

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SÜREKSİZ DENEYSEL VERİLERDEN TAŞIT LASTİK MODEL
PARAMETRELERİNİN ELDE EDİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Nazlı Firuze ÖNDER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

MAYIS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SÜREKSİZ DENEYSEL VERİLERDEN TAŞIT LASTİK MODEL
PARAMETRELERİNİN ELDE EDİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Nazlı Firuze ÖNDER
(503121726)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Özgen AKALIN

MAYIS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121726 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Nazlı Firuze ÖNDER** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ **SÜREKSİZ DENEYSEL VERİLERDEN TAŞIT LASTİK MODEL PARAMETRELERİNİN ELDE EDİLMESİ** ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Özgen AKALIN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. İsmail Ahmet GÜNEY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Özgen AKALIN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Muammer ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2015**
Savunma Tarihi : **29 Mayıs 2015**

Aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam boyunca değerli bilgileri, deneyimleri ve anlayışıyla bana yol gösteren tez danışmanım Doç. Dr. Özgen AKALIN'a minnet ve teşekkürlerimi sunarım. Çalışmalarım sırasında bilgilerinden yararlandığım Dr. O. Taha Şen'e ve Araştırma Görevlisi olarak çalışmakta olduğum İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Otomotiv Bölümü'ndeki tüm değerli hocalarım ve araştırma görevlisi arkadaşlarıma teşekkür ederim. Son olarak hayatım boyunca beni her koşulda destekledikleri ve yanımda oldukları için aileme teşekkür ederim.

Mayıs 2015

Nazlı Firuze Önder
(Makine Mühendisi,
Araştırma Görevlisi, İTÜ)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR VE SEMBOLLER.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	2
2. TEMEL KAVRAMLAR	13
2.1 Kuvvetler ve Momentler	13
2.1.1 Lastik kuvvetleri ve diyagonal hareket	13
2.1.2 Geri çevirme momenti ve pnömatik kaster	17
2.2 Taşıt Lastik Karakteristiklerini Etkileyen Parametreler	18
2.3 Dinamik Diyagonal Hareket.....	23
2.3.1 Değişken diyagonal hareket açısı	23
2.3.2 Değişken tekerlek yükü etkisi	24
2.3.3 Hızın etkisi	24
2.4 Lastik Modelleri	24
2.4.1 521 lastik modeli	27
2.4.2 Fiala lastik modeli	28
2.4.3 FTire lastik modeli	30
2.4.4 UA-Gim lastik modeli.....	30
2.4.5 Pacejka ‘Magic Formula’ lastik modeli	31
3. OPTİMİZASYON VE UYGULAMA	35
3.1 Matlab Fmincon Komutu	36
3.2 Hessian Matris Sistemi.....	37
3.3 Verilerin Elde Edilmesi	40
3.4 Optimizasyon	42
3.4.1 Yan kuvvet karakteristiği optimizasyonu	42
3.4.2 Geri çevirme momenti karakteristiği optimizasyonu	47
4. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	53
KAYNAKLAR	55
EKLER.....	59
ÖZGEÇMİŞ.....	69

KISALTMALAR VE SEMBOLLER

α	: Diyagonal Hareket Açısı
a_y	: Taşıtın Yanal İvmelenmesi
ADAMS	: Automated Dynamic Analyses of Mechanical Systems
EKF	: Extended Kalman Filter
F_{mer}	: Merkezkaç Kuvvet
F_x	: Boylamsal Kuvvet
F_y	: Yanal Kuvvet
F_z	: Dikey Kuvvet
KF	: Kalman Filter
L	: Gevşeme Mesafesi
m	: Kütle
MF	: Magic Formula
M_x	: Devirme Momenti
M_z	: Geri Çevirme Momenti
M_y	: Yuvarlanma Direnci Momenti
R	: Dönemeç Eğrilik Yarıçapı
V_x	: Hız
V_y	: Hız
V	: Seyir Hızı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Şekil faktörünün genel değerleri.	33
Çizelge 3.1 : Yan kuvvet için MF alt katsayıları ilk değerleri.....	42
Çizelge 3.2 : $F_z = 4$ kN, yan kuvvet için elde edilen MF alt katsayıları	42
Çizelge 3.3 : $F_z = 2$ kN, yan kuvvet için elde edilen MF alt katsayıları	46
Çizelge 3.4 : $F_z = 4$ kN, $f=0.15$ Hz için elde edilen MF alt katsayıları.....	46
Çizelge 3.5 : $F_z = 4$ kN, geri çevirme momenti için MF alt katsayıları ilk değerleri	49
Çizelge 3.6 : $F_z = 4$ kN, geri çevirme momenti optimizasyon katsayılarıI	51

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : SAE eksen sistemine göre kuvvet ve momentler.	13
Şekil 2.2 : Diyagonal hareket ve kamber açılarına bağlı moment oluşumu	14
Şekil 2.3 : Lastik temas noktasındaki hızlar ve diyagonal hareket açısı.	15
Şekil 2.4 : Farklı yüklere ve konikliğe göre diyagonal hareket açısı – yan kuvvet... ..	16
Şekil 2.5 : Pnömatik kaster ve geri çevirme momenti oluşumu.	17
Şekil 2.6 : Gough gösterimi ile geri çevirme momenti.....	18
Şekil 2.7 : Tutunma katsayısı - Lastik kayması	19
Şekil 2.8 : Kamber açısının momente etkisi.	20
Şekil 2.9 : Taşıt aşırı döner, az döner ve nötr karakterleri.....	21
Şekil 2.10 : Lastik modellerinde kullanılan yaklaşımlara göre alınan sonuçlar	25
Şekil 2.11 : Süpürge (brush) modeli ve gergin-yay(stretched-string) modeli	26
Şekil 2.12 : Gergin-yay(stretched string) modeli ve kiriş(beam)modeli	27
Şekil 2.13: Magic Formula'nın özgün sinüs fonksiyonuyla üretilmiş eğri	34
Şekil 2.14 : Şekil faktörleri E ve C'nin değişimlerinin eğriye etkileri	34
Şekil 3.1 : Hessian Matrisi.....	37
Şekil 3.2 : Tekerlek test cihazı.....	40
Şekil 3.3 : Yan kuvvet – diyagonal hareket açısı (deneysel)	41
Şekil 3.4 : $F_z=4$ kN için yan kuvvet – diyagonal hareket açısı grafiği.....	42
Şekil 3.5 : Merkezlenmiş yan kuvvet – diyagonal hareket açısı grafiği.....	43
Şekil 3.6 : $F_z=4$ kN için yan kuvvet – diyagonal hareket açısı (optimizasyon)	45
Şekil 3.7 : $F_z=2$ kN için yan kuvvet – diyagonal hareket açısı grafiği.....	46
Şekil 3.8 : $F_z=4$ kN, $f=0.15$ Hz için yan kuvvet – diyagonal hareket açısı grafiği ...	47
Şekil 3.9 : $F_z=4$ kN için geri çevirme momenti momenti – diyagonal hareket açısı grafiği	48
Şekil 3.10 : Merkezlenmiş geri çevirme momenti – diyagonal hareket açısı grafiği	49
Şekil 3.11 : $F_z=4$ kN için geri çevirme momenti – diyagonal hareket açısı grafiği..	50
Şekil 3.12 : Geri çevirme momenti – diyagonal hareket açısı (düzgün durum)	51
Şekil 3.13 : Geri çevirme momenti – diyagonal hareket açısı (süreksiz durum).....	52

SÜREKSİZ DENEYSEL VERİLERDEN TAŞIT LASTİK MODEL PARAMETRELERİNİN ELDE EDİLMESİ

ÖZET

Lastik, taşıt yükünü desteklemesi, taşıtı süren, frenleyen ve rehberlik eden kuvvetleri aktarması, yol düzensizliklerinin etkilerini taşıt süspansiyonuna aktarmadan ikincil bir süspansiyon gibi sönümlemesi gibi birçok fonksiyona sahip olduğu için taşıtın en önemli bileşenlerinden biridir. Sentetik polimer katları, yüksek katsayılı kordonların esnek filamentleri, cam fiber ve benzeri materyalleri içeren lastik oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir. Yol yüzeyine temas eden tek komponent lastik olduğu için, neredeyse tüm kuvvet ve momentler lastik üzerinden aktarılır ve taşıt dinamiğini anlayabilmemiz için lastik temas bölgesindeki bu kuvvet ve momentleri bilmemiz gerekir.

Taşıtın davranışını belirleyen esas unsur lastikte oluşan kuvvetlerdir. Taşıt tekerleğinin doğrultusu ile hareket yönü arasında oluşan açıya ‘diyagonal hareket açısı’ denir ve bu açının varlığından, diğer bir deyişle sıfırdan farklı bir yanal hızın varlığından ötürü bir ‘yan kuvvet’ doğar. ‘Geri çevirme momenti’ ise tekerleği düşey eksen etrafında çevirmeye çalışan, lastik deformasyonları sonucu tepki kuvvetinin bir sapmayla etkimesinden dolayı oluşan bir momenttir.

Lastiğin hızlı manevralarında, lastik davranışının düzgün durumda olduğu farzedilemez. Eğer diyagonal hareket açısı ani olarak değişirse, lastik karkasının uyumuna göre karkas tekerlek düzleminden uzaklaşırken, lastikle zemin arasındaki etkin diyagonal hareket açısı sıfırdan girdi değerine, sıfırdan farklı bir t süresi içinde değişmektedir. Bu etkin diyagonal açısı bir kayma gerilimine tekabül etmekte, yani lastiğin kayma kuvveti toparlanmak için zamana ihtiyaç duymaktadır. Bu gecikme etkisine ‘süreksiz lastik davranışı’ denir (Essentials of Vehicle Dynamics, 2014, Bölüm 3).

Lastiğin taşıt üzerindeki etkilerini kaba olarak tasvir etmek için birkaç genel unsura göz atılmalıdır. Taşıt gücü, terminolojideki ismiyle tahrik açısından bakılırsa, motorun gücünden maksimum yararlanmak istenildiğinde tutunması kuvvetli lastikler seçilmelidir, aksi halde gücün bir kısmı kaymada kaybedilecek ve lastikler hızlıca aşınacaktır. Lastikler güvenlik açısından taşıt üreticilerinin isteklerine göre, iyi kararlaştırılmış ağırlığı taşıyacak, belirli bir maksimum hıza dayanabilecek ve minimum frenleme mesafesi sunacak şekilde tasarlanmaktadır.

Konfor ise daha çok lastiğin rijitliğine ve lastik yanağının yüksekliğine bağlıdır bu yüzden üreticiler genellikle ideal ölçüler talep etmektedir. Örneğin genel yarıçap aynı kalacak şekilde büyük fakat kabak lastikler tercih edilebilir; fakat bu seçim tahrik ve manevra açısından avantaj kazandırırken konfor konusunda dezavantaj yaratmaktadır.

Endüstrideki yüksek kalitede, tam zamanında ve minimum maliyetle ürün üretme isteğinden dolayı gerçek durumların modellemeleri ve simülasyonları son yıllarda

popülerite kazanmıştır. Otomotiv endüstrisinde de taşıt davranışını anlayabilmek için detaylı taşıt modelleri çoklu gövde simülasyonları ile geniş çapta kullanılmaktadır.

Otomotivde elektronik teknolojiler güvenlik ve konfor açısından gün geçtikçe gelişmektedir. ABS, ESC gibi birçok sürücü yardımcısı kontrol sistemleri bulunmakta ve sayıları günden güne artmaktadır. Taşıt kontrol algoritmaları taşıtların yol tutuş ve sürüşlerini ilerletmede büyük adımlar atılmasını sağlamıştır.

Günümüzde hayat kurtarıcı bir teknoloji olan bu algoritmalar mevcut taşıt durum bilgileri ile kısıtlıdır. Boylamsal hız, ivmeler, yalpa oranı gibi pahalı olmayan ve uygulaması kolay ölçümlerle bu sistemler devam ederken taşıt güvenliğinde esas nokta olan lastik kuvvetlerin ölçümü, teknik ve ekonomik sebeplerle daha zordur. Oysa taşıtın yol tutuş, frenleme ve ivmelenme özelliklerinin üzerinde etkili başlıca elemanlardan olan ve kuvvet ve hareket iletiminde taşıtın yolla tek bağlantısı olan lastikler güvenlik açısından büyük öneme sahiptir ve zemin ile arasındaki bağın mümkün olduğunca doğru modellenmesi gerekmektedir.

Tekerlek dinamik özelliklerinin araştırılması 1920'li yıllara dayanmaktadır. İlk olarak yalpa problemlerine çözüm arayışında lastikteki kuvvet ve momentlerin etkileri araştırılmaya başlanmıştır. Diyagonal hareket ve yan kuvvet ilişkisiyle ilgili çalışmalar yapılmış, yan kuvvet ve geri çevirme momentinin diyagonal hareket açısına bağımlılığı incelenmiştir. Tekerlek üzerine yapılan araştırmalar, tekerleğin doğrultusu sonucu oluşan kuvvet ve momentlerin incelenmesi için ölçümler yapılması, fren kuvveti ile kayma arası ilişki kurulmasıyla devam etmiştir.

Lastik davranışını ve tekerlek yapısını tanımlamak için yapılmış dairesel fırça, gerilmiş tel ya da bu yaklaşımların birleştirilerek oluşturulduğu kırıya benzeyen Fiala modeli gibi benzetmelerle başlayan lastik modelleri günümüzdeki birçok gelişmiş lastik modelinin temelini oluşturmuştur.

1980'lerde Hans B. Pacejka, Fiala'nın oluşturduğu modele benzer ama kırıya yerine gergin tel kullanarak bir model yaratmış, Bekker ve Nyborg ile birlikte yanal kuvvet, fren kuvveti ve geri çevirme momentinin hesaplanması ile ilgili çalışmalar yapmıştır. Pacejka'nın bu kuvvetlerin ve momentin hesaplamasını yapmak için oluşturduğu formülasyon 'Magic Formula' adında bilinmektedir ve yarı ampirik olan modelin ismi de 'Magic Formula Lastik Modeli'dir (Pacejka, 1987).

Pacejka 'Magic Formula' lastik modelini oluşturduktan sonra ilerleyen yıllarda da bu modeli geliştirmeye devam etmiştir. Formülasyona bir gevşeme mesafesi tanımlayarak taşıtın süresiz durumdaki lastik karakteristiklerini de modellemiştir (Pacejka, 1997).

Günümüzde çoklu gövde dinamiği simülasyonlarında sık kullanılan yazılımlarda diğer popüler ve etkili lastik modellerinin yanı sıra Pacejka lastik modeli de eski ve yeni sürümleriyle kullanılmaya devam etmektedir. Hangi modelin hangi durumlarda daha etkin sonuçlar vereceği, daha doğru bir tercih olacağı soruları gerek iç ortam gerek dış ortam testlerinde, çeşitli yol tutuş, frenleme, ivmelenme ve sürüş manevralarında deneyler yapılarak ve veriler toplanarak incelenmiştir ve incelenmeye de devam edilmektedir.

Taşıt dinamiği araştırmalarında ve simülasyonlarda şüphesiz en çok kullanılan lastik modellerinden biri olan 'Magic Formula'nın denklemlerindeki ana ve alt katsayılarının elde edilmeye çalışılması yaygın bir araştırma konusudur. Katsayıların

elde edimi çalışmalarında genetik algoritmalar, IMMa algoritmaları, Kalman filtreleri, en küçük kareler yöntemi gibi çeşitli metodlar denenmektedir.

Bu tez çalışmasında , döner tamburlu bir test düzeneğinden LASSA GT 70 175/70 SR 13 tipi lastik kullanılarak elde edilmiş diyagonal hareket karakteristiklerinin Magic Formula Lastik Modeli'ne adapte edilmesi, taşıtın dinamik durumlardaki süreksiz davranışının frekans ve hıza bağılı olarak incelenmesi ve Matlab yazılımında yapılan kısıtlı doğrusal olmayan optimizasyonla lastik modeli katsayılarının yan kuvvet ve geri çevirme momenti karakteristikleri için elde edilmesi amaçlanmıştır.

ESTIMATION OF VEHICLE TYRE MODEL PARAMETERS FROM TRANSIENT EXPERIMENTAL DATA

SUMMARY

Tires are one of the most important components of the vehicles due to their various functions such as supporting the vehicle load, transmitting the forces which drive, brake and guide the vehicle, acting like a secondary suspension for damping the effects of road irregularities without transmitting these to the vehicle suspension. Tires have a very complex structure including synthetic polymer layers, high-modulus cords, glass fiber and etc. materials. Due to being the only component to contact with road, almost all the forces and torques are transferred through the tires and to understand the vehicle dynamics it is crucial to know the forces and torques at the contact area.

The forces which occur at the tires are the main factor which determine the behavior of tires. The difference between the direction that the body of the vehicle points and wheel's direction of movement is called 'slip angle' and the existing of this angle results in generating a 'lateral force'. Due to the tire deformations, reaction forces affect with a deflection which generates 'self aligning torque' that tends to steer the tire toward the direction in which it is travelling.

At the fast maneuvers of tire, it is not assumed that the behavior of the tires are in steady state. If an instant change happens at slip angle, as carcass of tire moves away from the tire plane, the efficient slip angle between the tire and road changes from zero to the input value in a t time that different than zero. This efficient slip angle corresponds to a slip tension, which means the slip force of tire needs time to build up. This effect of the lag is called 'transient behavior'.

To describe the effects of the tire on the vehicle, some fundamental elements must be considered. From the point of vehicle power, as it is called as traction in the terminology, to benefit the motor power in maximum, tires with strong holding ability must be chosen, otherwise the power will be lost by sliding and tires will be eroded quickly. Tires are produced according to the needs of the manufacturers to carry a certain weight, to be suitable for a significant maximum speed and to give a minimum brake distance.

Comfort is more related to the rigidity of the tires and the height of its sidewall and for those reasons manufacturers usually demands ideal dimensions. For example, as the overall diameter stays the same, slick tires could be chosen; however, while this choice gives the advantage of from the point of actuation and maneuvering, it can create disadvantages related to comfort.

Due to the desire in industry to manufacture the products on time with minimum cost, real world modeling and simulations are gone popular in recent years. In the automotive industry detailed multiple body simulations are widely used to understand the vehicle behaviors.

Electronical technologies in Automotive area progress to upgrade comfort and safety factors. Control systems such as ABS, ESC exist for helping the driver and the amount of them increases day by day. Vehicle control algorithms provided huge steps in the area of developing the handling and driving behavior of vehicles.

Today these algorithms are considered as a life saver technology and they are limited by the current knowledge of vehicle states. With the inexpensive and easy to apply measurements such as longitudinal velocity, accelerations, yaw rate; these systems continue to work but the main point which is the measurement of tire forces is more difficult due to technical and economical reasons. It is important to model the relation between tires and the road accurately as tires are efficient on properties of handling, braking and acceleration of vehicle and they are the only components have interaction with the road.

The research of dynamic properties of vehicles has started at the 1920's. First researches about the effects of tire forces and torques were on the subject of finding solutions for yaw problems. Studies continued with analyzing diagonal movement and the effects of slip angle on lateral force and self aligning torque.

To describe the tire behavior and tire structure, tire models such as brush, stretched-string or the combined 'Fiala' model have started to be developed and they provided a base for the current advanced tire models.

In the mid-1980's Hans B Pacejka created a model similar to Fiala's and made researches with Bekker and Nyborg to calculate the lateral force, self aligning torque and the brake force. To calculate these forces and torques, they created a special formulation 'Magic Formula' and the semi-empirical model of them is named 'Magic Formula Tire Model' (Pacejka 1987).

After creating the Magic Formula, Pacejka continued his studies with expanding the formulation to make the formulation fit to the tire characteristic as accurate as possible. The transient behavior of tires highly depends on tire velocity, relaxation length and frequency. In 1997, Pacejka added a relaxation length parameter to the formulation to define transient behavior of tires (Pacejka, 1997).

