bulamadan spin attıracaktır. Bu dengenin kurulması sürücüye ait bir işlem olacağından gerçekleştirilmesinde problemler ortaya çıkmaktadır.

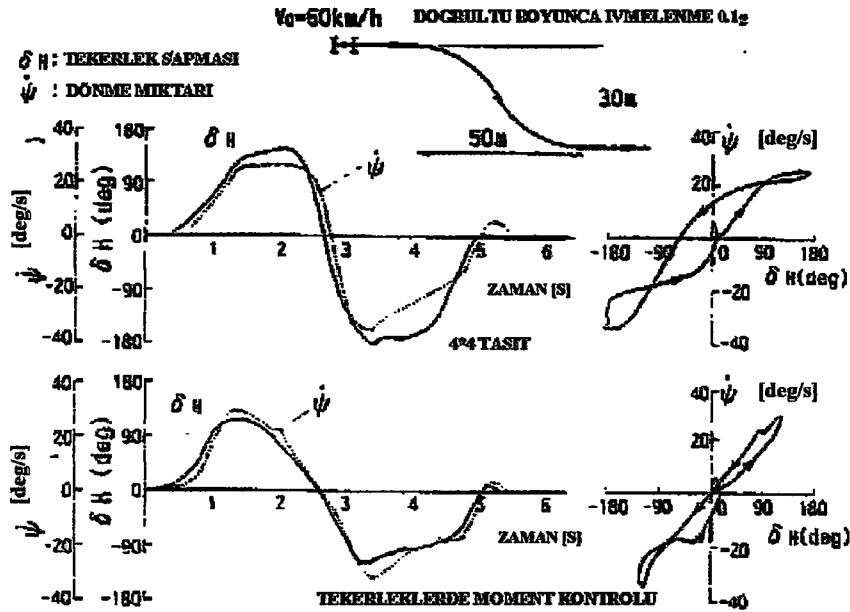
LSD li bir taşıt ile normal moment dağılımı olan bir taşıt için Şekil 6.3 yer almaktadır. LSD li bir taşıtta olması gereken denge konumundaki moment miktarları sürücüye bırakılmadan ayarlanmaktadır. Böylece, taşıt ihtiyaç olduğu zaman az döner karakter gerekirse de aşırı döner karakterde bulunabilmektedir.

LSD sistemlerinin kullanım amaçları farklı olabilmektedir. Dönemeç hareketin artırılmasının dışında tekerleklerin birinin daha az tutunabildiği konumların düşünülmesi gibi hususlar da amaç edinilebilmektedir.



Şekil 6.3 Sağ ve sol tekerleklerin kontrol altına alınmasındaki durum

Sistemin sürücüye katkısı da büyük olmaktadır. Tekerleklerin saptırılma miktarının taşıtın dönme miktarı ile paralel bir dağılımda olması sürücüye de bir rahatlık kazandırmaktadır, Şekil 6.4. Daha az direksiyon sapması ile daha keskin dönüş yapabilme imkanı doğmaktadır. Özellikle keskin ve marjinal dönemeçlerde, taşıtın spin atmasına olanak tanımadan dönemeci alma imkanının sağlanması açısından, çok avantajlı bir sistem oluşturulmaktadır.



Şekil 6.4 Tekerlek sapması ile dönme miktarının takibi

7. NON – LİNEER HESAPLA TEKERLEKLERDE ÇEVRESEL KUVVETLERİN ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Araştırmanın esas amacı çevresel kuvvetlerle elde edilebilecek kazançların saptanması olmaktadır. Bu yönde araştırılan ilk konu, sağ veya sol tekerleklerden birinde farklı miktarda çevresel kuvvet uygulanmasıyla β açısının ne kadar değiştirilebileceğinin araştırılması, beta açısının değişiminden kaynaklanabilecek problemlerin ne kadarının giderilebileceğinin saptanması olmuştur.

Non – lineer çalışma koşullarında çevresel kuvvetler de yan kuvvetler gibi Magic modeline uygun olarak ele alınmıştır. Parametreler değiştirilerek, çapraz hareket açısı yerine çevresel yöndeki kayma kullanılmıştır.