Relaxation length is one of the properties of pneumatic tires that describes the delay between a slip angle is introduced and when the cornering force reaches the steady state (Pacejka, 2006). It is also described as the distance that a tire needs to roll before the lateral force builds up almost 63% of its steady state value (Cossalter, 2006). For the calculation of the relaxation length, Pacejka made researches and experiments with pendulum tests.

Today in the softwares of multi body dynamics simulations old and new versions of Pacejka tire model are widely used along with the other tire models. The question 'which model to use in which situations' have been examined and still continues to examine with experiments of in and outdoor tests, handling, braking and driving maneuvers to find the most accurate modelling of the real situations.

For vehicle dynamics researches and simulations, 'Magic Formula Tire Model' is one of the most preferable models and estimating the coefficients of the Magic Formula is a very popular subject in the research area. For estimation, researchers used various methods such as IMM algorithms, Kalman Filters, least square methods.

In this study, diagonal movement characteristics obtained from a rotating drum test equipment with using a LASSA GT 70 175/70 SR 13 tire are adapted to Magic Formula Tire Model. To digitalize the data from the graphics, Get Data GraphDigitizer programme is used. The Magic Formula Tire Model is chosen to work with in this study due to its accuracy.

Transient behavior of vehicles under the dynamic circumstances is examined depending on frequency and velocity. The estimation of the parameters of the Magic Formula tire model is aimed for lateral force and self aligning torque characteristics with constrained nonlinear optimization on Matlab software. As the optimization method, the Matlab software's 'fmincon' command is used due to its simplicity.

1. GİRİŞ

Günümüzde otomotiv endüstrisindeki teknolojilerin gelişmesi ve taşıtların güç ve performans alanlarında ilerlemesiyle paralel olarak, taşıt güvenliği ve stabilitesinin önemi de artmıştır. Yüksek kalitede, tam zamanında ve minimum maliyetle ürün üretme isteğinden dolayı gerçek durumların modellenmeleri ve simülasyonları son yıllarda popülerlik kazanmıştır. Otomotiv endüstrisinde de taşıt davranışını anlayabilmek için detaylı taşıt modellemeleri çoklu gövde simülasyonu yazılımlarında geniş çapta kullanılmaktadır.

Taşıt modellemelerinde, taşıtın güvenlik açısından en önemli bileşenlerinden olan lastiklerin modellemesi uzun zamandır üzerinde araştırma ve geliştirme yapılan bir alandır. Taşıtın yol tutuş, frenleme ve ivmelenme özelliklerinde büyük önemi olduğu için, lastik ile zemin arasındaki etkileşimin doğru modellenmesi bir gerekliliktir.

1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmada, Akalın'ın (1992) bir Carl - Schenk tekerlek test cihazı kullanılarak Lassa GT 70 175/70 SR 13 tipi iç lastiksiz bir lastik üzerinde yapılan deneylerinden elde edilen lastik karakteristik parametreleri ve verilerinin, Pacejka'nın (1987) 'Magic Formula' adındaki modeline adapte edilmesi, taşıtın özellikle frekans ve hız seviyelerine göre oluşan süreksiz durumun incelenmesi ve mevcut veriler için Magic Formula katsayılarının kısıtlı optimizasyonla elde edilmesi amaçlanmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Tekerlek dinamik özelliklerinin araştırılması 1920'li yıllara dayanmaktadır. Tekerlekte yan kuvvet ve momentin etkilerinin araştırılması ilk olarak yalpa problemleri için başlamıştır (Akalın, 1992). Groulhiet 1925'te diyagonal hareket ve yan kuvvet ilişkisi ile ilgili tanımlamalar yapmış, lastikteki yan kuvvet ve geri çevirme momentinin diyagonal hareket açısına bağımlılığı diğer parametreler sabit

tutularak incelenmiştir. Gauss, Wolf, Gengenbach, Henker ve Schuring bu alandaki geniş çaplı ölçümlerin yapılmasında öncü olmuştur (Meier, 1977; Seger, 1956).

Tekerlek dinamiği üzerine araştırmalar Bradley ve Allen'in (1931) tekerlek üzerine çalışmalarıyla, Becker, Fromm ve Maruhn'un (1931) tekerleğin doğrultusu sonucu oluşan kuvvet ve momentlerin araştırılması için yaptıkları ölçümlerle, Koesler ve Klaue'nun (1937) fren kuvveti ile kayma arası ilişki kurmasıyla devam etmiştir (Gim ve diğ, 1990 ; Bernard ve diğ, 1977).

Wilkinson buzlu yüzeyde sürtünme katsayısının yük artışıyla ters orantılı olduğunu göstermiş, Lipmann geçici durumlardaki yan kuvvet direksiyon açısı arasındaki ilişkiyi incelemiş, Norden, Cortese, Krempel ve Henker fren ve tahrik kuvvetleri değişiminin yan kuvvet ve geri çevirme momenti üzerinde etkisi olduğunu sunmuşlardır (Lipmann, 1954 ; Gim ve diğ, 1990).

Fiala, Borgmann ve Willumeit kuvvet oluşumunun sadece temas yüzeyi ile alakalı olmadığını, tekerlek iç yapısını oluşturan karkas ve kuşağın elastik davranışının da etkisinin olduğunu göstermişlerdir.

De Carbon modeli, tekerlek yapısını açıklamaya çalışan teorik modellerdendir ve tekerleği 'dairese bir fırça' biçiminde sunmuştur. Bunu, De Carbon'dan çok farklı olarak 'gerilmiş tel' benzetmesiyle Von Schlippe-Dietrich modeli ve iki modeli birleştirerek yeni bir model sunan Fiala izler (Erzi; Segel, 1965).

Von Schlieppe ve Dietrich çalışmalarında, sadece kararlı hali değil, zaman ve alınan yolu da hesaba katarak diyagonal hareket karakterlerini inceledikleri için, tekerlek kuvvetlerinde frekansın etkisini inceleyebilmek mümkün olmuştur.

Fiala çalışmalarında, zemini elastik kabul etmiş ve lastiği elastik elemanları olan bir kiriş şeklinde modellemiştir. Yaptığı çalışmalar sonraki bir çok çalışma için örnek ve yönlendirici niteliktedir (Fiala, 1954).

Diyagonal hareket açısının küçük değerleri için yanal kuvvet ve geri çevirme momentinin lineer etkilendiği kabulü iyi bir varsayım olsa da tekerleklerin Flatern etkisi göz önünde bulundurulduğunda, diyagonal hareketin dinamik değişiminde geri çevirme momenti ve yanal kuvvet arasında bir geri kalma oluşacağı ve titreşime neden olabileceğinden ötürü bu kabulün geçerliliği yoktur (Meier, 1977). Lastik performansı üzerinde dinamik değişkenlerin, temas koşullarının, yol ve lastik özelliklerinin etkisi vardır.

1980’lerde Hans B. Pacejka, Fiala’nın oluşturduğu modele benzer ama kiriş yerine gergin tel kullanarak yeni bir model yaratmış, Bekker ve Nyborg ile birlikte yanıl kuvvet, fren kuvveti ve geri çevirme momentinin hesaplanması ile ilgili çalışmalar yapmıştır. Pacejka’nın bu kuvvetlerin ve momentin hesaplamasını yapmak için oluşturduğu formülasyon ‘Magic Formula’ adıyla bilinmektedir ve tamamen ampirik olan modelin ismi de ‘Magic Formula Lastik Modeli’dir (Pacejka, 1987). Modelin deneysel verilerden elde edilmesi gereken birçok katsayısı bulunmaktadır.

Gim, hem analitik hem yarı-fiziksel lastik modelleri üretmiştir, analitik model minimum veri girdisiyle kuvvet ve momentler için mantıklı sonuçlar verirken yarı-fiziksel model ile deneysel verilerden lastik karakteristikleri sağlanabilmektedir (Gim ve diğ, 1991a, 1991b, 2007).

Guo, UniTire adında yeterli kesinliği sağlayan, sadece birkaç parametreye ihtiyaç duyan ve oldukça basit forma sahip yarı-fiziksel bir model geliştirmiştir. Bu model sürekli olan ve olmayan durumlar için bölümler içermektedir. Sürekli bölüm lastik ve yol yüzeyi arasındaki dinamik sürtünme katsayısına odaklıyken, sürekli olmayan bölüm bir transfer fonksiyonu yaklaşımıyla geliştirilmiştir (Guo ve diğ, 1999, 2000, 2005).

Shim, normal sürüş durumunda kaymanın ve diyagonal hareket açısının düşük olduğunu, bunun da bu bölgeden elde edilen kuvvetleri lineerleştirdiğini saptamıştır ve bu durumlar altında saf ve kombine kaymaları simüle edebilen, taşıt kontrolör tasarımında kullanışlı olan bir analitik model geliştirmiştir (Shim ve Margolis, 2004).

Guan, deneysel lastik parametreleri kullanarak çeşitli geometrik yüzeylerdeki dikey özellikleri hesaplayan bir lastik modeli geliştirmiştir (Guan ve Chengjian, 2003).

Gipser, lastik davranışını tanımlamak için iri ağırlı sonlu eleman lastik modelini, 3 boyutlu non-lineer rijit halka modeliyle kombine ederek FTire olarak bildiğimiz, termal modeli ya da kaynak modeli gibi uzatma modelleriyle birlikte çeşitli uygulamalarda kullanılabilen modeli elde etmiştir (Gipser, 1998).

Svendenius, fırça modelini baz alarak yarı-ampirik bir model üretmiştir. Ampirik verilerden saf kayma modeli sağlanabilmekte nitekim herhangi bir tür saf kayma modeli de girdi olarak kullanılabilmektedir. Bu model kombine kayma durumunu elde edebilmek için kayma durumunu kombine eden bir yöntem kullanmaktadır (Svendenius, 2004, 2006).

Umsrithong ve Sandu (2009) bütün bu yaklaşımları 3 kategoride sınıflandırmıştır. Bunlar fiziksel lastik modeli, ampirik lastik modeli ve sonlu eleman lastik modelidir.

Fiziksel lastik modeli lastik davranışını öngörebilmek için özellikle fiziksel lastik yapısı analizini temel alan bir modeldir ve lastik davranışını belirleyen lastik parametreleri lastik deformasyonundan sağlanmaktadır. Bu modelin avantajları tam ölçekli bir lastik deneyine ihtiyaç duyulmaması, iyi bir öngörü gücüne ve limitsiz uygulamaya sahip olmasıdır. Dezavantajları ise kesinliği yüksek sonuçlar için yüksek karmaşıklıkta bir modellemeye ve yüksek hesaplama çabasına ihtiyaç duyulmasıdır.

Ampirik lastik modelleri, tam ölçekli taşıt ölçümlerinden ve deneysel verinin en iyi uyum sağlayacağı veri bağlanım prosedürlerinden baz alınarak ve bazı enterpolasyon şemaları kullanılarak matematiksel olarak lastik davranışını tanımlayan modellerdir. Genellikle doğruluğu yüksek sonuçlar verirken, farkı lastikleri modellemek için her defasında yeni bir veri setine ihtiyaç duyar ve bu da öngörü gücünü kısıtlar.

Sonlu eleman lastik modellerinde ise sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak, ilgili tüm fiziksel olaylar modele dahil edilerek lastik yapısı modellenir ve genellikle sonlu eleman lastik modelleri detaylı yapı analizlerinde kullanılır. Modelin karmaşıklığından ötürü oldukça fazla hesaplama çabası gerektirir ve basit taşıt dinamiği analizlerinde kullanılmaya pek uygun değildir.

Pacejka (1987) Volvo ile işbirliği yaparak yayınladığı çalışmasında saf viraj alma ve saf frenleme durumlarından sağlanan lastik verilerinin gösteriminin yeni bir yolunu, lastik davranışını doğru tanımlamak ve taşıtlardaki güvenlik derecesini arttırmak amacıyla geliştirmiştir. Bildiğimiz adıyla ‘Magic Formula’yı, yan kuvvet, fren kuvveti ve geri çevirme momenti karakteristiklerini oldukça doğru tanımlayabilen bir formülasyon geliştirmiştir. Bu matematiksel gösterim, düzgün durumlarla limitli olmasına rağmen, kombine frenleme ve viraj alma sırasındaki lastik davranışını tanımlayacak modelin temelini şekillendirmiştir.

Pacejka (1989) çalışmasının devamında elde edilen verilerin kombine kayma durumunda da kullanışlı olmasını istemiştir. Geliştirilen formülasyonun tüm düzgün durumları tanımlayabilmesi, ölçülmüş veriden hemen saptanabilmesi, fiziksel olarak anlamlı olması, kullanımının öz ve kolay olması amaçlanmıştır. Tanımlanan lastik modeli ile lastik davranışının düzgün durum frenleme ve sürüşü, kombine kayma durumundaki viraj almayı tanımlayabildiği görülmüştür. Bu modelde düzgün

durumun yanı sıra karakteristiklere birer gevşeme mesafesi tanımı da yapılarak süreksiz durum modellemesi de dahil edilmiştir. Taşıt deneylerinden elde edilen ölçümlerle karşılaştırıldığında doğruluğunun oldukça yüksek olduğu saptanmıştır.

Diyagonal hareket açısındaki basamaksal değişimden sonra lastiğin düzgün durum davranışına geçene kadar alınması gereken mesafe olarak tanımlanan gevşeme mesafesinin elde edilmesi için Pacejka (1997) çalışmalar yapmıştır. Basit doğrusal lastik modelini temel alan analitik bir transfer fonksiyonunu kullanarak gevşeme mesafesini elde etmiştir. Elde ettiği mesafeyi doğrusal olmayan lastik modelinin basamak ve frekans cevaplarından elde ettiği mesafe ile karşılaştırdığında, dikey yük ve diyagonal hareket açısına bağımlılığın iki mesafe için de ortak olduğunu görmüştür. Hızın etkisinin ise deneysel sonuçlarda daha belirgin olduğunu, bunun sebebinin ise deneyler sırasında lastiğin sıcaklık artışı olduğu saptanmıştır. Model hesaplamalarında ise daha büyük momentlerde model cevabındaki gecikmenin arttığı, dolayısıyla yüksek hızlardaki yanıl kuvvetler için daha büyük gevşeme mesafesi oluştuğu görülmüştür.

Pacejka'nın yaptığı çalışmalardan yola çıkarak üretilmiş birçok model ve yaklaşım bulunmaktadır. Birçok araştırmacı, taşıt testlerinden elde ettikleri verileri ürettikleri veya geliştirdikleri lastik modellerinin simülasyonlarından aldıkları sonuçlar ile karşılaştırarak çeşitli çıkarımlar yapmıştır. Pacejka, Fiala, Dugoff gibi ana lastik modellerine filtreler, algoritmalar ve başka metodlar uygulanarak yapılan çalışmaların bir kısmı şu şekildedir:

Best ve diğ. (2000), taşıt yol tutuş dinamiklerinin kontrolünde Kalman Filtrelerini kullanmayı, doğrusal modele lastik parametrelerini adapte ederek uyarlamıştır. Parametrelerin adaptasyonu ileriki çalışmalarda sadece yol tutuş değil daha geniş taşıt dinamikleri kontrollerinde de kullanılacak şekilde genişletilme olasılığı taşımaktadır.

Hodgson ve diğ. (2006) Best'in çalışmasını geliştirme niteliğinde olan, parametre girilebilen, model tanımlamaya uygun doğrusal olmayan bir Kalman filtresi tasarlamak için bir yöntem geliştirmişlerdir. Filtre modelinin yapısı oldukça basit olmasına rağmen çeşitli test durumlarında geçerli olabilecek doğrusal olmayan yüklerle değişen kuvvet hesaplamalarını da içermektedir. İşe yarar lastik modelindeki şekil

faktörleri de gerçek zaman adapte edilmiştir. Tasarlanan filtre hem simülasyonla hem de test düzeneklerinde test edilmiş ve güzel sonuçlar sağlanmıştır.

Çalışmada öncelikle sensör ve model bilgileri karşılaştırılmış, sonrasında Kalman Filtresi tasarımı bir bisiklet modeli temel alınarak tanımlanmış, simülasyona uyarlanmıştır. Sonuç olarak doğrusal olmayan modelin lastik modeli tanımlamasıyla birleşimi modern taşıt kontrol sistemlerinde gerek duyulan gerçek-zaman taşıt bilgilerini sağlayabilecek bir potansiyel sağlamıştır.

Braghin ve diğ. (2011) yol tutuş simülasyonları için gerekli lastik karakterizasyonu ile ilgili yapılan pahalı iç ve dış mekan testlerinin sayısını azaltmak için bir çalışma yapmıştır. Çalışmasında, saf viraj alma durumlarında her bir lastiğin MF lastik modeli katsayılarını tanımlayabilmek istemiş, standart yol tutuş manevraları sırasında taşıtın diagonal hareket açısı, sapma oranı, yanal ivme, hız ve direksiyon açısı gibi taşıttan alınmış ölçümleri kullanarak bir yöntem geliştirmeyi amaçlamıştır.

Yönteminin ilk aşamasında geliştirilmiş Kalman Filtreleri (EKF) kullanarak Magic Formula'nın ana katsayıları (B, C, D, K) ve gevşeme mesafeleri (σ) ön ve arka tekerlek için ayrı tanımlanmıştır.

İlk aşamada elde edilen ana katsayılarla aks viraj alma kuvvetleri tanımlandıktan sonra ikinci aşamada her bir lastiğin dikey yükleri (F_z) ve diagonal hareket açıları (α, κ) hesaplanmıştır. Çalışmada Magic Formula yanal kuvvet denklemi ele alınmış, kamber açısından kaynaklı dikey ve yatay ötelenmeler göz ardı edilmiştir. Diagonal hareket açısının ani değişimine lastiğin süreksiz cevabı bir gevşeme mesafesi tanımlaması ile hesaba katılmıştır. Gevşeme mesafesi ile birlikte, taşıtın hızından kaynaklı birinci derece zaman gecikmesi de süreksiz durum cevabını tanımlayabilmek için denkleme dahil edilmiştir. Denklemlerin tümü geniş anlatımlarıyla ileriki bölümlerde mevcuttur.

Son aşamada ise ilk iki aşamadan elde edilen veriler girdi olarak kullanılarak ve kısıtlamalar dahilinde bir minimizasyon yapılarak her bir lastiğin Magic Formula katsayıları elde edilmiştir. İlk aşamada bulunan birincil katsayılar ise, minimizasyon başlatıldığında her bir lastiğin MF katsayılarının başlangıç değerlerini üretmek için kullanılmış, bu yakınsamanın kolay ve hızlı olmasını sağlamıştır.

Kullanılan tahmin yöntemi, deneysel veri ile 4 serbestlik dereceli taşıt modeline bağlı düzenden alınan sayısal sonuçlar arasında karşılaştırma yapılarak onaylanmıştır.

Sonuçlar incelendiğinde, her bir safhanın sonucundaki karşılaştırmalarda, sayısal ve deneysel verilerin başarılı bir şekilde örtüştüğü ve tüm büyüklüklerin tatmin edici bir şekilde yaklaşık olarak hesaplandığı görülmüştür. Süreksiz durumlarda özellikle viraj çıkışlarında büyük farklılıkların ortaya çıkması, gevşeme mesafesinin basitçe modellenmesi ve amortisör ve süspansiyondaki benzeri doğrusalsızlıkların muhtemel doğurduğu sonuç olarak düşünülmüştür. Prosedüre dış ortam testleri de dahil olduğu için yöntemin avantajlarından biri de laboratuvar ortamında sağlanması zor yol tutunma durumlarını incelemek olmuştur. Bu çalışma ile lastik karakterizasyonu için iç ve dış ortamda yapılan testlerin sayısı da azaltılabilmektedir.