Bir evvelki bölümde hazırlanan programın geliştirilmesi ile, daha evvel hesaplanan çapraz hareket açıları ve tekerlek sapmaları için gerçek çapraz hareket katsayıları bulunmuştur. Bu katsayılar Magic formülünün türevinin alınıp, her nokta için değerlerinin yerine konmasıyla elde edilmiştir, 'Ek -1'.

Çapraz hareket kat sayılarının bilinmesi çapraz hareket açılarının hesaplanabilmesine olanak sağlamıştır. Sonuçta maksimum çevre kuvvetlerinin maksimumunu elde edilebilecek kayma değeri olan, % 30 kaymada gerçekleşen çapraz hareket açıları bulunmuştur. Buradan da yüzme açılarının hesabına geçiş mümkün olmuştur. Şekil 7.1 de elde edilen beta açısındaki değişimin gösterilmesi ve lineer halde hesaplanan beta açısı ile karşılaştırılması verilmiştir.

Bu işlemlerin ampirik ifadeleri çıkartmak için aşağıdaki işlemler gerçekleştirilir.

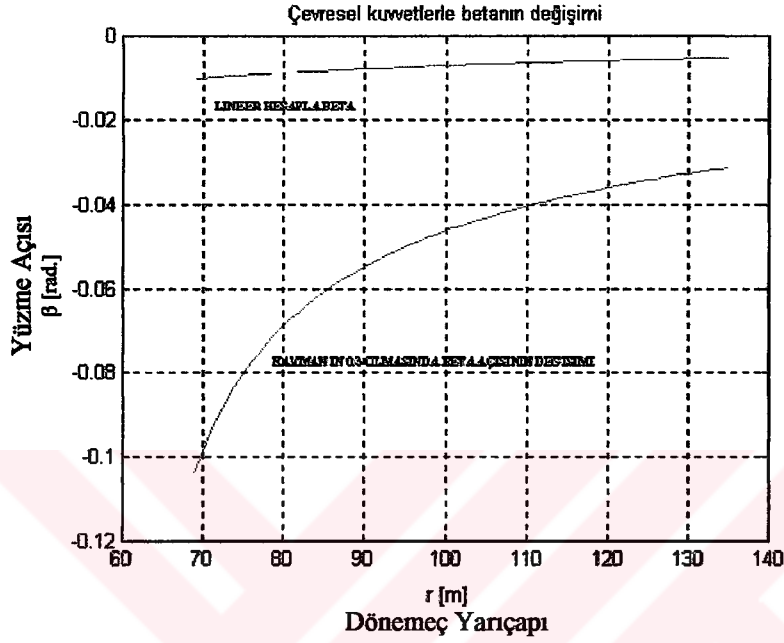
$$F_{y\delta} + F_{ya} = mv (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \quad (7.1)$$

$$l_{\delta} F_{y\delta} - F_{ya} l_a + M_{st} = \theta_z \ddot{\psi} \quad (7.2)$$

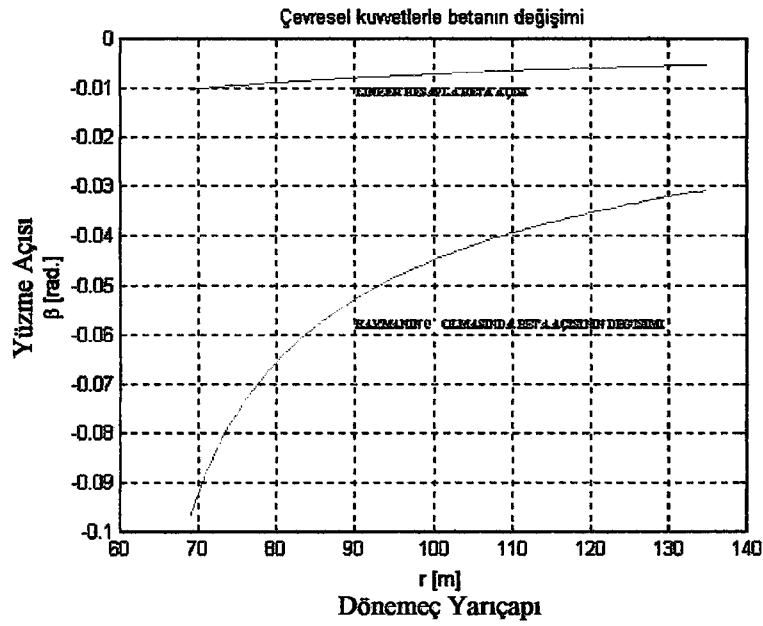
$$F_{ya} = (l_{\delta} / l) mv (\dot{\psi} + \dot{\beta}) - \theta_z \ddot{\psi} / 1 + M_{st} / l \quad (7.3)$$

$$F_{y0} = (I_a / I) m v (\dot{\psi} + \dot{\beta}) + \theta_z \ddot{\psi} / I - M_{st} / I \quad (7.4)$$

$$M_{st} = F_x t / 2 \quad (7.5)$$



Şekil 7.1 Maksimum çevresel kuvvetlerle beta açısının değişimi



Şekil 7.2 Çevresel kayma olmadığı zaman beta değişimi

Çevresel kuvvetlerin beta açısı üzerindeki etkileri incelendiğinde, uygulanacak çevresel kuvvetle beta açısının miktarının azaltılmasının mümkün olduğu sonucu çıkmaktadır, Şekil 7.2.

Bu çalışmanın bundan sonraki kısmında beta açısının ne kadar değiştirilebileceği incelenmiştir. Ancak yüzme açısının 0 olabilmesi için gerekli çevresel kuvvetlerin hesabı, pratikte uygulanamayacak büyüklükte çevresel kuvvet ihtiyacını ortaya çıkarmıştır. Bu durum çalışmanın ileriki bölümlerinde tartışılmıştır.

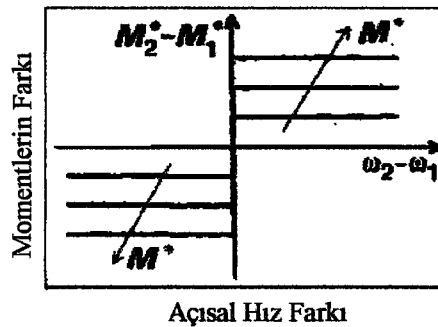


8. LSD-TEKERLEK ÇEVRESEL KUVVETLERİNİN KONTROLÜNÜN TAŞITLAR ÜZERİNDE UYGULAMALARI

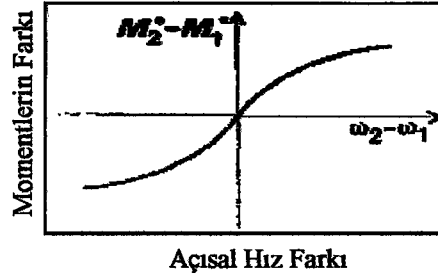
Limited Slip Differential 'LSD' uygulaması ile taşıtın ihtiyaca bağlı olarak aşırı döner veya az döner karakterde olması sağlanmıştır. Bunun için iki yöntem uygulanmaktadır.

Birinci yöntemde tekerleklerin açısal hızlarının kontrolü, ikinci yöntemde tekerleklere gönderilen moment miktarlarının kontrolü hedeflenmektedir. Moment kontrolü daha avantajlı bir sistem oluşturmaktadır.