Kim (2009) de çalışmasında EKF kullanarak yanal kuvvet dinamiklerini tanımlayabileceği bir metodoloji geliştirmiştir. Bu metodoloji deneysel çalışma, taşıt modeli ve uygun bir tanımlama algoritmasını içermektedir. EKF tasarımı basitleştirmek için model 4 serbestlik dereceli bir taşıta indirgenmiştir. Dinamik davranışı incelemek için bir gevşeme mesafesi düzgün duruma tanımlanmıştır. Taşıt ve lastik üreticilerinin kullandığı sensörlerle donatılmış test aracında yapılan yol tutuş testleri sonucunda elde edilen veriler EKF’de kullanılmış, bu şekilde yanal lastik dinamiği katsayıları elde edilmiştir. Daha sonrasında ölçülmüş verilerle, elde edilen parametrelerin modelde kullanımıyla yapılan simülasyon sonuçları karşılaştırılmış, yöntemin geçerliliğini sağlayacak derecede doğruluğu olduğu saptanmıştır.

Cabrera ve diğ. (2004), çalışmalarında Pacejka lastik modeli katsayılarının eldesi için genetik teknikleri kullanmışlardır. Uygulaması kolay ve en uygun sonuca yakınsaması hızlı olduğu için tercih ettikleri bu yöntemde araştırma alanıyla ilgili çok fazla bilgiye ihtiyaç duymamışlardır çünkü bu yöntemin başlangıcında bir dizi katsayı veri girdisine ihtiyaç duyulmamaktadır. Genetik algoritmaların farklı olduğu tarafları, parametrelerin kendileri yerine parametre dizisi kodu ile çalışmaları, tek bir nokta yerine noktalar popülasyonunda çözümü aramaları, amaç fonksiyonunun türevi yerine geliştirilmiş halini kullanmaları ve olasılıkçı geçiş kuralları kullanmalarıdır.

Optimizasyon probleminde genler olarak tanımlanan parametrelerden oluşan kromozom popülasyonları potansiyel çözümlerdir. Bu popülasyonları oluşturan veri dizileri arasından önce seçim, sonra yeniden üretme en son olarak da mutasyon yöntemi uygulanarak popülasyonlar geliştirilmektedir. Sunulan yöntemin test edilmesi için lastik analizlerinden elde edilmiş veriler çeşitli kayma durumları için incelenmiş, karşılaştırmalar yapılmıştır. Sonuç olarak uygulanan yöntem ile Magic

Formula katsayılarının eldesi sağlanabilmiştir. Ayrıca genellikle genetik algoritmalarındaki sonuca ulaşmak için yapılan iterasyon sayısının diğer yöntemlere nazaran daha fazla olduğu fakat hesaplama süresinin daha az olduğu görülmüştür.

Doumiati ve diğ. (2010) yanal lastik-yol kuvvetlerinin ve diyagonal hareket açısının kestirimi için yeni bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu yöntemde her bir lastiğin temas bölgesindeki yanal kuvvetini gerçek zamanda ve iyi doğrulukta kestirebilmek için basit bir yol-lastik modellemesi ve birkaç geçerli ölçüm kullanılmıştır.

Kestirim sırasında çoğu yaklaşıma zıt bir şekilde dikey yükün sabit değil, bir varyasyon olduğu halinde de yan kuvvet değişimi incelenmiş, ve yine diğer çoğu yaklaşıma zıt olarak statik durumun yanı sıra dinamik davranış da hesaba katılmıştır.

Durum kestirimcisinde 3 serbestlik derecesi içeren ve kabarma, yunuslama, yuvarlanma hareketlerini göz ardı eden 4-tekerli taşıt modeli kullanılmış, ön ve arka iz mesafesi eşit kabul edilmiş, sadece ön akstaki boylamsal kuvvetler hesaba katılmıştır. Taşıt dinamiği ağırlık merkezindeki kuvvet ve moment formülleri çıkarılarak saptanmıştır. Boylamsal ve yanal hızlar, ön tekerlerdeki direksiyon açısı, yalpa oranı lastik diyagonal hareket açısı hesabı için temel oluşturmuştur.

Lastik modelinin dinamik kısmı için gevşeme mesafesi formülü kullanılmıştır.

Bu çalışmada basitlik ve deneysel lastik davranışına nitel uygunluk açısından Dugoff modelini tercih etmişlerdir. Her bir lastik yanal kuvvetinin kestiriminde Kalman filtresi kullanılmıştır. Dinamik durum modele gevşeme mesafesi tanımlanmasıyla oluşturulmuştur.

Yöntemin doğruluğunu değerlendirmek için kestirimle elde edilen kuvvetler, oldukça pahalı sensörleri olan INRETS-MA laboratuvarlarında yapılan testlerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. 3 aşamalı olan, önce düz yolda ivmelenme, sonra ortalama sabit hızda slalom hareketi, ve en son olarak da slalom hareketini bırakıp negatif ivmelenme ile durma manevralarından alınan sonuçlar karşılaştırıldığında ölçülen ile kestirilen değerler arasındaki hata miktarının çok düşük olduğu görülmüştür.

Bian ve diğ. (2014) yaptıkları çalışmada boylamsal ve yanal yol-lastik sürtünme kuvvetlerini tahmini hesaplayabilmek için bazı dezavantajlarını da göz önünde bulundurarak Dugoff modelinden baz alınmış yeni bir dinamik lastik modeli geliştirmiştir. Dugoff modelini bir grup lastik verisi ile donatarak modifiye etmiş ve

sıkça kullanılan Magic Formula ile karşılaştırmıştır. Bu yeni dinamik sürtünme modeli, saf boylamsal tekerlek kayması, yanal yana kayma ve kombine kayma durumları sırasında sürtünme kuvvetlerinin süreksiz davranışını oldukça hassas bir şekilde kavrayabilmiştir. Lastik/yol sürtünme kuvvetlerinin süreksiz taşıt davranışındaki tahminini yapabilmek için tasarlanan bu modelin geçerliliğini değerlendirmek amacıyla farklı durumlar için simülasyonu yapılmıştır.

Dugoff lastik modelinden modifikasyonun yapılması, öncelikle orijinal lastik kuvvetlerinin bir G büyütme faktörü ile çarpılıp, hesaplama sonuçlarının büyüklüğü artırılarak ve tekerler kayma oranının doğrusal olmayan bölgedeki artışıyla lastik kuvvetlerinin azalışı kuralına uydurulmuştur.

Sonrasında yanal ve boylamsal lastik katılıkları modifiye edilmiş ve modelin çeşitli sürüş durumuna uygulanabilmesi için lastik düşey yükü, kayma oranı ve diyagonal hareket açısının bir fonksiyonu olarak çıkartılmıştır. Hem boylamsal hem yanal kuvvetlerin hesaplanmasında modifiye Dugoff modelinin Magic Formula'dan daha hassas sonuçlar verdiği, aynı zamanda Magic Formula'da daha basit denklemler içerdiği ve daha kısa sürede yakınsadığı saptanmıştır. Simülasyon sonucunda, sunulan bu yeni modelden hesaplanan değerlerin, diyagonal açısının büyük değerlere çıktığı durumlar dışında, simülasyon değerlerine çok yakın olduğu görülmüştür.

Umsrithong ve Sandu (2009), sürekli durumdaki taşıt simülasyonlarında kullanılmak üzere AVDL kullanarak yarı-ampirik bir lastik modeli geliştirilmiş ve süreksiz durumları da hesaba katarak genişletmiştir. Lastik karakteristik parametrelerinin ivme ve hıza bağlı düşey yük varyasyonlarının etkileri hesaba katılarak geliştirilen süreksiz durum modeli, yanal ve boylamsal lastik davranışını sunmak amaçlı iki farklı senaryoda simüle edilmiştir. Boylamsal yönde sürüş ve frenleme, yanal yönde şerit değiştirme manevraları uygulanmış, daha sonra elde edilen veriler düzgün durum lastik modeli ile ve literatürdeki mevcut verilerle karşılaştırılarak değerlendirilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan model hem fiziksel hem ampirik modelleme içerdiği için yarı-ampirik olarak sınıflandırılabilir. Lastik testinden elde edilen ampirik veri ile bağlantılı olarak lastik mekanizması analizlerinden kuvvet ve momentler sağlanmıştır.

Bu yarı-ampirik süreksiz lastik modeli, AVDL ile geliştirilen sürekli durum lastik modelinin kapasitesini ek bir lastik testi eklemekten süreksiz durumu kavrayabilecek şekilde geliştirmiştir. Yeterli kesinliği sağlayan bu model, ampirik süreksiz bir modele göre ek test gerektirmediği için maliyet olarak da verimlidir. Süreksiz lastik modelini geliştirirken gevşeme özellikleri, diyagonal hareket açısı gecikmesi, lastik parametrelerine hızın etkisi, düşey yük varyasyonu göz önünde bulundurulmuştur. Dahası, saf kayma lastik davranışındaki veriler ve eliptik sınıf denklemleri kullanılarak kombine kayma lastik davranışı da öngörülebilmektedir.

Elde edilen sonuçlar incelendiğinde süreksiz lastik modeli hem yanal kuvvet cevabını hem de geri çevirme momenti cevabını oldukça iyi kavrarken sürekli durum lastik modelinin lastik gecikme etkisini süreksiz manevrada kavrayamadığı görülmüştür, bu da lastik gecikme süresinin süreksiz lastik dinamiklerinde çok önemli bir etken olduğunu göstermiştir.

Bandel ve Bernardo (1988), yaptıkları çalışmada süreksiz durumlar altında lastik viraj alma sertliği ve gevşeme mesafesinin ölçümü için yeni bir yöntem tanımlanmıştır.

Döner tamburun üzerinde sürülen test lastiğinin merkezi yatay bir kirişe bağlanmıştır. Lastiğe yanal bir sinyal verildiğinde sıfır direksiyon açısı pozisyonunda lastik doğal frekansında salınım yapmaktadır. Lastiğin hem viraj alma sertliği hem de gevşeme mesafesi bu oluşan salınımın frekansından ve logaritmik bozunumundan hesaplanabilmektedir. Bu sarkaç testinin sonuçları diğer düzgün durum testleriyle ve süreksiz lastik karakteristiklerinin ölçülmesinde alışlagelmiş olan sinüsoidal direksiyon açısı testiyle karşılaştırılmış, sarkaç testinin avantajları belirtilmiştir. Yöntemin başlıca iki pratik avantajının atalet momenti ile giriş uzunluğu, gerekli frekans aralığında çalışmak için ayarlanabilmesi ve en uygun sönümleme dizinini arzu edilen yükseklikteki hızlardaki doğru ölçümler için verebilmesi olduğu saptanmıştır.

Gevşeme mesafesinde hızın etkisi incelenirken iki testin de birbiriyle uyumlu sonuçlar verdiği fakat sarkaç testinin hızın artışıyla gevşeme mesafesinin de artışı daha doğru tahmin edebildiği görülmüştür. Dört farklı lastik için yapılan düzgün durum ile sarkaç testinin sonuçlarının karşılaştırılmasında viraj alma gücü C'deki küçük değişimlerin lastik sıcaklığı, şişirme basıncı gibi sebeplerden

kaynaklanabilecek olduğu fakat yine de sarkaç testinde daha tutarlı sonuçlar elde edilebildiği görülmüştür.

Sonuç olarak sarkaç testinin sinüsoidal direksiyon açısı testine göre doğruluk, basitlik, ve dönüştürücü kalibrasyonuna gerek olmaması sebeplerinden daha tercih edilebilir bir test olduğu saptanmıştır. Sarkaç testi gevşeme mesafesini herhangi bir yüksek hızda ölçebilse de çalışma frekansının aralığı atalet momenti ve kiriş uzunluğuna bağlı olarak sınırlıdır ve frekans aralığı için atalet momentinde değişiklik yapmaya çalışmak oldukça zahmetlidir. Taşıtın yalpa moduna göre seçilen referans bir frekans ile de bu testin hızlı ve kullanışlı bilgiler verdiği saptanmıştır.

Wheeler (2013), lastik modellerinin çeşitliliğinden dolayı doğru lastik modelinin seçilmesi konusunda yol gösterici olması amacıyla, MSC Adams/Car yazılımı kullanılarak lastik modellerinin analizini, simülasyonunu, avantajlarını, dezavantajlarını ve modelleme sırasındaki komplikasyonlarını tanımlanmıştır.

Testlerin karmaşıklığı sebebiyle sadece birkaç test üzerinde durmuştur.

Test edilen altı değişik lastik modelinden, FTire en iyi performansı, Pacejka'nın (PAC2002) modeli ise ikinci en verimli performansı göstermiştir. Bu da MSC'nin PAC2002'nin en önde gelen model olduğu savıyla çalışmaktadır.

Sivaramakrishnan ve diğ. (2013), belirli bir araçta kullanılan bir dizi lastiğin yol tutuş performansını incelemek üzere geliştirilmiş simülasyon temelli bir prosesin taslağını oluşturmuştur. Kuvvet ve moment verilerinden yola çıkarak 5 farklı dizi lastik dizisi için bir Pacejka lastik modeli geliştirilmiştir. Oluşturulan lastik modeli 3 serbestlik dereceli doğrusal olmayan bir taşıt modeli ile kombine edilerek bir simülasyon modeli oluşturulmuştur.

Simülasyon modelinde bir direksiyon girdisi direksiyon sistem modeline iletildikten sonra, direksiyon açısı olarak taşıt dinamiği hesaplamalarına katılmakta, Pacejka lastik modeli için diyagonal hareket açısı ve düşey yük girdilerini sağlamakta ve lastik modelinden de dinamik hesaplamalar için yanal kuvvet ve geri çevirme momenti elde edilmektedir. Daha sonra çeşitli direksiyon girdileri simülasyonda uygulanarak 5 farklı lastik için sonuçlar incelenerek yol tutuş performansları karşılaştırılmıştır. Uygulanan yöntem lastiklerin tasarım aşamasında arzu edilen yol tutuş performansına göre hızlı ve etkili bir karşılaştırma yapılarak çok geniş testlerle zaman ve para kaybını engelleyecek bir rapor oluşturmaya olanak sağlamaktadır.

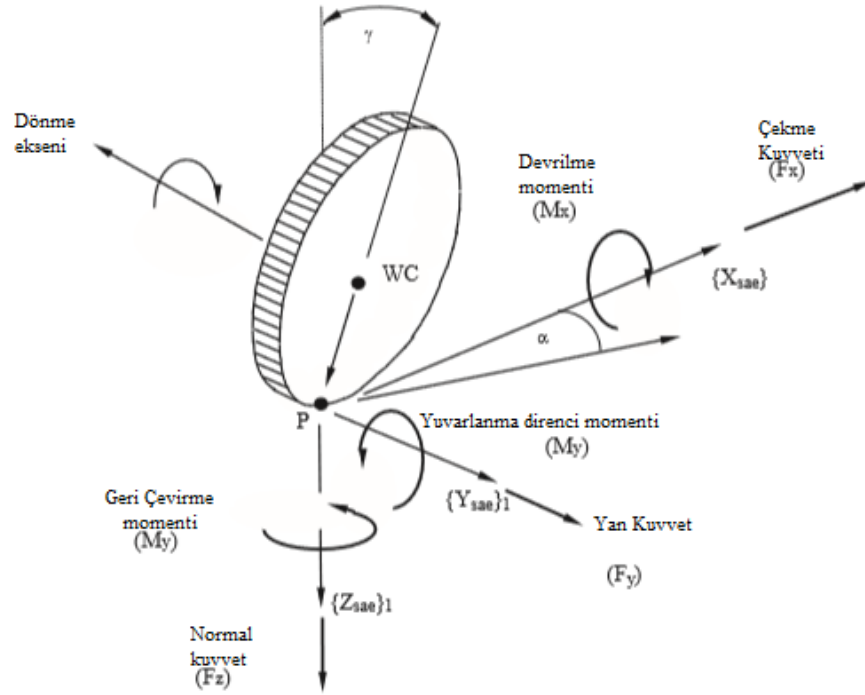
Yapılan araştırmalar sonucunda bu çalışmada, lastik karakteriştiğini incelemek üzere yaygın kullanılan ve doğruluğu yüksek olan yarı ampirik bir model olan Pacejka Lastik Modeli'nin kullanılmasına karar verildi. Model katsayılarının elde edilmesi için Kalman Filtresi gibi hesaplama işlemleri çok fazla zaman alan ve karmaşık olan yöntemler yerine Matlab yazılımındaki kısıtlı optimizasyon seçeneği tercih edildi.

2. TEMEL KAVRAMLAR

2.1 Kuvvetler ve Momentler

2.1.1 Lastik kuvvetleri ve diyagonal hareket

Yoldan gelen kuvvetler ve momentler taşıtın her bir lastiğinde rol oynamaktadır ve taşıt dinamiğini fazlaca etkilemektedir. Lastiğin temas bölgesinde dağılan yerel basınçlar, temas bölgesi içindeki bir koordinat sisteminde kuvvetlerin ve momentlerin oluşmasına entegre edilebilir. SAE lastik eksen sistemi kullanılarak gösterilen kuvvetlerin ve momentlerin bir bütün olarak gösterimi (Şekil 2.1)'deki gibidir.

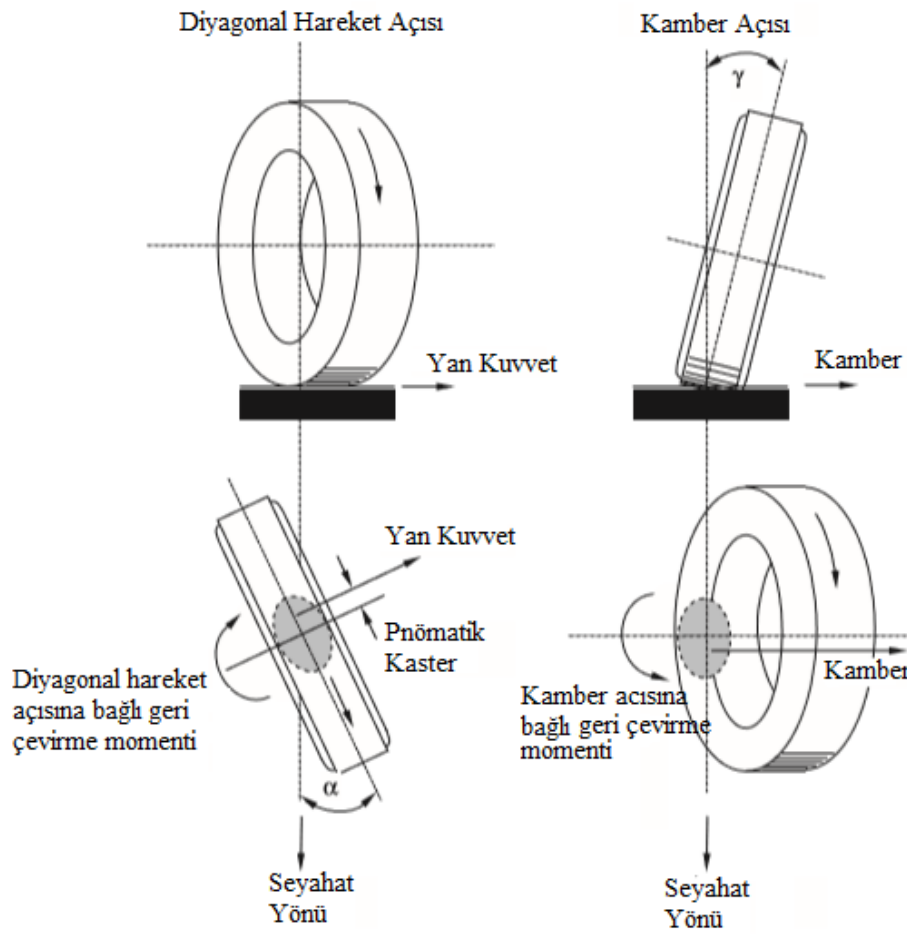


Şekil 2.1 : SAE eksen sistemine göre kuvvet ve momentler

Yoldan alınan kuvvetin temas bölgesinin merkezinde olduğu varsayılır ve üç eksen boyunca ayrıştırılabilir. Y eksenı boyunca olan kuvvete yanal kuvvet F_y , x eksenı boyunca oluşan kuvvete boylamsal kuvvet F_x , z eksenı boyunca oluşan kuvvete ise düşey kuvvet F_z denir.