Tekerleklere yerleştirilen sensörler yardımı ile hangi tekerleğin hangi miktarda moment ihtiyacı olduğu saptanabilmektedir. Bundan sonra moment dağıtımını sağlayacak bir transmisyon sistemine ihtiyaç olmaktadır. Moment miktarının ayarlayan transmisyon sistemlerinde, tekerleklere gönderilen momentlerin kademelendirilmesi mümkün olabilmektedir. Hızların eşitlenmesinde ise, transmisyon sisteminin çalışması ve dengeyi bulması için zaman geçecektir. Dolayısıyla kademelendirme için yeterli vakit tanınmamaktadır. Bu iki sistemin farkı grafiksel olarak Şekil 8.1 ve Şekil 8.2 de verilmektedir.[6-11]



Şekil 8.1 Moment tabanlı sistem

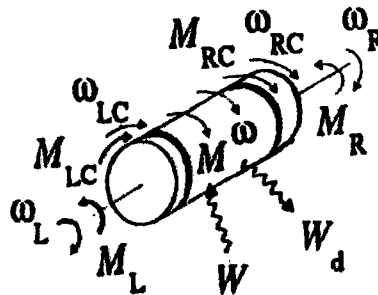
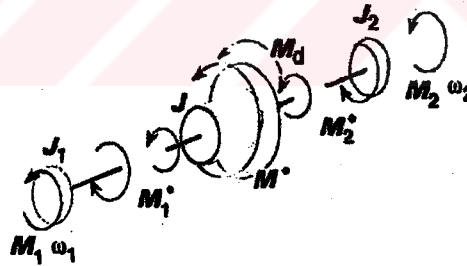


Şekil 8.2 Hıza dayalı sistem

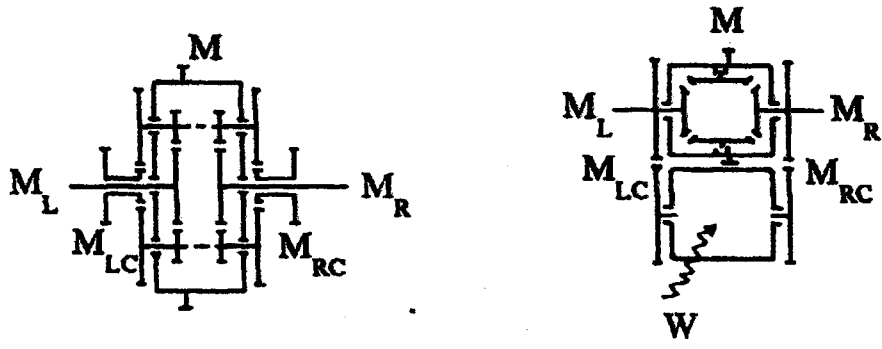
Sistemin esas yapısı motordan gelen momentin, sağ ve sol tekerleklere dağıtım yapacak transmisyonun ve dağıtım oranlarının belirlenmesiyle oluşur. Böyle bir sistemin şematik olarak gösterimi Şekil 8.3 de verilmiştir. Mekanik olarak kontrollü transmisyonun gösterilmesi Şekil 8.4 de yer almaktadır.

$$M_2^* - M_1^* = A_1 M^* \text{sign}(\omega_2 - \omega_1) \quad (8.1)$$

$$M_2^* - M_1^* = A_1 (\omega_2 - \omega_1)^n \text{sign}(\omega_2 - \omega_1) \quad (8.2)$$

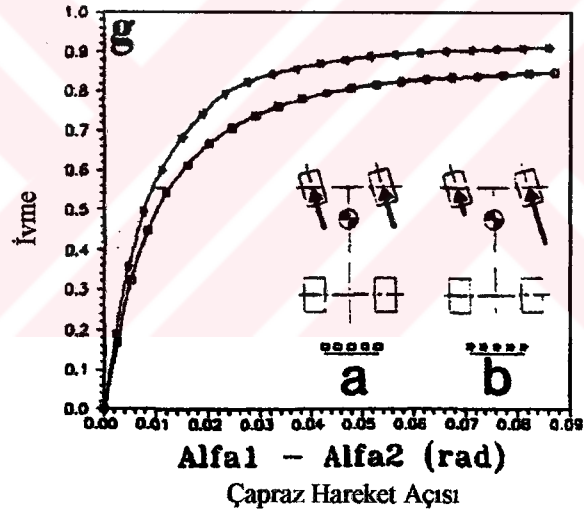


Şekil 8.3a LSD sisteminin şematik gösterilmesi



Şekil 8.3b LSD mekanik konstrüksiyonu Şekil 8.3c LSD mekanik konstrüksiyonu

Gene LSD sisteminde oluşan çapraz hareket açısı farklılığının normal bir taşıtla karşılaştırılması Şekil 8.4 de verilmiştir.