Benzer bir şekilde, momentler de 3 eksen'e göre tanımlanmıştır. Z eksen'i etrafında oluşan momente geri çevirme momenti M_z , y eksen'i etrafında oluşan momente yuvarlanma direnci momenti M_y ve x eksen'i etrafında oluşan momente devirme momenti M_x denmektedir.

Dikey kuvveti veya çeki kuvveti F_x ve yanal kuvvet F_y normal kuvvet F_z 'nin büyüklüğüne bağlıdır. Çeki kuvveti F_x 'in formülasyonu, sürüş, frenleme ve yuvarlanma direncini içerir. Yanal kuvvet F_y ise hem diyagonal hareket hem de kamber açısına bağlı olarak oluşur.

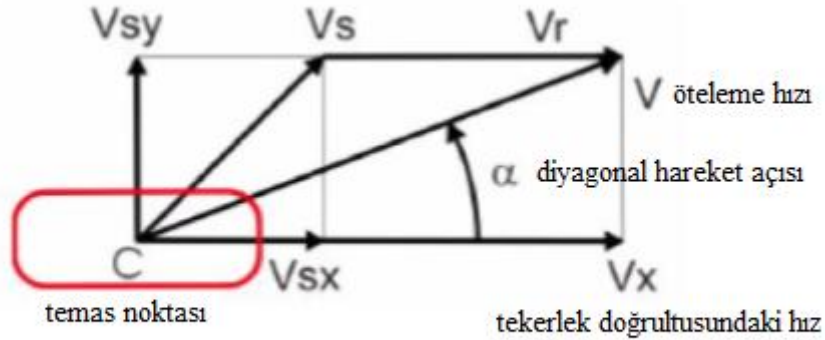


Şekil 2.2 : Diyagonal hareket ve kamber açılarına bağlı moment oluşumu (Blundell, 2004)

Yanal kuvvet F_y , taşıtın yanal bir rüzgar etkisinde kalması gibi aerodinamik sebepler veya eğik düzlem üzerinde hareket etmesi gibi nedenlerle taşıt ve dolayısıyla lastiklerde oluşabilmektedir. Bu durumda tekerlekler hareket

doğrultusuna göre eğik yuvarlanmakta yani öteleme hızı ile hareket doğrultusu arasında bir açı meydana gelmektedir.

Öteleme hızı V , x eksenine tekerlek doğrultusunda oluşan V_x hızının ve y eksenine yanal yöndeki V_y hızının bileşkesinden oluşmuştur. Diyagonal hareket açısı tekerleğin hareket doğrultusundaki öteleme hızı V ile tekerlek doğrultusundaki bileşeni V_x arasındaki açıdır ve α sembolü ile gösterilir (Reimpel ve Posagel, 1986).



Şekil 2.3 : Lastik temas noktasındaki hızlar ve diyagonal hareket açısı (MSC Software, 2012)

Basit bir benzetme ile yan kuvvetin taşıtın ağırlık merkezine etki ettiğini ve ağırlık merkezinin taşıtın orta noktasında ve yol seviyesinde olduğu kabullerini yaparak kuvvet dengesini kuralım:

$$\sum F_y = 0; F_y = F_{y lf} + F_{y lr} + F_{y rf} + F_{y rr} \quad (2.1)$$

Her bir lastikteki kuvvetin eşit olduğu özel durum için

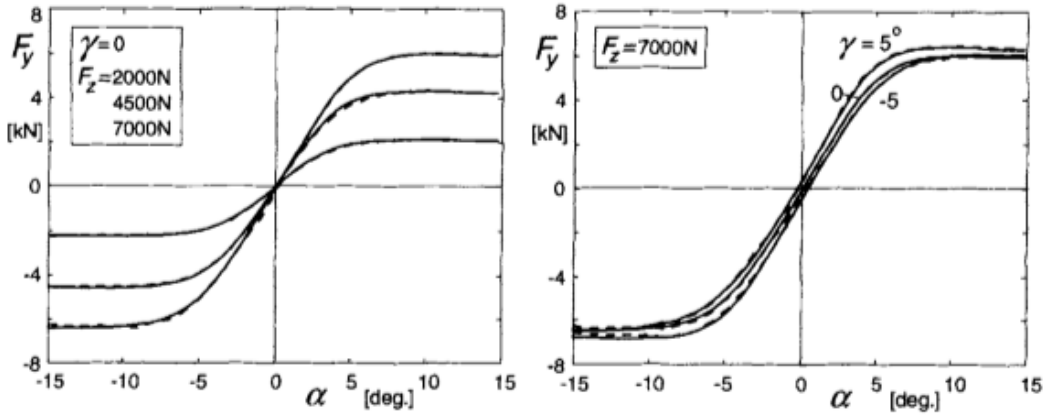
$$F_y = 4F_y \quad (2.1)$$

Ön ve arka tekerlerin her birine gelen yan kuvvetin toplamı, kuvvetlerin dengesinden bize taşıtın toplam yanal kuvvetini verir. Taşıtı düz doğrultusunda tutabilmek için, diyagonal hareket açısı ile oluşan yanal kuvvete karşılık bir direksiyon sapma açısı gereklidir.

Taşıtın bir virajda olduğu durumda, bu yanal kuvvet merkezkaç kuvveti olarak hesaplanabilir.

$$F_{mer} = m \frac{V^2}{R} = m \cdot a_y \quad (2.3)$$

Taşıtın kütlesi sabit tutulursa; merkezkaç kuvvetin artışı, sürüş hızının artmasıyla, viraj yarıçapının küçülmesiyle ya da yanal ivmenin artmasıyla gerçekleşebilir. Bu artış ancak diyagonal hareket açısının ve buna bağlı olarak yanal kuvvetin artması ile mümkündür (Reimpel, 1986) .



Şekil 2.4 : Farklı yüklere ve konikliğe göre diyagonal hareket açısı – yan kuvvet grafikleri (Pacejka, 1987).

Yanal kuvvet çeşitli laboratuvarlardaki test sistemleriyle veya yol koşullarında özel taşıtlarla ölçülebilmektedir. Yanal kuvvetin diyagonal hareket açısına göre değişimi incelendiğinde, küçük açılarda diyagonal hareket açısının artmasıyla yanal kuvvetin önce doğrusal artış gösterdiği, sonrasında ise açının artmaya devam etmesiyle yanal kuvvetteki artışın azaldığı ve belli bir maksimum değere ulaştıktan sonra düşüş gösterdiği görülmektedir. Yanal kuvvetin diyagonal hareket açısına göre değişimi grafiğinde, 0° statik diyagonal hareket açısındaki yanal kuvvet değerinin 0 olmama sebebi, açı kuvveti ve koniklik etkilerinden dolayı bir miktar yanal kuvvet oluşmasından kaynaklıdır.

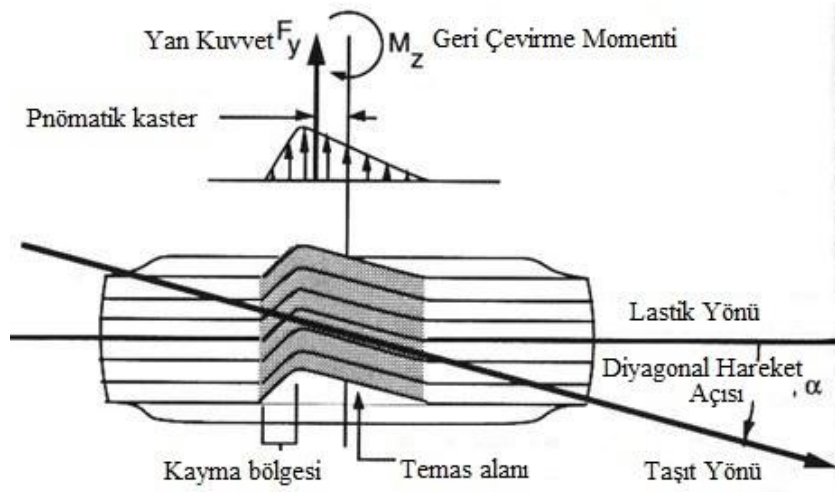
Diyagonal hareketin taşıt davranışı üzerindeki etkisinin incelenmesi için, aynı akstaki lastiklerin orta noktada birleştiği, ön ve ark aks dağılımının %60-%40 olduğu tek izli bir taşıt modeli seçilip, ölçüleri aynı olan fakat ufak konstrüktif değişikliğe sahip iki farklı lastik üzerinde yapılan testte, lastiklerden birindeki diyagonal hareket açılarının 0.2° daha az olduğu görülmüştür. Bu fark, lastik seçimine göre aynı ivmelenme için farklı direksiyon sapmalarına ihtiyaç olabileceğini göstermiştir. Taşıt

tipi, taşıtın ön veya arkadan tahrikli olması gibi her bir durum için avantajlı olan lastik değişkenlik gösterir (Reimpell, 1986).

2.1.2 Geri çevirme momenti ve pnömatik kaster

Diyagonal hareket yapan lastiklerdeki deformasyonların temas bölgesinin arkasında önüne oranla daha fazla olması, elastik kuvvetlerin bileşeninin tekerlek ekseninin tam ortasında oluşmak yerine bir miktar gerisinde oluşmasına sebep olur ve eksenle kuvvetin olduğu nokta arası bu mesafeye pnömatik kaster denilir. Yanal kuvvetin pnömatik kaster kadar geriden etki etmesi, tekerleği hareket yönüne doğru çevirmeye çalışan geri çevirme momentinin oluşmasına sebep olur.

$$M_Z = n_R \cdot F_y \quad (2.4)$$



Şekil 2.5 : Pnömatik kaster ve geri çevirme momenti oluşumu

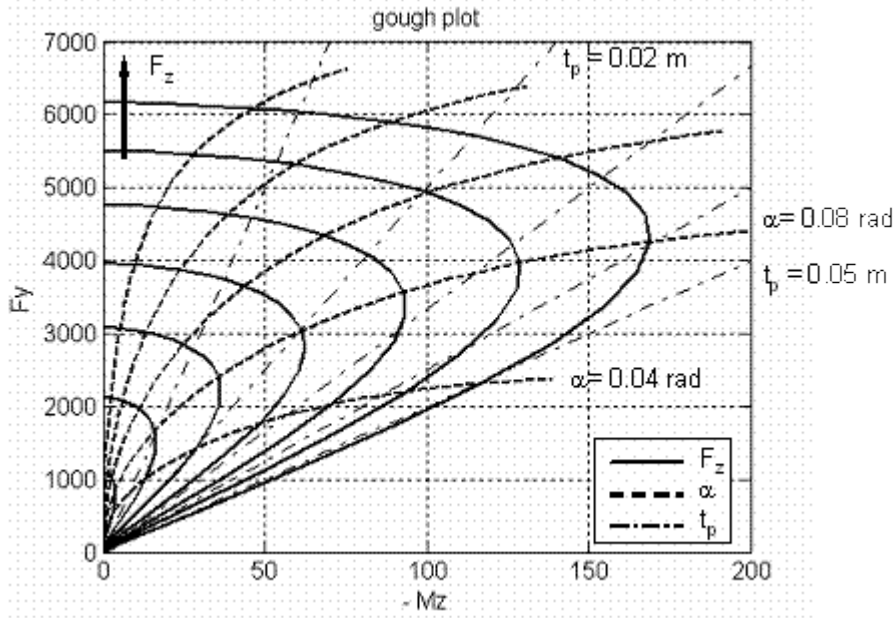
Geri çevirme momenti ve yanal kuvvet, diyagonal hareket açısının fonksiyonu olarak gösterilirler. Yanal kuvvet F_y , normal kuvvet F_z 'nin büyüklüğüne bağlı olduğu için, grafiklerde F_z normal kuvveti de parametre olarak kullanılır.

Diyagonal hareket açısının artmasına bağlı olarak tekerleğin arka kısmındaki deformasyon ve yanal kuvvet de artış gösterdiği için geri çevirme momentinde de hızlı bir artış görülür.

Geri çevirme momenti, yanal kuvvete göre daha keskin bir artış gösterir ve küçük açılarda maksimuma ulaştıktan sonra, daha büyük açılarda deformasyonların temas bölgesinin önüne kaymasıyla geri çevirme momenti de hızla düşer. Pnömatik kasterin yön değiştirmesiyle geri çevirme momenti de yön değiştirir ve negatif

bölgeye kadar iner. Çok büyük diyagonal hareket açılarında, temas bölgesinin tümü kayma durumuna geçeceği için moment tekrar pozitif değer alır.

Gough tarafından türetilen başka bir gösterim tarzında ise (Şekil 2.6), yanal kuvvet geri çevirme momentine bağlı olarak ve normal yük, diyagonal hareket açısı ve pnömatik kaster parametre olarak kullanılarak gösterilmektedir (Pasterkamp, 1997).



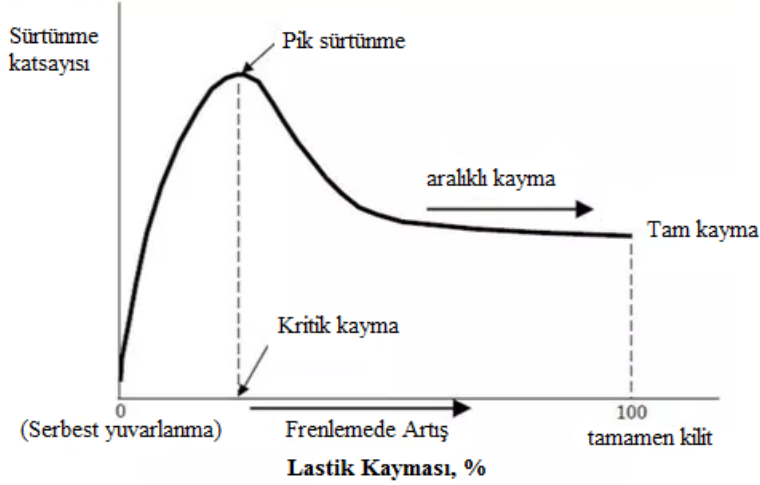
Şekil 2.6 : Gough gösterimi ile geri çevirme momentini (Pasterkamp, 1997).

Diyagonal hareket açısı, tekerlek yükü, yol şartları ve yapısı, tekerlek hava basıncı, tekerlekteki kamber, tekerleğin büyüklüğü ve konstrüktif yapısı, tekerlek üzerindeki düzgünsüzlükler ve seyir hızı; genel olarak yanal kuvvet ve geri çevirme momentini belirleyen ve etkileyen başlıca faktörlerdir. Bunların yanı sıra, frenleme ve tahrik sonucu oluşan çevresel kuvvetler ve diyagonal hareket açısının zamana göre değişimi de yanal kuvvet ve geri çevirme momentine etki eden dinamik faktörlerdendir.

2.2 Taşıt Lastik Karakteristiklerini Etkileyen Parametreler

Taşıt lastik karakteristiklerinde yol durumunun etkisi bulunmaktadır. Lastiğin hareket ettiği yüzeyin ıslak, buzlu, karlı, asfalt veya beton olması, yani yüzeyin yaratacağı sürtünmenin miktarı lastiğin yere tutunma miktarını belirler. Hareket doğrultusundaki tutunma katsayısı μ_h sembolü ile gösterilir. Tekerlek diyagonal hareket yaptığında, y yanal doğrultusundaki tutunma da μ_{hy} sembolü ile incelenir. Tıpkı hareket doğrultusundaki gibi, yanal doğrultudaki tutunma katsayısı da zeminin

durumuna bağlıdır. Örneğin, ıslak bir zemindeki su filmi yüksekliği arttıkça tutunma ve dolayısıyla μ_{hy} tutunma katsayısının değeri düşmekte ve maksimum değere erişilen diyagonal hareket açısı da küçülmektedir (Akalin, 1992).



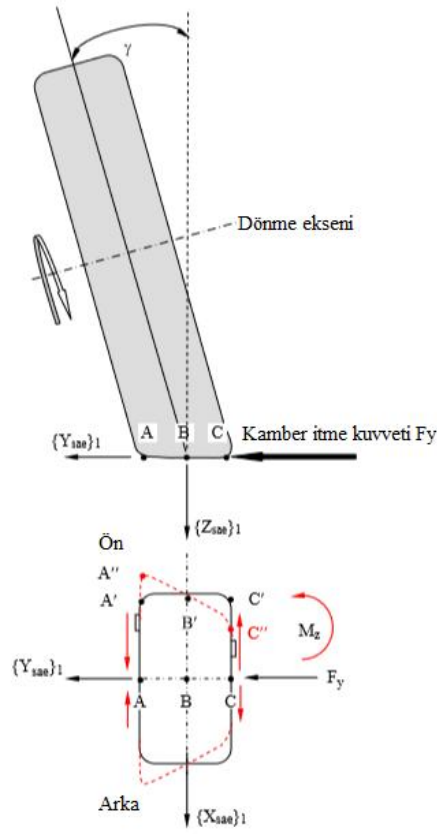
Şekil 2.7 : Tutunma katsayısı – Lastik Kayması

Tutunma katsayısının değeri genel olarak kuru, karlı, ıslak, buzlu şeklinde düşmektedir. Bu sebeple buzlu zemin durumları daha elverişsiz olmakla beraber tutunma katsayısı buzun sıcaklığından da etkilenmektedir.

Lastik basıncı da lastiğin yanal kuvvetini ve geri çevirme momentini etkileyen parametrelerdendir. Lastik hava basıncı düşükse yüksek geri çevirme momentleri oluşur. Diyagonal hareket açısının artması küçük basınç değerlerinde geri çevirme momentinin artmasına, büyük basınç değerlerinde ise azalmasına sebep olur. Lastikteki basınç düşüncü, deformasyonların artmasıyla beraber lastik geri kaldığı için pnömatik kaster miktarı da artmaktadır.

Taşıt lastikleri zemine dik oturmadığında, arada oluşan açığa kamber açısı denmektedir. Kamber açısı lastik üzerinde bir yan kuvveti ve dolayısıyla kamber momentini doğurur. Yan kuvvet lastiğin eğik olduğu tarafa etkir ve diyagonal hareketten farklı olarak etki merkezi temas yüzeyinin önündedir (Erzi).

Taşıtın davranışını kontrol edebilmek için arka tekerlerde kamber açısı kullanılması sık kullanılan bir yöntemdir. Ön akslarda kamber açısı ve açının moment üzerindeki etkisi çok küçüktür.



Şekil 2.8 : Kamber açısının momente etkisi (Blundell, 2004).

Yanal kuvvet ve geri çevirme momentinin kamber açısı ile değişimi:

$$F_y = \delta \cdot \alpha - \chi \cdot \xi \quad (2.5)$$

$$M_Z = \delta \cdot \alpha \cdot n_R - \chi_M \cdot \xi \quad (2.6)$$

Denklemlerde ξ kamber açısını, δ direksiyon sapma açısını, χ orantı sabitini ifade etmektedir. Küçük açı değerlerinde yan kuvvet ve momentin doğrusal değiştiği kabul edilmektedir (Demirsoy, 1981)

Geniş lastikler düşük tekerlek yüklerinde genellikle küçük yan kuvvet, yüksek yüklerde ise büyük yan kuvvet oluştururlar. Yanal ivmelenmesi de boyutları da küçük lastiklerin ihtiyaç duyduğu lastik sapması daha azdır (Reimpel, 1986).

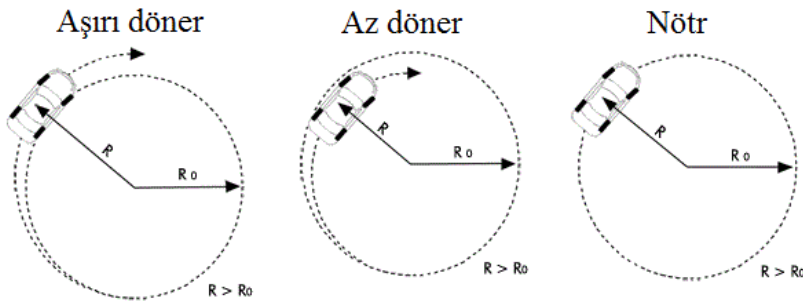
Diyagonal harekette yan kuvvet ve geri çevirme momenti üzerinde frenleme ve tahrik kuvvetlerinin etkisi vardır. Çevre kuvvetleri küçük ise, yan kuvvet üzerinde küçük fakat moment üzerinde büyük etki yaratırlar. Sebebi diyagonal harekette lastiğin temas yüzeyinin yana kaymasıdır, sonucunda ise çevresel kuvvetin kayarak

etkimesinden dolayı tekerlek merkezi düşey izi etrafında moment oluşur. Frenlemede bu moment geri çevirme momentine ters yöndeyken, tahrik halinde aynı yöndedir (Erzi).

Çevre kuvvetlerinin diyagonal hareket karakteristiği üzerine etkileri lastik yapılarına bağlı olarak değişmektedir. Araştırmalar sonucunda radyal yapıdaki lastiklerde diyagonal lastiklere göre çevre kuvvetleri diyagonal hareket karakteristiğinde daha az etki göstermektedir.

Diyagonal hareket etmekte olan lastiğe yan kuvvet etkidiği zaman lastiklerde yanal yönde deformasyona sebep olurlar. Kuvvetin temas ettiği nokta kaydığı için bir bu kuvvet bir moment oluşturur. Bu moment tahrik kuvveti ile artmakta, fren kuvveti ile azalmaktadır.

Örneğin sabit yarıçaplı bir viraj alınırken frenleme ya da gaz kesme sırasında taşıtı dönemecin içine çekmeye çalışan bir yük değişimi etkisi meydana gelir. Bu olayda taşıtın ve lastiklerin kinematik yapısı da önemlidir.



Şekil 2.9 : Taşıt aşırı döner, az döner ve nötr karakterleri

Yük değişimi ile azalan geri çevirme momenti direksiyon sisteminin elastikliğinden dolayı ön tekerleklerde daha büyük direksiyon sapmaları yaratır ve taşıt ‘aşırı döner’ karakteristiğe sürüklenir.

Durağan dairesel hareket, yani bir taşıtın sabit hızda sabit yarıçaptaki bir virajı alması durumu bozulduğunda meydana gelen yük değişimi, taşıtın karakteristiğini belirler.

Taşıt nötr kalabilir, az dönerlik ya da aşırı dönerlik gösterebilir. Eğer ön ve arka lastiklerde diyagonal hareket açıları eşitse taşıt nötr kalır, ön lastiklerdeki açı arka lastiklerden büyükse ‘az döner’, tam tersi durumda ise ‘aşırı döner’ karakteristiğe girer (Reimpel, 1986).

Taşıt lastiklerinin hareketi kararlı olsa bile yapılarından dolayı değişken kuvvetler meydana getirirler. Bu özellikler ‘düzgünsüzlük’ olarak nitelendirilir. Çapsal, yanal ve çevresel kuvvet salınımları, koniklik ve açi kuvveti genel olarak düzgünsüzlükleri oluşturan etkenlerdir.

Tekerleğin ağırlık merkezinin veya asal atalet merkezlerinden birinin dönme eksnei ile kesişmemesinden meydana gelen değişken kuvvetler de düzgünsüzlük olsa da, alınan tedbir farkından ötürü bu kategoride değerlendirilmez.

Lastiğin formunun tam bir yuvarlak olmaması eksantrikliği veya her çap doğrultusunda eşit elastikliğe sahip olmaması çapsal kuvvet salınımlarını yaratır.

Çevresel kuvvet salınımlarının taşıt tekniği açısından önemli sonuçları bulunmamaktadır. Yan kuvvetin sabit bileşeninin etkileri taşıt tekniği açısından çok zararlı değildir fakat değişken yanal kuvvet ön aksta direksiyon sarsıntısı meydana getirdiği için önemlidir (Akalin, 1992).

Bir tekerleğin yuvarlanması sırasında diyagonal hareket açısı sıfır olsa da, koniklik ve açısal etki sebebiyle genellikle yan kuvvet sıfır olmaz.

Koniklik, fiziksel olarak koniklik nedeni ile lastiğin bir koni gibi yuvarlanma meyilini, yani lastik yönünden bağımsız bir yöne çekilimini ifade etmektedir. Bu meyil, taşıtın dümen kabiliyetini etkilemektedir. Konikliğe karar vermek için yan kuvvet hem saat yönünde hem de saat yönünün tersi yönünde ölçülmelidir.

Diyagonal hareket açısının 0° olduğu noktadaki yan kuvvet, açi kuvveti ile koniklik kuvvetinin birleşimidir. Dönüş yönüne göre bileşke kuvvetin yönü de değişmektedir.

Açı kuvveti F_W ve koniklik kuvveti F_K ’nın bileşke kuvvetleri, açi kuvveti dönüş yönüne bağlı değiştiği için değişkendir. Açı kuvvetinin lastiğin her kuşak tabakasının açısı ve sertliğine bağlı bir değeri vardır (Reimpel, 1986).

$$F_W = \frac{F_{YR} + F_{YL}}{2} \quad (2.7)$$

$$F_K = \frac{F_{YR} - F_{YL}}{2} \quad (2.8)$$

2.3 Dinamik Diyagonal Hareket

2.3.1 Değişken diyagonal hareket açısı

Diyagonal hareket açısı zamana ve yola göre yavaş olarak değişirken, yan kuvvet lastiğin deformasyonuna bağlıdır ve bu deformasyon diyagonal hareketle eş zamanlı olarak değil, kararlı hale gelene kadar biraz gecikmeli gelişmektedir. Bu kararlı hale geçiş süresinden ötürü zamana bağlı olan diyagonal hareket açısına göre, yan kuvvet F_Y ve geri çevirme momenti M_z geri kalmakta ve genlikleri de diyagonal hareket açısına karşılık gelmemektedir (Erzi).

Sürücüler genellikle direksiyon manevralarında 0.1-0.3 Hz gibi düşük hareket frekansı uygulamakta ve ancak bazı kritik durumlarda bu değer aşılabilmektedir.

Yanal kuvvetin frekansa bağımlılığı incelendiğinde, çok düşük frekans (0-0.1 Hz) ve yüksek hızlarda ($V > 60 \text{ km/h}$) bu bağımlılığın oldukça küçük olduğu, daha yüksek frekans ve daha düşük hızlarda ise bu etkinin belirginleştiği görülmüştür (Reimpel, 1986)

Frekansın artmasıyla yan kuvvet ve diyagonal hareket açısı arasında bir geri kalma meydana gelir, sürüş hızı arttıkça bu geri kalma azalır.

Zamana bağlı değişen yanal kaymaların tekerlek ekvator düzleminde bir bozunma yaratması geri çevirme momenti üzerindeki dinamik etkilerin başlıca sebebidir ancak sürüş hızı düşükse ve frekans yüksekse bir önem arz etmektedir (Segel, 1965).

Yapılan gözlemlere dayalı, diyagonal hareket açısı yan kuvvet ilişkisi için bir formül çıkarılırsa:

$$\frac{dF_Y}{dx} = \frac{\frac{F_Y}{\alpha} | \alpha(x) - F_Y(x) }{1/K} \quad (2.9)$$

Denklemdaki $1/K$ lastiğin boyutu, yükü, basıncının deneysel fonksiyonunu temsil etmektedir.

2.3.2 Değişken Tekerlek Yükü Etkisi

H. Kurz, değişken normal yük durumunda lastikte oluşan yan kuvveti ampirik hesaplama yöntemini ortaya atmıştır. Yöntemde tekerlek yükü sinüzoidal değişirken, yan kuvvette sinüzoidal olmayan değişimler gözlemlenmiştir.

Artık tekerlek yükünün ve yanal kuvvetin, düşey yükün gerisinde kaldığı ve maksimum yan kuvvetin tekerlek yükü ve kuvvet bağlantı katsayısı çarpımı ile sınırlı kaldığı verileri, tekerleğin ürettiği ortalama yanal kuvvetin yükleme frekansına bağlı olduğunu göstermiştir. Yükleme frekansının yüksek değerlerinde yanal kuvvet önemli ölçüde düşmektedir.

2.3.3 Hızın Etkisi

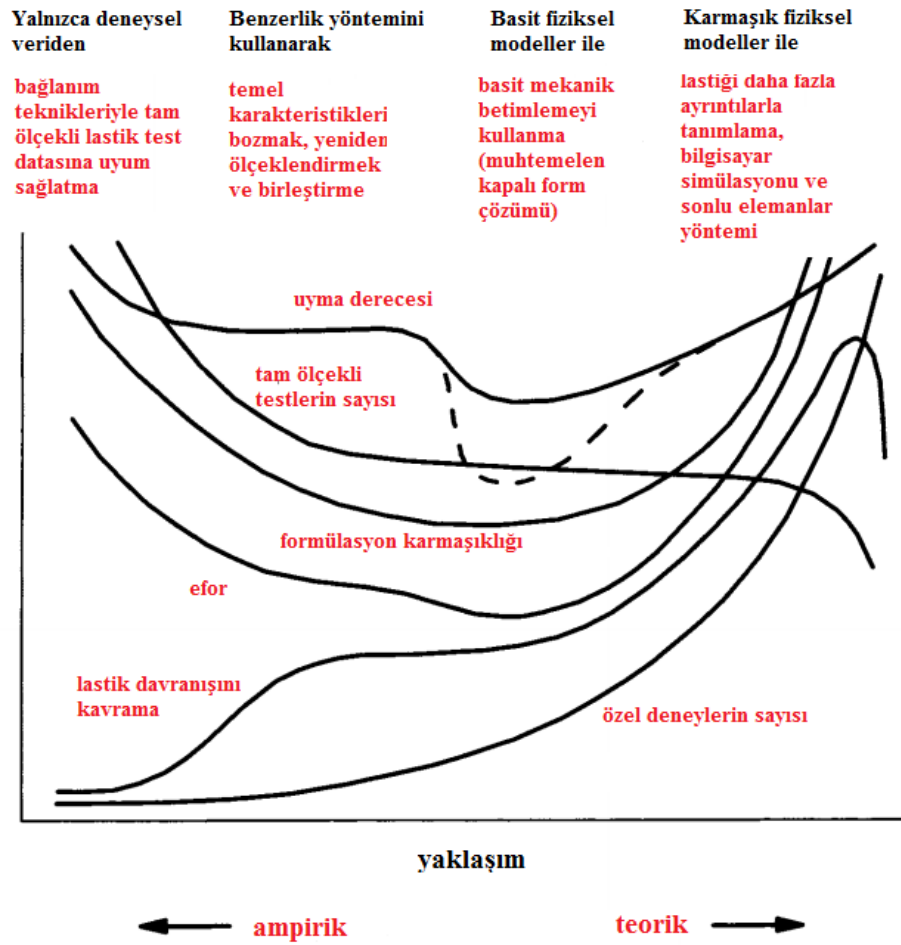
Diyagonal hareket açısının sabit olduğu durumlarda, hızın yan kuvvet üzerindeki etkilerinin yan kuvvete etki eden diğer unsurlarla karşılaştırılınca çok önemli olmadığı saptanmış ve çeşitli lastik testlerinden elde edilen verilerden de bu düşünce desteklenmiştir.

Diyagonal hareket açısının dinamik olduğu durumlarda ise hızın etkileri önemlidir. Örneğin, frekansın yüksek ve hızın düşük olduğu durumlarda yan kuvvette önemli düşüşler gözlemlenir.

2.4 Lastik Modelleri

Geçmiş yıllarda karmaşık taşıt sistemlerin simülasyonuna muazzam bir yönelim oluşmuştur. Otomotiv tasarımcılarının limitleri zorlamayla ilgili artan isteğiyle beraber spesifik olarak otomotiv dinamik davranışına adanmış bir endüstri oluşmuştur ve bu endüstride lastikler çok büyük bir rol oynamaktadır. Doğru sonuçları sağlayabilmek için bahsedilen lastiklerin doğru modellenmesi kritik olarak önem taşımaktadır.

Son 50 yılda, her biri ayrı bir spesifik durumu incelemek üzere çeşitli lastik matematik modelleri geliştirilmiştir. Kullanımlarına göre doğruluğu ve karmaşıklığı farklı seviyelerde olan bu modellerin yaklaşımları da çoğunlukla birbirinden farklıdır. Bulunan model çeşitliliği düşünüldüğünde seçim yapmak zor bir hal almaktadır.



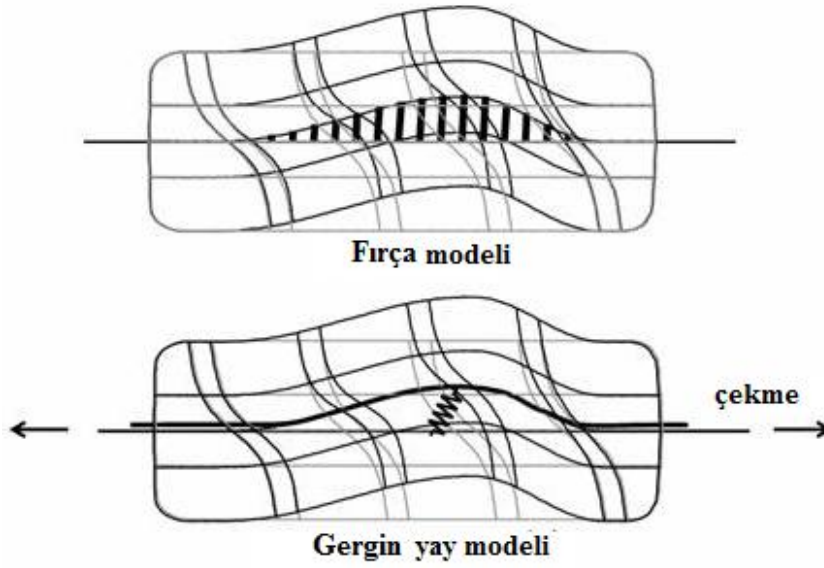
Şekil 2.10 : Lastik modellerinde kullanılan yaklaşımlara göre alınan sonuçlar (Pacejka, 2006).

Verilen grafikte problemi çözmede kullanılan farklı yollar ile çeşitli sonuçların ilişkisi sergilenmiştir.

Grafikte soldan sağa doğru gidildikçe, modellerin temeli tam ölçekli lastik deneylerinden çok lastiğin fiziksel yapısının davranışı teorisi temel alınmaktadır.

Grafiğin ortasında, model daha basit fakat daha az doğrulukta olacaktır. Sağa doğru gidildikçe modelin tanımı daha karmaşıklaşmakta ve taşıt hareketleri simülasyonlarına uygulanmaya elverişsizleşmektedir.

Grafiğin sol tarafında ise, ölçülmüş lastik karakteristiklerini tablolar, matematiksel formüller ve interpolasyon şemaları ile tanımlayan matematik modeller bulunmaktadır (Pacejka, 2006).

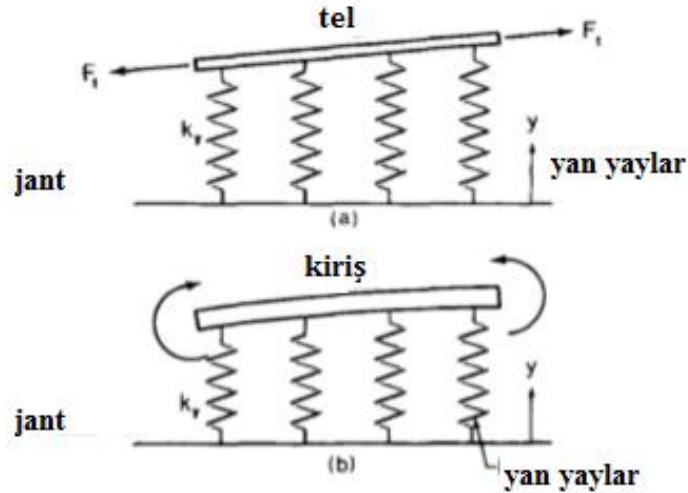


Şekil 2.11 : Fırça (brush) modeli ve gergin-yay (stretched-string) modeli
(Svendenius,2007)

Fırça modeli, ampirik yaklaşımlar baskın olarak kullanılmadan önce popüler olan, lastik kuvvetlerinin oluşmasını temas alanını tutunma ve kayma bölgesi olarak bölmeye dayalı bir modeldir. Tutunma bölgesindeki kuvvetlerin lastik karkası ve yer arasındaki lastik hacmindeki elastik deformasyonlardan dolayı, kayma bölgesinde ise kayma sürtünmesinden dolayı oluştuğu kabul edilir. Modelde, temas bölgesindeki lastik hacmi küçük fırça elemanlarına ayrılarak elde edilir. Her bir eleman temas bölgesi boyunca yanal olarak esner ancak uzunlukları boylamsal yönde ölçülemeyecek kadar küçüktür.

Elemanlar elastik dikdörtgensel kanat ya da fırça kılı şeklinde simgelenir. Model, lastik-kuvvet ve kayma ilişkilerini basit ifadelerle verebilmektedir. Fakat modelin çokça noksanı bulunmakta ve bunlar ancak daha geniş kapsamlı modellemelerle aşılabilmektedir (Svendenius, 2007).

Fiziksel modellerden en bilindik olanları, kiriş modeli ve gergin yay/tel modelidir. Fiala yay-katmanlı bir halka modelini lastik yapısını gösterebilmek için tanımlamıştır. Lastiğin sırt bandı yapısının, yan duvarlara elastik yapıyla bağlı bir kiriş gibi bir karakteristiğe sahip olduğu varsayılmıştır. Kiriş modeli taşıt viraj alma analizlerinde özellikle düzgün durumlarda genişçe kullanılmıştır.



Şekil 2.12 : Gergin yay (Stretched string) modeli ve Kiriş (Beam) modeli (Wong, 2001)

Pacejka ise lastik karkasını elastik olarak desteklenmiş gerilim altındaki birkaç paralel yay olarak gösterdiği gerilmiş-yay modelini tanımlamıştır. Yay modeli, taşıtların shimmy ve direksiyonel dinamikleri çalışmalarında efektif olarak kullanılmaktadır. Kiriş ve yay modelleri lastik davranışının fiziksel tercümesini sağlasa da gerçek çözümleri pratikte kullanılmak için fazla karışıktır.

İleriki kısımlarda daha detaylı bahsedilen Magic Formula lastik modeli ampirik bir modeldir ve bir $\sin(\arctan)$ formülünü temel almaktadır. Bu formülasyon sadece F_y , F_x ve M_z eğrilerine mükemmel uyum sağlamakla kalmaz aynı zamanda eğrilerin tipik şekil ve büyüklük etkenleri ile alakalı katsayıları da içermektedir.

2.4.1 521 lastik modeli

521-Lastik modeli simülasyonlarda kullanılan ilk modellerden olmakla birlikte çok az parametre setine sahip, oldukça basit bir modeldir. Kayma kuvvetleri ve momentler denklem yöntemi veya interpolasyon yöntemi kullanılarak hesaplanabilmektedir (MSC Software, 2012).

521 Modeli için iki çeşit temas yöntemi bulunmaktadır, bunlar yol tutuşu analiz modellerinde kullanılan nokta takipçisi ve 3 boyutlu temas analiz modellerinde kullanılan eşdeğer düzlem yöntemidir. Nokta-takipçisi temas yöntemi lastik ve yol arasında tek bir noktada temas olduğunu varsayar ve bu nokta lastik düzlemi ile yerel yol düzleminin kesişme çizgisinde bulunan tekerleğin merkezine en yakın noktadır.