Şekil 8.4 Çapraz hareket açısının değişimi

9. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Taşıtların yörünge kontrolü sürücüler için yararlı olan bir sistem olmaktadır. Dolayısıyla bu yönde yapılacak atılımların, teknolojik gelişmelerin taşıt tekniği açısından önemli yeri bulunmaktadır. Her geçen gün uygulanan yeni bir sistemle sürücüye düşen ve karar verme mekanizmasını zorlayan şartların minimuma indirilmesine çalışılmaktadır. Bu çalışmada da böyle bir sistem niteliği taşıyan LSD sistemlerinin değişik bir yönü üzerinde durulmaya çalışılmıştır. Taşıtların sağ ve sol tekerleklerinde farklı çevresel kuvvetlerin uygulanması, taşıt seyir esnasında performansını arttırdığı gibi seyir güvenliği açısından da destek olmuştur.

Taşıt dinamiğinin daha iyi anlaşılabilmesi taşıta gelen kuvvetlerin, bu kuvvetlerin taşıt ve tekerlek üzerindeki etkilerinin, tekerlekle zemin arasındaki etkileşimlerin belirlenmesiyle mümkün olabilmektedir. Tekerleklerde çapraz hareket, hızın sapma miktarını belirleyen β açısı, akslarda yük transferi gibi kavramlar özellikle bu çalışmada ön plana çıkmıştır. Tez çalışmasının hedefi, sağ ve sol tekerleklerde farklı çevresel kuvvet uygulanmasıyla yukarıda bahsedilen β açısının değişiminin gözlenmesi olmuştur.

Sağ ve sol tekerleklere farklı çevresel kuvvetlerin uygulanması tekerleklerdeki β açısının kontrol edilebilme olasılığını arttırmıştır. Böylelikle taşıtın dönmesine imkan sağlayacak bir durumun hızın da yörüngesini değiştirmesine neden olması; böyle bir değişimin sürücüye verebileceği rahatsızlığı ve hatta taşıtın kontrolünü yitirme gibi istenmeyen hallerin oluşumunu kontrol altında tutulabilir faktörler yapmaktadır. Özellikle bu çalışmada beta açısının, tekerleklerden birine farklı çevresel kuvvet uygulanmasıyla belirli bir değerde tutulabileceği görülmüştür.

Bu noktada tartışılması gereken bir konu bulunmaktadır. Her konuda olduğu gibi bu araştırma da göstermiştir ki, istenilen fonksiyonun gerçekleşmesinin bazı sınırlamaları vardır. β açısının değişiminin kontrol altına alınabilmesi mümkün olabildiği gibi, 0 yapılması günümüz şartlarında zor olmaktadır. Beta açısının sıfır

yapılması için gereken ek çevresel kuvvet hesaplandığında, bunun sağlanmasının zor olduğu görülmektedir. Dolayısıyla beta açısını kontrol altında tutarak, iyileştirme yapmak mümkün olabilirken tamamen ortadan kaldırmanın zor olduğu unutulmaması gereken bir husustur.

Araştırmanın bir başka sonucu ise uzun zamandır çözülmesi gereken bir problem olan tekerleklerdeki non – lineer değişimin saptanması, günümüzde artık ortadan kalkma durumuna gelmiş olmasıdır. Deneysel şartların zamanla iyileştirilmesi ve oluşturulan modellerin sağlıklı bir şekilde değiştirilebilmesiyle Magic tekerlek modeli gibi son derece gerçeği yansıtabilen modellere zemin hazırlanmıştır. Gelecekte, sadece tekerlek karakterine göre hesap yapma, şartları kullanılan tekerleğin karakteristiğine göre belirleme gibi durumların oluşacağı şimdiden atılan temellerle planlanmaktadır. Böylelikle daha evvel çok karmaşık ve kesin bir sonucun elde edilmesi uzun zaman alan teorik hesaplar gayet basit ve kısa zamanda yapılabilir hale sokulabilmiştir.