Nokta-takipçisi temas yöntemi tarafından işlenmiş temas kuvveti yol düzleminin normalindedir. Fakat herhangi bir yol çukuru simülasyonu durumunda bu yöntem beklenen boylamsal kuvveti oluşturmamaktadır. Kuvvet ve temas yöntemlerinin herhangi bir kombinasyonun uygulanması bu model için mümkündür. Kuvvet ve momentlerin hesaplanılabilmesi için kullanılan interpolasyon yönteminde AKIMA spline adındaki, aykırı değerlere de istikrarlı olabilen bir eğri cetveli kullanılır ve diyagonal hareket açısı, dikey yük ve varsa kamber açısına bağlı olarak yan kuvvet ve geri çevirme momenti hesaplanır. Denklem yönteminde ise çeşitli kuvvet ve moment denklemleri pnömatik kaster, lastik yarıçapları, sürtünmeler hesaba katılarak hesaplanır (MSC Software, 2012; Wheeler, 2013).

Eşdeğer düzlem yöntemi, dikey yol yüzeyi vektörüne yeniden yön vermek için kullanılır ve bu yön dikey yükün yönünü vermekte ve yeni lastik yarıçapının hesaplanmasını sağlamaktadır. Bu yöntemin en iyi kullanım alanı büyük engelli durumlardadır çünkü lastiğin engeli uniform sardığı varsayılır. Gerçekte pnömatik ve lastik karkasının bükülme direnci buna engel olmaktadır ve sonuç olarak eşitsiz basınç dağılımıyla beraber yol ve lastik arası olası boşluklardır. Bu sebeple bu yöntemin varsayımı büyük engeller için güzel sonuç vermektedir.

Adını aynı zamanda ADAMS programında kullanılan ilk versiyon olmasından da alan 521 Lastik modeli zaman içinde diğer modellerin geliştirilmesiyle, yetenek ve genellik açısından geride kalmasından ötürü tabiri caizse saf dışı kalmıştır. Yine de bazı yol tutuş ve mukavemet analizlerinde kullanılabilmektedir (Wheeler, 2013).

2.4.2 Fiala lastik modeli

Fiala lastik modeli (1954), karkasın elastik bir zemin üzerinde yanal yöndeki kiriş şeklinde modellendiği fiziksel bir lastik modelidir. Elastik süpürme elemanları yol ve karkas arası teması sağlarlar. Eğer yola temas alanının dikdörtgen şeklinde olduğu, bu alan boyunca basınç dağılımının üniform olduğu ve lastik kuvvetleri üzerinde kamber açısının hiçbir etkisi olmadığı kabulleri yapılırsa düzgün durum karakteristikleri için analitik ifadeler türetilebilir, bu ifadeler de yanal ve boylamsal kuvvetlerin hesaplamalarının temelini oluşturmaktadır.

Sınırlı kabiliyetine rağmen bu modelin en büyük avantajı doğrudan lastiğin fiziksel özellikleri ile alakalı sadece 10 parametreye ihtiyaç duymasıdır. Bunlar yüksüz lastik yarıçapı, lastik karkas yarıçapı, lastik radyal katılığı, boylamsal lastik katılığı,

diyagonal hareket açısına bağlı yanal lastik katılığı, kamber açısına bağlı yanal lastik katılığı, yuvarlanma direnci momenti katsayısı, radyal sönümleme oranı, lastik-yol statik sürtünme katsayısı ve lastik-yol kaydırma sürtünme katsayısıdır (Erdoğan, 2009).

Yüksüz lastik yarıçapı, karkas yarıçapı, lastik radyal katılığı ve radyal sönümleme oranı lastikteki dikey yükü fomüle etmek için tüm modellere gereklidir. Fiala modelinde kamber açısı ihmal edildiği için, kamber açısına bağlı yanal lastik katılığı da kullanılmaz. Bu durumda geriye boylamsal kuvvetin, yanal kuvvetin ve geri çevirme momentinin hesabı için Fiala modeline gerekli 5 parametre kalır.

Fiala lastik modeli için gereken girdiler iki kaynaktan sağlanabilmektedir. Bu kaynaklardan biri simülasyon programlarının içinde bulunan lastik özellikleri dosyasındaki esnememiş lastik yarıçapı gibi parametreler, diğeri ise lastik diyagonal hareket açısı gibi hesaplanan lastik kinematik durumlarıdır.

Fiala Lastik Modeli'nde süreksiz davranış Pacejka'nın çalışmalarında tanımlanan doğrusal süreksiz modelleme ile yapılmıştır.

Basit parametre seti avantajına rağmen, modelin ana sınırlamalarından bazıları şu şekildedir:

- Bu model kombine viraj alma ve frenleme ya da viraj alma ve sürüş durumlarının hiçbir şekilde sunulamaması
- Kamber açısının neden olduğu yanal kuvvet ve geri çevirme momenti modellenememesi
- Sıfır diyagonal hareket açısındaki viraj alma katılığının lastik yüküyle değişiminin hesaba katılmaması
- Yanal kuvvet ve geri çevirme momentininin sıfır diyagonal hareket açısındaki konikliğe ve plysteer sebepli ofsetlerinin gösterilememesi

Bu maddelerden çoğu göz ardı edilebilse de, lastiklerin dikey yüke bağlılığı tüm taşıt davranışını şekillendirmede birincil öneme sahip olduğu için bu modelin kara taşıtları modellemesinde hiçbir pratik kullanımı bulunmamaktadır çünkü makul ama yanlış tipteki hesaplamalar en büyük zararı oluşturmaktadır (MSC Software, 2012).

2.4.3 FTire lastik modeli

FTire (Flexible Ring Tire) Modeli, çok yönlü kullanımı olan geniş bir modeldir. Taşıt-yol konfor araştırmalarında ve diğer taşıt dinamiği simülasyonlarında, düzgün ve düzgünsüz yollar durumları için kullanılabilir. Öbür modellere zıt olarak FTire modeli karmaşık yol verisi ön işlemlerine ihtiyaç duymaz, yol düzensizliklerini kendisi çözümler.

Lastik talikatı bükülme direncini taşıyabilen uzatılabilir ve esneyebilir bir daire olarak tanımlanmıştır ve daire ayırık ağırlıkların (talikat elemanları) sonlu bir sayısıyla numerik olarak yaklaşık hesaplanır. Talikat elemanları katı yaylar ve bükülme dirençleri ile birbirleriyle eşlenmektedir.

FTire modelindeki parametreler çeşitli gruplara ayrılabilir, bunlar lastik ölçüsü ve geometrisi, katılık, sönümleme, talikat/lastik yanağı yapısındaki kütle dağılımı, lastik kusurları (koniklik, dengesizlik vb.), sürtünme karakteristikleri ve modelin numerik özellikleri gibi özellikleri tanımlamaktadır. Kolaylık için FTire en kolay ölçülebilen veriyi kullanır ve neticede temel verilerin sayısı, dahil edilen parametrelerin sayısından daha büyük olabilir.

Başlıca avantajları:

- Tamamen doğrusal olmayan yapıda olması
- 120 Hz ve ötesi çalışma frekanslarındaki geçerliliği
- Temas alanının yarısına kadar çıkabilen engel dalga boylarındaki geçerliliği
- Düzlemdeki ve düzlem dışındaki kuvvet ve momentleri modelleyebilmesi
- Çukur ve takoz gibi tek bir engel durumlarında gösterdiği yüksek doğruluk
- Ani basınç kaybı ve lastiğin yanlış kullanımı gibi aşırı durumlardaki uygulanabilirliği

Olarak sıralanabilmektedir (Wheeler,2013).

2.4.4 UA-Gim lastik modeli

Arizona Üniversitesi Lastik Modeli, kısa adıyla UA-Gim lastik modeli, Dr. Gwangun Gim'in araştırmaları baz alınarak geliştirilmiştir. 1988'de yayınladığı tezinde yaptığı çalışmalar MSC'yi Adams yazılımlarına bir hesaplamalı lastik modeli üretmeye

teşvik etmiştir. Bu model lastiğin temas noktasındaki kuvvet ve momentleri lastiğin kinematik durumlarının bir fonksiyonu olarak hesaplamaktadır.

Dr. Gim tarafından sunulan yeni kavramlardan biri Sürtünme Dairesi'dir. Teker/yer arayüzünden elde edilen toplam sürtünmeyi limitler ama boylamsal ve yanıl sürtünmelerin farklı değerlerine izin verir. Örneğin eğer Müy sınırdaysa (kayma olmadan boylamsal yönde en büyük frenleme ya da ivmelenme), kaymada sonuç göstermeden yanıl bir kuvvet oluşamaz (Wheeler, 2013).

2.4.5 Pacejka 'Magic Formula' lastik modeli

Hans B. Pacejka, 1980'li yıllarda Fiala'nın oluşturduğu modele benzer ama kiriş yerine gergin tel kullanarak bir model yaratmış, Bekker ve Nyborg ile birlikte yanıl kuvvet, fren kuvveti ve geri çevirme momentinin hesaplanması ile ilgili çalışmalar yapmıştır. Pacejka'nın bu kuvvetlerin ve momentin hesaplamasını yapmak için oluşturduğu formülasyon 'Magic Formula' adında bilinmektedir ve yarı ampirik olan modelin ismi de 'Magic Formula Lastik Modeli'dir (Pacejka, 1987). Modelin deneysel verilerden elde edilmesi gereken birçok katsayısı bulunmaktadır.

Formülasyondaki katsayılar lastiğin bazı nitelikleri simgelemektedir ve bu formülasyonlar yanıl kuvvet, fren kuvveti ve geri çevirme momentinin karakteristiğini tanımlamada oldukça tatmin edicidir.

Lastik karakteristiklerinin her birinin şekli sonuç fonksiyonu oluşturmak için bir sinus fonksiyonuyla başlatılabilir.

$$Y = D. \sin (B. X) \quad (2.10)$$

Y yanıl kuvvet, fren kuvveti ve geri çevirme momentini, X ise diyagonal hareket açısını ya da boylamsal kaymayı simgelemektedir. D eğrinin tepe noktasını, ürün BD ise kaymanın sıfır olduğu noktadaki katılığı vermektedir. Denklem (2.10) X'in büyük değerlerinde yeterince iyi sonuç vermediğinden denklem X eksenindeki bir eklemeye genişletilmiştir.

$$Y = D. \sin (C. \arctan(B. X)) \quad (2.11)$$

Denkleme eklenen C hem sinüsün kapsamını hem de eğrinin şeklini, Y fonksiyonunun yanıl kuvvet, fren kuvveti ya da geri çevirme momenti

karakteristiklerinden hangisi gibi görüneceğini belirlemektedir. Fakat genişletilmiş denklem karakteristikleri tanımlamakta hala yeterli olmadığı için denkleme bir E katsayısı, B ve D katsayılarını etkilemeyecek şekilde eğriye yerel bir gerinim ya da sıkıştırma katması amacıyla eklenmiştir.

$$Y = D. \sin (C. \arctan(B. \phi)) \quad (2.12)$$

$$\phi = (1 - E)X + \left(\frac{E}{B}\right) \arctan (B. X) \quad (2.13)$$

Karakteristiklerin orijinden geçtiği varsayılsa da koniklik, açı etkisi (ply-steer) ve yuvarlanma direncinden ötürü her zaman durum böyle olmamakta, yatay ve dikey yönlerde orijinden sapmalar bulunmaktadır.

Sapmalar denkleme şu şekilde dahil edilmiştir:

$$Y = D. \sin(C. \arctan(B. \phi)) + S_V \quad (2.14)$$

$$\phi = (1 - E). (X + S_H) + \left(\frac{E}{B}\right) \arctan (B. (X + S_H)) \quad (2.15)$$

Denklemdaki B katılık faktörünü, C şekil faktörünü, D tepe faktörünü ve E eğrilik faktörünü vermektedir.

Kullanılan toplam katsayısı sayısını azaltmak ve normal yüke bağımlılığı da dahil etmek için denklemler ve birincil katsayılar yeniden düzenlenmiştir.

Tepe faktörü,

$$D = a_1. F_Z^2 + a_2. F_Z \quad (2.16)$$

Yan kuvvet için katılık,

$$BCD = a_3. \sin (a_4. \arctan (a_5. F_Z)) \quad (2.17)$$

B katılık faktörü katılığın şekil faktörüne bölünmesiyle elde edilir;

$$B = \frac{BCD}{CD} \quad (2.18)$$

Şekil faktörü C'nin Pratik olarak normal yükten bağımsız olduğu ve her karakteristik için belli aralıkta değerler aldığı varsayılmaktadır.

Çizelge 2.1: Şekil Faktörünün genel değerleri.

	Yan Kuvvet F_Z	Fren Kuvveti F_X	Geri Çevirme Momenti M_Z
C	1.3	1.65	2.4

Eğrilik faktörü E'nin normal yüke bağlı fonksiyonu:

$$E = a_6 \cdot F_Z^2 + a_7 \cdot F_Z + a_8 \quad (2.19)$$

Y fonksiyonu yan kuvvet için düzenlendiğinde denklem;

$$F_{y0} = D_y \sin[C_y \arctan\{B_y \alpha_y - E_y(B_y \alpha_y - \arctan(B_y \alpha_y))\}] + S_{Vy} \quad (2.20)$$

$$\alpha_y = \alpha + S_{Hy} \quad (2.21)$$

Y fonksiyonu geri çevirme momenti için düzenlendiğinde denklem;

$$M_{z0} = D_z \sin[C_z \arctan\{B_z \alpha_y - E_z(B_z \alpha_y - \arctan(B_z \alpha_y))\}] + S_{Vz} \quad (2.22)$$

halini almaktadır. Tepe faktörü,

$$D = b_0 \cdot F_Z^3 + b_1 \cdot F_Z^2 + b_2 \cdot F_Z \quad (2.23)$$

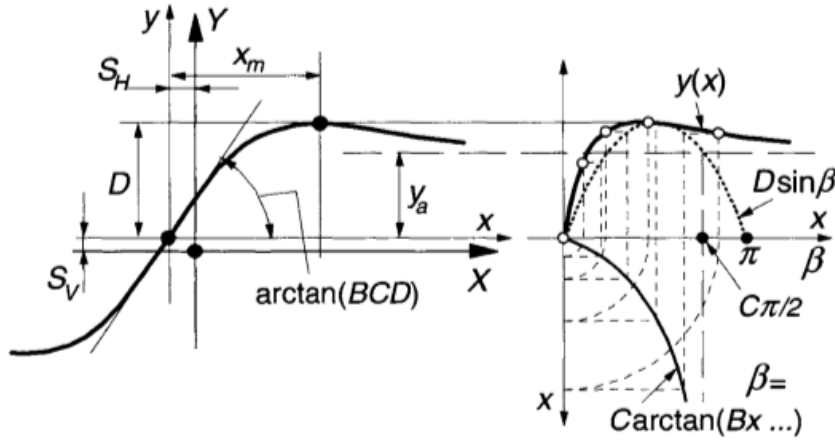
Eğrilik faktörü E'nin geri çevirme momenti için yüke bağlı fonksiyonu,

$$E = b_6 \cdot F_Z^2 + b_7 \cdot F_Z + b_8 \quad (2.24)$$

Geri çevirme momenti için katılığın ve dolayısıyla katılık faktörünün fonksiyonlarına eksponansiyel eklenmektedir.

$$BCD = \frac{b_3 \cdot F_Z^2 + b_4 \cdot F_Z}{e^{b_5 \cdot F_Z}} \quad (2.25)$$

Şekil 2.13'te görüldüğü gibi Magic Formula fonksiyonu (Denklem 2.12), orijinden geçen, bir maksimum noktasına ulaşan ve hemen sonrasında yatay asimptota eğilen bir eğri oluşturmaktadır. Sonrasında fonksiyon geliştirilerek (Denklem 2.14) sapmalar dahil edilmiştir.



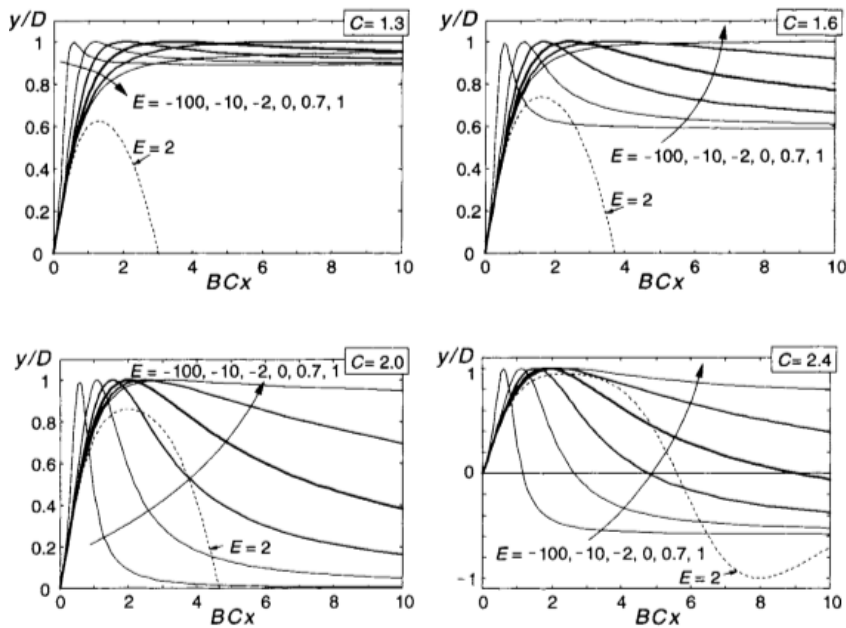
Şekil 2.13 : Magic Formula'nın özgün sinüs fonksiyonuyla üretilmiş eğri (Pacejka, 2006)

Bu formülasyon kayma miktarlarına bağlı olarak oluşan yan kuvvet ve geri çevirme momenti karakteristiklerini oldukça güzel bir şekilde gösterebilmektedir.

Faktörlerin fiziksel anlamları grafik üzerinden incelendiğinde D eğrinin tepe noktasını tanımlamakta, ve BCD eğrinin orijindeki eğimini karşılamaktadır. Şekil faktörü C sinüs fonksiyonu dizisinin limitlerini kontrol ederek sonuçta oluşan eğrinin şekline karar vermektedir.

Faktör E ise hem tepe noktasındaki eğriliği kontrol etmekte hem de tepenin oluştuğu yatay konumu belirlemektedir.

Şekil 2.14'te ise şekil faktörlerinin eğrinin şekli üzerindeki etkisi görülmektedir.



Şekil 2.14 : Şekil faktörleri E ve C 'nin değişimlerinin eğriye etkileri (Pacejka, 2006)

3. OPTİMİZASYON VE UYGULAMA

Minimizasyon ve maksimizasyon problemlerinde genel ya da yerel, minimum ya da maksimum noktaları aranır. Optimizasyon problemleri de yerel minimizasyon ya da maksimizasyon problemlerine benzese de farklı bir yönü bulunmaktadır. Yerel çözümde maksimum ya da minimum noktalar verilen iki sayı aralığında aranırken, optimizasyon problemlerinde bir ya da birden fazla kısıt değerleri veya fonksiyonları aralığı sınırlandırarak değerleri bu alanda aratır.

Optimizasyon problemleri uyguladıkları yöntem bakımından mühendislik uygulamalarında kullanılmaya daha uygundur, çünkü pratikteki problemlerde, bir mühendis mutlak nokta yerine gerçekleşebilir en uygun noktayı bulmaya çalışır. Problemden herhangi bir kısıt yok ise, bu problem artık optimizasyon değil mutlak minimizasyon ya da maksimizasyon problem olarak kabul edilir. Maksimizasyon ya da minimizasyon problemlerine kısıt değerleri veya fonksiyonları eklendiğinde matematiksel hesaplamalar ciddi boyutlarda zorlaşacağından optimizasyon problemlerinin çözümü kolay değildir. (Arifoğlu, 2012)

Optimizasyon problemlerinde 3 ana tanımdan bahsetmek gerekir:

- Amaç fonksiyonu
- Değişkenler
- Kısıtlar

Amaç fonksiyonu, optimum noktaları aranan fonksiyon, kısıtlar fonksiyonu oluşturan değişkenlerin uyması gereken sınırlar olarak tanımlanır.

Optimizasyon problemlerinin çözümünde, problemin $y(x)$ eğrisine bağlı olarak 3 farklı programlamadan yararlanılır.

- $y(x)$ ve kısıtlar lineer ise, lineer programlama
- $y(x)$ ikinci derece, kısıtlar lineer ise, karesel(quadratic) programlama

- $y(x)$ lineer veya ikinci derece değil, kısıtlar da lineer değilse, lineer olmayan programlama

Optimizasyon, amaç fonksiyondaki değişken sayısı tek ise ‘tek boyutlu optimizasyon’, çoğul ise ‘çok boyutlu optimizasyon’dur.

Matlab programı, optimizasyon problemleri için ‘optimization toolbox’ yazılımını ve problem tiplerine göre çeşitli ölçeklerde çözüm yöntemleri geliştirmiştir.

3.1 Matlab Fmincon Komutu

Fmincon komutu, doğrusal olmayan çok değişkenli $f(x)$ amaç fonksiyonlarını, doğrusal veya doğrusal olmayan eşitsizliklerini ve parametrelerin alt ve üst değerlerinin oluşturduğu kısıtları göz önünde bulundurarak ‘minimum’ yapan ‘x’ değerlerini bulmaya yarar.

Fmincon komutunu kullanmak için yazılıma dahil edilmiş birkaç ifadeyi bilmek gerekir.

$$c(x) \leq 0 \quad (3.1)$$

Denklem (3.1) lineer olmayan eşitsizlikleri tanımlamaktadır ve bu kısıtlar alt programda verilir.

$$d(x) = 0 \quad (3.2)$$

Denklem (6.2) lineer olmayan eşitlikleri tanımlamaktadır ve bu kısıtlar alt programda verilir.

$$A.x \leq b_1 \quad (3.3)$$

$$B.x = b_2 \quad (3.4)$$

Lineer eşitsizlik (3.3) ve eşitlikleri (3.4) ifade etmek için kullanılırlar.

$$D_{alt} \leq x \leq D_{üst} \quad (3.5)$$

Parametrelerin alt ve üst sınırlarını tanımlamak için kullanılır.

Denklemlerde ifade edilen değişkenlerden x , b_1 , b_2 , D_{alt} , $D_{üst}$ vektör, A ve B birer matris, $c(x)$ ve $d(x)$ ise vektör boyutunda birer fonksiyondur. Eğer problemde lineer olmayan eşitlik ve eşitsizlikler mevcutsa bu kısıtlar alt bir programda tanımlanırlar.

3.2 Hessian Matris Sistemi

Fmincon komutu, skaler bir fonksiyonun değişkenlerini başlangıç tahmin değerlerinden başlayarak, kısıtlanmış minimumlarını bulmaya çalışır. Kısıtlanmış doğrusal olmayan optimizasyon ya da doğrusal olmayan programlama sınıfına girer. Fmincon komutu, Lagrange denkleminin ikinci türevi olan Hessian denklemini opsiyonel girdi olarak kullanır. Çeşitli fmincon algoritmaları Hessian girdilerini farklı şekillerde kullanmaktadır.

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_2} & \cdots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_n} \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2^2} & \cdots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_2} & \cdots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n^2} \end{bmatrix}.$$

Şekil 3.1: Hessian matrisi

Hessian matrisi, matematikte skaler değerli bir fonksiyonun ikinci dereceden kısmi türevinin kare matrisidir. Çok değişkenli bir fonksiyonun yerel eğriliğini ifade eder. Hessian matrisi Jacobian matrisle ilişkili sayılabilir.

$$H(f)(x) = J(\nabla f)(x) \quad (3.6)$$

Hessian matrisleri büyük ölçekli optimizasyon problemlerinde Newtonvari yöntemlerin içinde kullanılırlar çünkü bu matrisler bir fonksiyonun yerel Taylor- genişlemesindeki ikinci dereceli terimin katsayılarıdır.

$$y = f(x + \Delta x) \approx f(x) + J(x)\Delta x + \frac{1}{2}\Delta x^T H(x)\Delta x \quad (3.7)$$

Matlab programının optimizasyon araç çubuğu çözücülerinde kullanılan çoğu metot, optimizasyonda basit ama güçlü bir konsept olan ‘emniyet bölgelerini’ baz almaktadır. Optimizasyondaki bu yaklaşımı anlamak için önce kısıtsız minimizasyon probleminden bahsetmek gerekir.

Kısıtsız bir minimizasyonda, fonksiyonun vektörel değişkenini alıp skalere çevirecek olan $f(x)$ fonksiyonunu minimize etmeye çalışalım. n -boyutlu uzayda x noktasında olduğumuzu varsayalım. Geliştirmek ya da başka bir deyişle daha düşük fonksiyon değerli bir noktaya gitmek isteyelim. Temel fikir, f fonksiyonuna daha basit bir q fonksiyonu ile yaklaşım yapmaktır, bu da makulce f fonksiyonunun davranışına x noktası etrafındaki bir N çevresinde yansır.

Bu çevre ‘emniyet bölgesi’dir. Deneme basamağı s , N yaklaşık olarak minimize edilerek hesap edilir. Bu alt problemidir:

$$\min_s \{q(s), s \in N\} \quad (3.8)$$

Mevcut nokta $x+s$ oalcak şekilde güncellenir ve $f(x+s)$ fonksiyonu $f(x)$ fonksiyonundan küçük olmak zorundadır. Aksi halde mevcut nokta değişmemiş olarak kalır ve N , emniyet bölgesi küçülür ve deneme basamağı hesaplanması tekrarlanır.

Fonksiyon $f(x)$ ’i minimize etmek için yapılan özgül emniyet bölgesi yaklaşımını tamamlamanın ahatar soruları, mevcut noktaya tanımlanmış q fonksiyonu yaklaşımının nasıl seçileceği ve nasıl hesaplanacağı, emniyet bölgesi N ’in nasıl seçileceği, modifiye edileceği ve emniyet bölgesi alt probleminin ne kadar kesinlikte çözüleceğidir.

Standart emniyet bölgesi yönteminde, q fonksiyonunun ikinci dereceden yaklaşıtrımı Taylor yaklaşımının ilk iki kuralı ile tanımlanır. Çevre N genellikle küresel ya da ellipsoid şeklindedir.

Matematiksel olarak emniyet bölgesi alt problem genellikle şöyle ifade edilir:

$$\min \left\{ \frac{1}{2} s^T H s + s^T g, \quad ||Ds|| \leq \Delta \right\} \quad (3.9)$$

İfadedeki g , f 'in mevcut x noktasındaki gradyenini, H Hessian matrisini (ikinci türevlerin simetrik matrisi), D diyagonal ölçekleme matrisini, Δ pozitif skaleri göstermektedir.

Denklemleri çözmek için genellikle bütün özgün sistemin hesaplanmasını ve seküler denklemlere uygulanan bir Newton prosesini içeren iyi algoritmalar bulunmaktadır.

$$\frac{1}{\Delta} - \frac{1}{\|s\|} = 0 \quad (3.10)$$

Bu tarz algoritmalar denklemleri doğru çözümler üretebilmektedir. Fakat H Hessian matrisinin birkaç faktörizasyonu için zaman orantısına ihtiyaç duymaktadırlar. Yüksek-ölçekli problemler için daha farklı yaklaşımlar gerekmektedir. Bazı yaklaşımlar ve buluşsal stratejiler bu tarz problemlerin çözümünde kullanılmaktadır.

Optimizasyon araç çubuğu çözümlerinde emniyet bölgesi alt problem iki-boyutlu S altuzayı ile sınırlanır. Altuzay S hesaplandıktan sonra denklemleri çözmek için yapılacak işlem, tüm özgünvektör özgündeğer bilgilerine ihtiyaç olsa bile çok kolaydır. İşin büyük kısmı burada altuzayın seçimine kaymıştır.

$$H \cdot s_2 = -g \quad (3.11)$$

$$s_2^T \cdot H \cdot s < 0 \quad (3.12)$$

S 'in seçimin arkasındaki felsefe küresel yakınsamayı zorlamak ve hızlı yerel bir yakınsamaya ulaşmaktır.

Kısıtsız minimizasyonu

- 2 boyutlu emniyet-bölgesi altprobleminin formüle edilmesi
- Deneme basamağı s 'i bulmak için denklemin çözülmesi
- Eğer $f(x+s) < f(x)$ ise $x = x+s$ dönüşümü
- Δ 'nın adaptasyonu

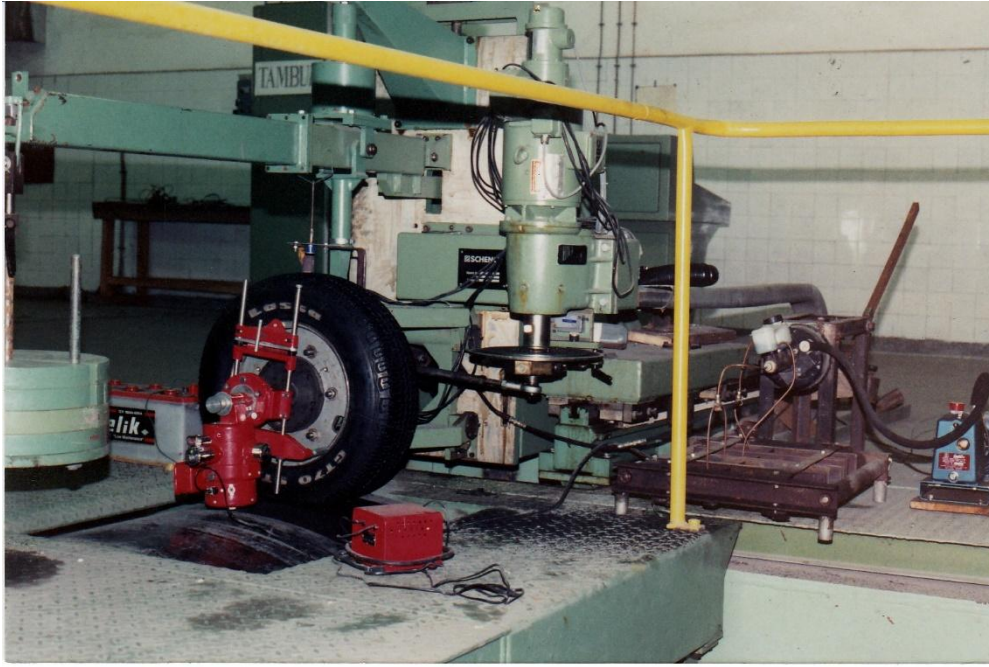
Bu 4 adım yakınsama tamamlanana kadar tekrarlanır. Emniyet bölgesi boyutu Δ standart kurallara göre adapte olur. Deneme basamağı $f(x+s) > f(x)$ şeklinde kabul edilmezse Δ düzeltilir.

Optimizasyon araç çubuğu çözücüler, f'in önemli özel durumları için daha özelleşmiş fonksiyonlarla çalışsalarda, sistemin altında yatan algoritma tüm durumlar için aynıdır.

3.3 Verilerin Elde Edilmesi

Bu çalışmada, Akalın'ın (1992) çalışmasından elde ettiği verilerden yararlanılmıştır. Akalın çalışmasında tambur, tekerlek test ünitesi, güç sistemi, kontrol paneli ve ölçme amplifikatörlerinden oluşan Carl – Schenk tekerlek test cihazı kullanılmıştır.

Test cihazı pinyon-kremayer mekanizması ile tambur ekseninde hareket ettirilerek testler yapılmıştır. Beş bileşenli ölçme göbeği ile tekerlek yükü, yan kuvvet, geri çevirme momenti, çevresel kuvvet değerleri değişken gerilim sinyalleri olarak amplifikatörlere iletilmiş, burada ayar ve kalibrasyon teçhizatlarıyla ölçümler okunmuştur.



Şekil 3.2 : Tekerlek Test Düzeneği

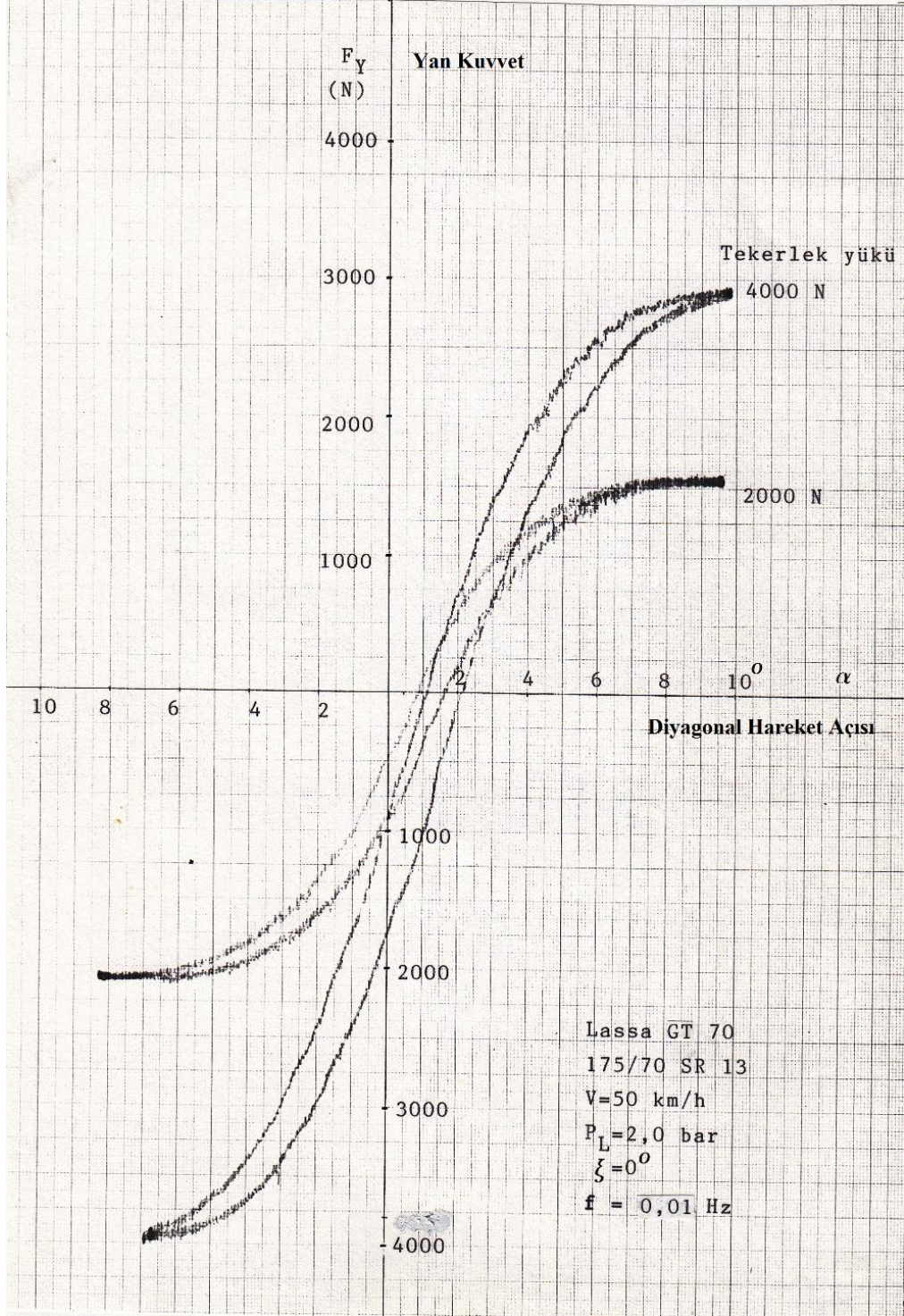
Cihazın özellikleri;

Tambur çapı = 2.0 m

Tambur genişliği = 0.9 m

Maksimum çevre hızı = 300 km/h

Diyagonal hareket karakteristikleri için gerekli olan değişken tekerlek açısı bir gerilim fonksiyonu olarak, yazıcıya 12 V doğru akın kaynağı ile beslenmekte olan bir potansiyometre ile üretilmiştir. Ölçme amfisi ve potansiyometreden gelen sinyaller HP 7046 A tipi yazıcıda çizdirilmiştir.

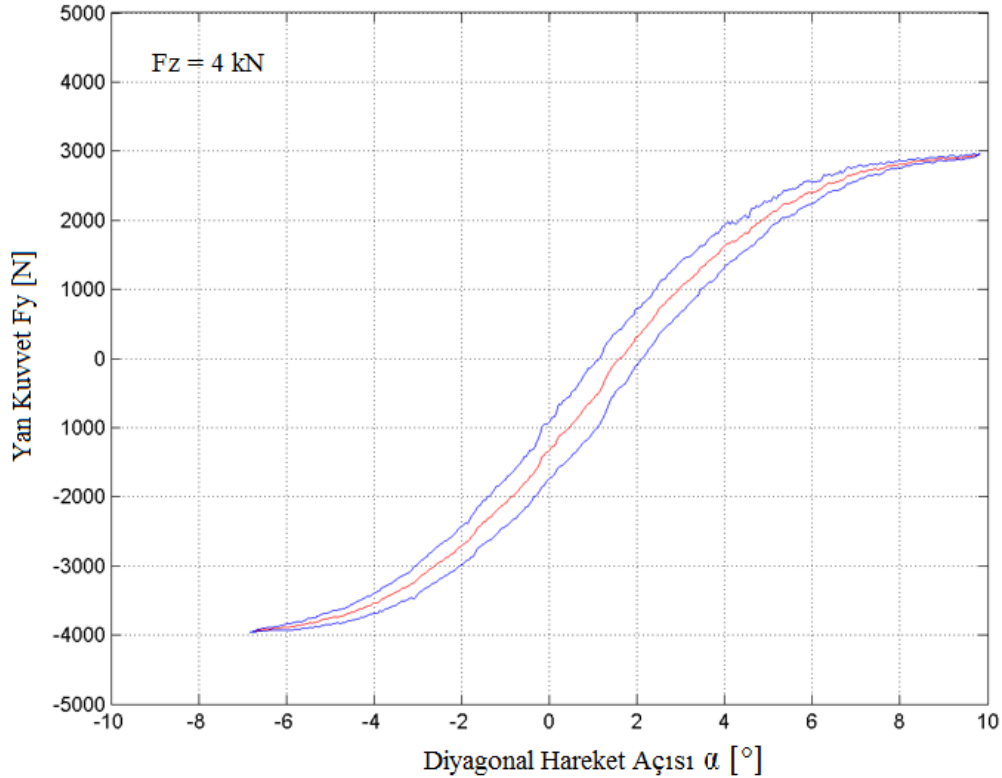


Şekil 3.3 : Yan kuvvet – diyagonal hareket açısı (deneysel)

Lassa GT 70 175/70 SR 13 tip lastik 0.01 Hz frekansta 50 km/h sabit hızda slalom hareketi yaptırılarak iki maksimum hareket açısı arasında yaptığı bir döngü grafiğe aktarılmıştır.

3.4 Optimizasyon

3.4.1 Yan kuvvet optimizasyonu



Şekil 3.4 : Yan kuvvet – diyagonal hareket açısı grafiği

Grafik PlotDigitizer programı ile dijital hale getirilerek bilgisayara aktarıldı ve grafikteki eğriyi oluşturan noktaların koordinatları elde edildi, optimizasyon için hazırlık olarak interpolasyon yöntemiyle üst ve alt eğri aynı sayıda parçaya bölündü ve ortalamaları alınarak ‘düzgün durum’ eğrisi belirlendi.

Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi orijinden geçmesi gereken yan kuvvet eğrisi koniklik, açısal etki (ply-steer), yuvarlanma direnci sebeplerinden dikey ve yatay olarak sapmalara uğradığı için orijinden geçmemektedir.