Bu sonuçların yanı sıra, gelişen teknoloji ile bilgisayar ortamında çalışmanın kolaylaştırılması bu tip araştırmaların sonuçlandırılmasına yardımcı olan bir faktör olduğunun belirtilmesi gerekmektedir. Matlab bilgisayar programı gibi mühendisliği kolaylaştırıcı programların varlığı, araştırmaların sonuçlarının doğruluğunu arttırmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] **Erzi, I.**, 2000. Cadde ve Ray Taşıtlarının Dinamiği Ders Notları İ.T.Ü. Makine Fakültesi Otomotiv Ana Bilim Dalı, İstanbul.
- [2] **Giancarlo, G.**, 1997. Motor Vehicle Dynamics, Torino.
- [3] **Brach, R., Brach, M.**, 2000. Modeling Combined Braking And Steering Tire Forces, *SAE Paper*.
- [4] **Doniselli, C., Mastinu, G., Call, R.**, 1996 Traction Control For Front – Wheel Drive Vehicles, *Int. Jou. of Vehicle Design*, Vol. 14, s.80-110.
- [5] **Mastinu G., Battistini, E.**, 1993 The Influence of Limited Slip Differentials on the Stability of Rear Wheel Drive Automobiles Running on Even Road With Dry Surface, *Int. Jou. of Vehicle Design*, vol. 14, s.172-212.
- [6] **Oosten, J.J.M., Bakker E.**, 1993 Determination of Magic Tyre Model Parameters, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 21, s.25-40.
- [7] **Pacejka, H., Bakker, E.**, 1993 The Magic Formula Tyre Model, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 21, s.1-25.
- [8] **Shibata, Y., Shimada, K., Tomari, T.**, 1993 Improvement of Vehicle Maneuverability by Direct Yaw Moment Control, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 22, s. 465- 481.
- [9] **Uki, H., Yuasa, H., Motoyama, S.**, 1993 Effect of Traction Force Distribution Control on Vehicle Dynamics, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 22, s. 455-464.
- [10] **Ulsoy, G., Pilutti, T., Harovat D.**, 1998 Vehicle Steering Intervention Through Differential Braking, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol. 120, s. 314-321.

- [11] **Ulsoy, G., Sivashankar, N.,** 1998 Yaw Rate Estimation for Vehicle Control Applications, *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 120, s 267-274.
- [12] **Pacejka, H.,** 1973 Simplified Analysis of Steady State Turning Behaviour of Motor Vehicles, *Vehicle System Dynamics*, s. 161-204.



ÖZGEÇMİŞ

Borga Göktaş, 1974 yılında Ankara'da doğdu.

1974-1976 yılına kadar Ankara'da bulundu. 1976 yılından itibaren ailesiyle beraber 2 yıl boyunca Elazığ'da bulundu. Tekrar Ankara 'ya dönerek 1980-1982 yılları arasında Gönen College, 1982-1983 yılları arasında Bahçelievler ilköğretim okulu, 1983-1985 yılları arasında Or-An ilköğretim okuluna devam etti. Orta ve lise eğitimini Gazi Anadolu Lisesi'nde bitirdi. 1992 yılında İ.T.Ü. Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne girdi. İstanbul'a yerleşerek 1997 yılında aynı üniversitenin otomotiv bölümünden mezun oldu. 1997 yılı itibariyle İ.T.Ü. Makine Fakültesi, Makine Bölümü, Otomotiv Ana Bilim Dalı'nda yüksek lisans programına başladı.

1998-1999 yılları arasında İngiltere'de bulundu. İyi derecede İngilizce bilmektedir. 1996 yılından beri serbest olarak, kendine ait olan BORTAŞ Mühendislik Müşavirlik Teknik Hizmet LTD. ŞTİ'nin İstanbul ve Bandırma şubelerinde genel müdür olarak görev almaktadır.