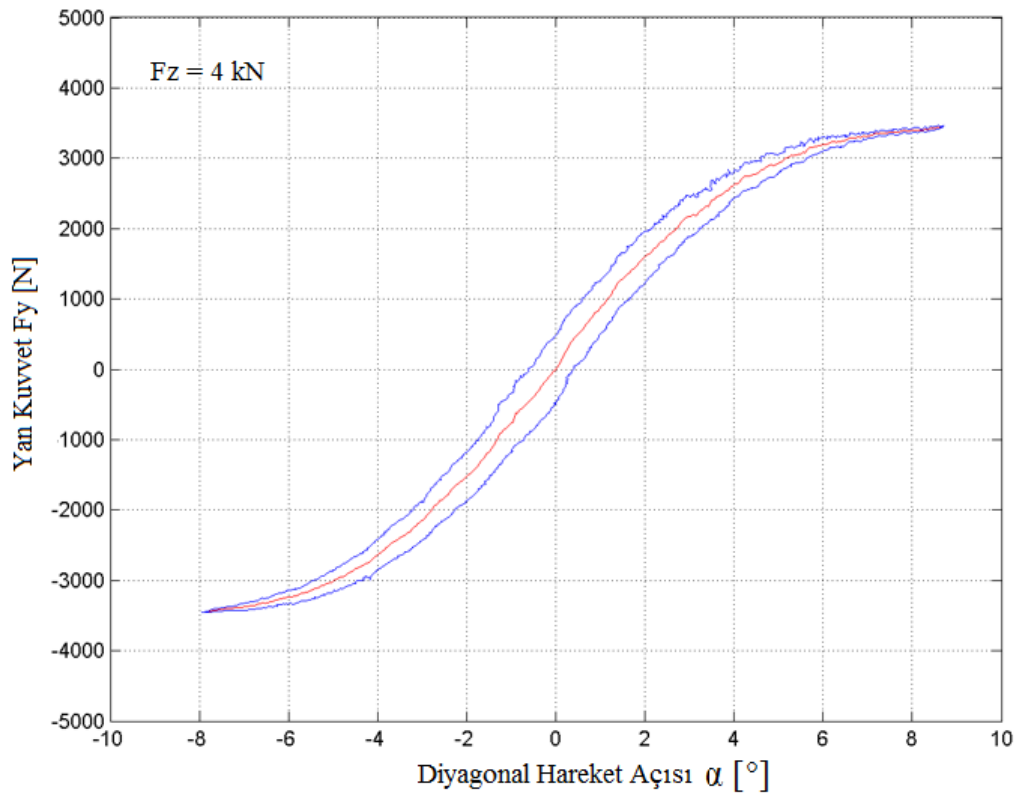
Magic Formula modeli ile deneysel veri arasındaki farkın minimuma inebilmesi için, deneysel verilerimiz de eğri orijinden geçecek şekilde düşey ve yatay kaydırmalarla orijine taşındı.

Dikey yönde, yanal kuvvetin minimum ve maksimum olduğu değerlerin mutlak değerlerinin farkı alınıp, değerin yarısı kadar pozitif yönde taşıma yapıldı.

$$dikey\ taşıma = 0.5(|F_{Ymax}| - |F_{Ymin}|) \quad (3.13)$$

Yatay yönde, ilk olarak diyagonal hareket açılarının minimum ve maksimum olduğu değerlerin mutlak değerlerinin farkı alınıp, değerin yarısı kadar taşıma yapıldı. İlk yatay taşımadan sonra grafik hala yatay olarak orijinden geçmediği için, interpolasyon yöntemiyle orijine olan uzaklığı bulunup orijine taşıma yapıldı.

$$yatay\ taşıma\ 1 = 0.5(|\alpha_{Ymax}| - |\alpha_{Ymin}|) \quad (3.14)$$



Şekil 3.5 : Merkezlenmiş yan kuvvet – diyagonal hareket açısı grafiği

Yapılan taşımalar sonrası grafik orijinden tam geçtikten sonra optimizasyon için Matlab programındaki fmincon komutu kullanıldı.

Optimizasyonda Magic Formula alt katsayılarının tahmini için ilk tahmin değerleri matris olarak girildi.

Çizelge 3.1 : Yan kuvvet için MF alt katsayıları ilk değerleri.

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	C
-	-22.1	1011	1078	1.82	0.208	0	-0.354	0.707	1.3

İlk değerlerin girilmesinden sonra, kestirimin doğru yapılabilmesi için programa bazı fiziksel kısıtlar girildi:

- 1) Sürtünme katsayısı μ pozitif olmalı

$$a_2 > 0 \quad (3.15)$$

- 2) Yük arttığı zaman sürtünme katsayısı μ azalmalı

$$a_1 < 0 \quad (3.16)$$

- 3) Tepe faktörü D normal yükün artışıyla artmalı

- 4) Aşırı eğrilikten kaçınmak için eğrilik faktörü E ve şekil faktörü C limitlenmeli

$$E \leq 1 \quad (3.17)$$

$$1 < C \leq 1.7 \quad (3.18)$$

- 5) Orijindeki olası S şeklinden kaçınmak için $df_z = 0$ durumunda E limitlenmeli

$$E > -(1 + \frac{1}{2}C^2) \quad (3.19)$$

Çizelge 3.2 : Fz= 4kN , yan kuvvet için elde edilen MF alt katsayıları.

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	C
175.9	-15.95	1055	1091	1285	10292	-18684	-0.354	0.706	1.7

Katsayıların eldesinden sonra lastiğin süreksiz davranışını tanımlayan gevşeme mesafesi hesaplandı.

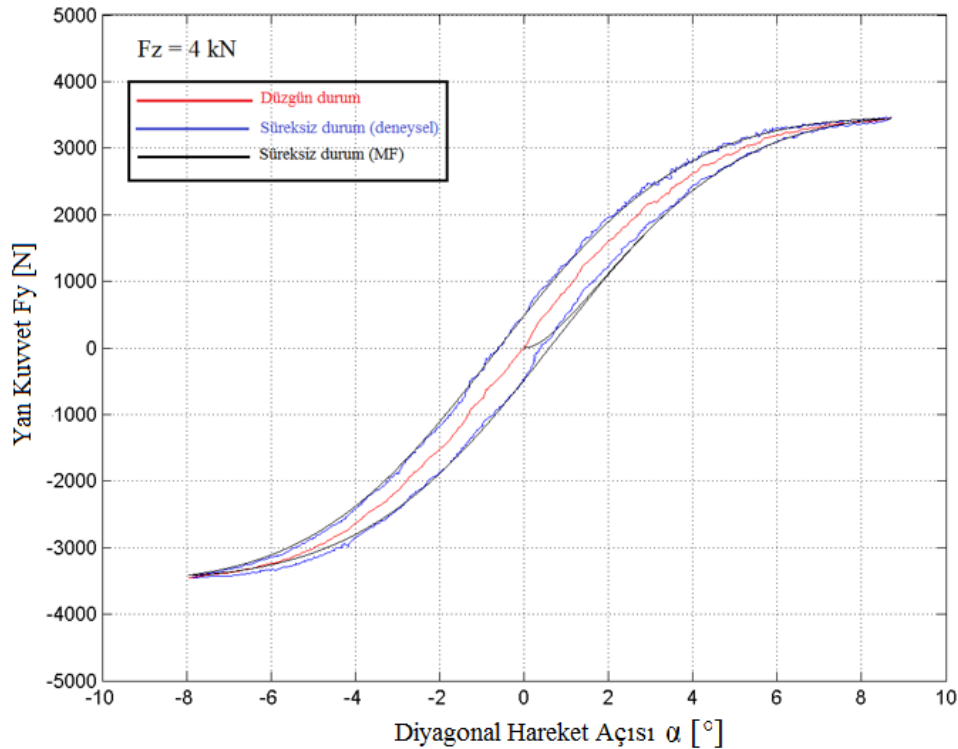
$$\frac{L_y}{V} \cdot \dot{F}_y + F_y = F_{y0} \quad (3.20)$$

Denklem düzenlenerek gevşeme mesafesi yalnız bırakılınca;

$$L_y = \frac{(F_{y0} - F_y)}{\frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial t}} \cdot V \quad (3.21)$$

Denklemlerde V taşıt hızını, L_y gevşeme mesafesini temsil etmektedir.

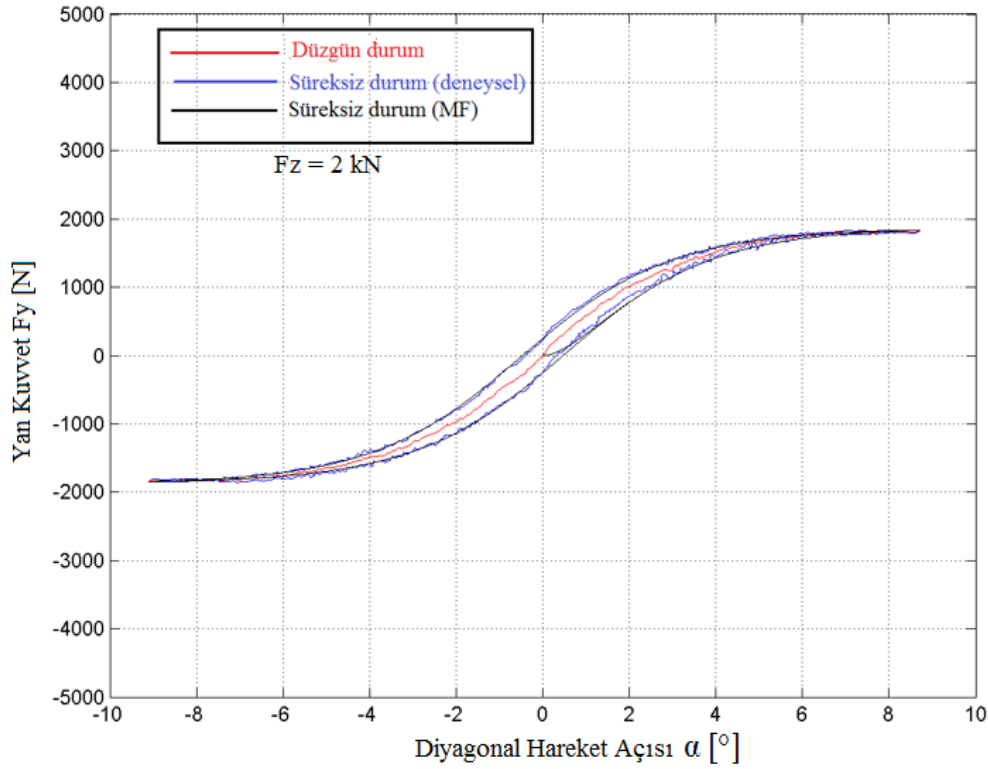
Gevşeme mesafesi hesaplandıktan sonra, Pacejka'nın Magic Formula denklemlerinde yeni bulunan katsayılar kullanılarak yan kuvvet karakteristiği, deneyden alınan veriler ile karşılaştırılmak amacıyla aynı grafiğe çizdirildi.



Şekil 3.6 : Fz = 4 kN için yan kuvvet – diyagonal hareket açısı

Aynı işlemler, taşıt test cihazından elde edilmiş çeşitli frekanslardaki ve çeşitli normal yükler altındaki diğer verilere uygulandığında da, kullanılan optimizasyon

yöntemi ile Magic Formula katsayıları elde edilmesi ve eğri uydurulması başarılı oldu.



Şekil 3.7 : $F_z = 2$ kN için yan kuvvet – diyagonal hareket açısı

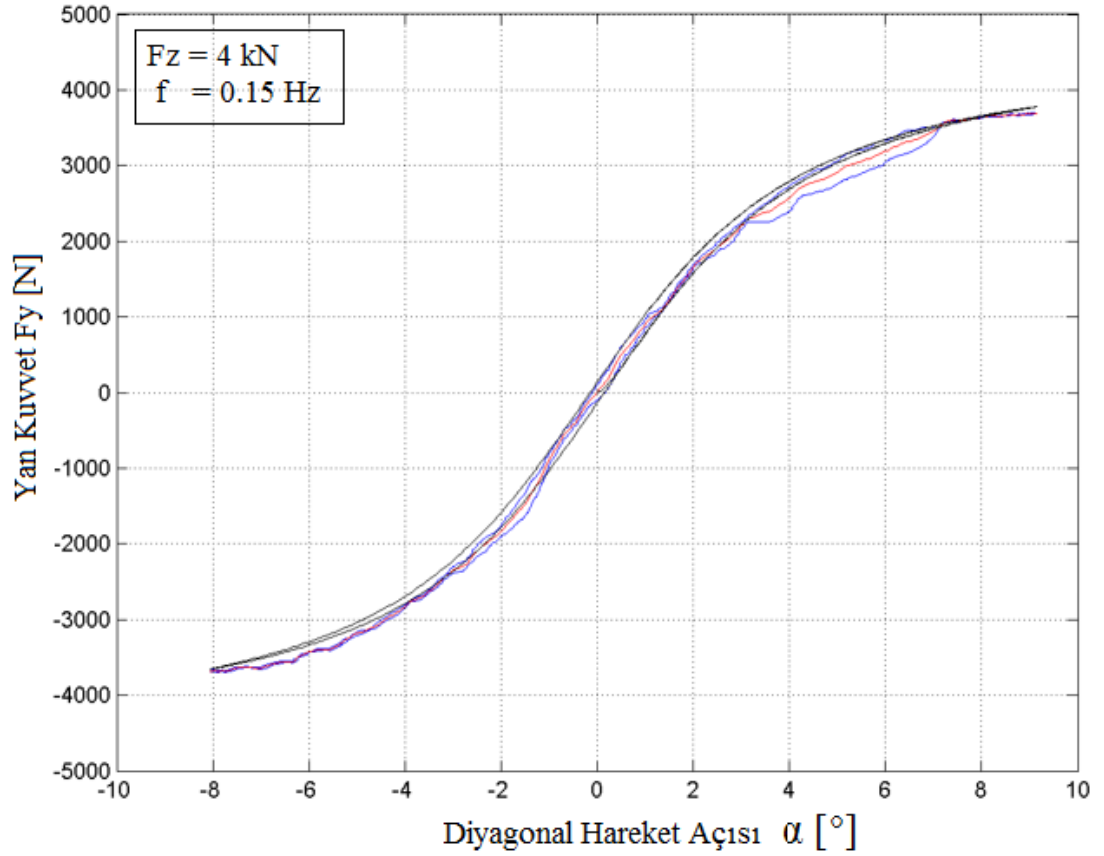
Çizelge 3.3 : $F_z = 2$ kN , yan kuvvet için elde edilen MF alt katsayıları

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	C
0.066	-36.155	1007.5	1076	-292	-1825	0.0024	-0.195	0.737	1.7

Düşey kuvvet sabit tutulup, frekans değiştirilerek elde edilen veriler de optimizasyona tabi tutulmuştur. Frekans 0.01 Hz'den 0.15 Hz'e çıkarılarak yapılan deneyden elde edilen veriler Şekil 3.8'de görülmektedir.

Çizelge 3.4 : $F_z = 4$ kN , $f = 0.15$ Hz yan kuvvet için elde edilen MF alt katsayıları

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	C
12.9	-23.9	1010.5	1004.8	-39.7	-488	-0.1	0.2	0.8	1.3



Şekil 3.8 : $F_z = 4 \text{ kN}$, $f=0.15 \text{ Hz}$ için yan kuvvet – diyagonal hareket açısı grafiği

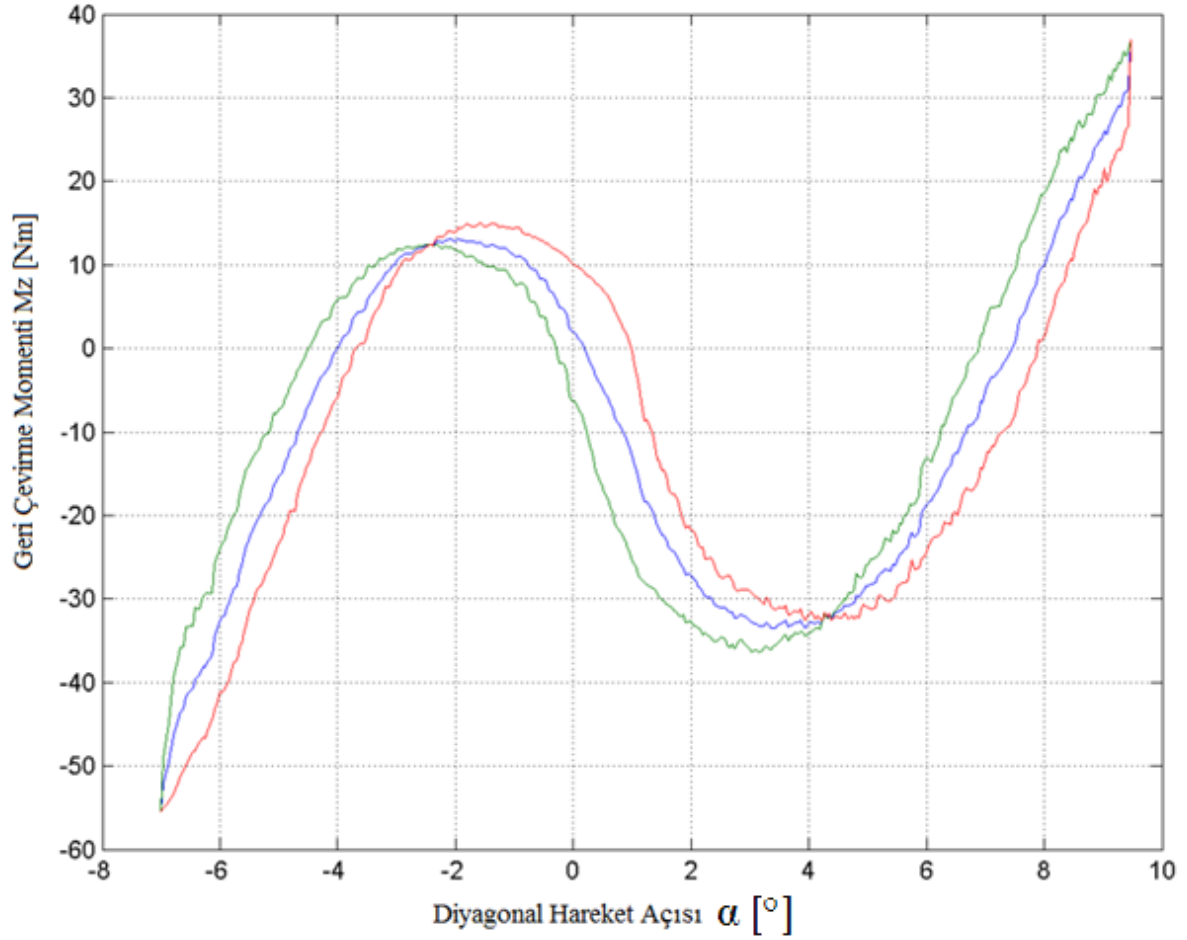
3.4.2 Geri çevirme momenti optimizasyonu

PlotDigitizer programı kullanılarak deneylerden elde edilen moment grafiği dijital hale getirildi ve grafikteki eğriyi oluşturan noktaların koordinatları elde edildi.

Optimizasyon için hazırlık olarak interpolasyon yöntemiyle üst ve alt eğri aynı sayıda parçaya bölündü ve ortalamaları alınarak ‘düzgün durum’ eğrisi belirlendi.

Yan kuvvette olduğu gibi geri çevirme momentinde de orijinden geçmesi gereken eğri koniklik, açısal etki (ply-steer), yuvarlanma direnci sebeplerinden dikey ve yatay olarak sapmalara uğradığı için orijinden geçmemektedir.

Magic Formula modeli ile deneysel veri arasındaki farkın minimuma inebilmesi için, deneysel verilerimiz de eğri orijinden geçecek şekilde dikey ve yatay kadırmalarla orijine taşındı.



Şekil 3.9 : $F_z = 4$ kN için geri çevirme momenti – diyagonal hareket açısı grafiği

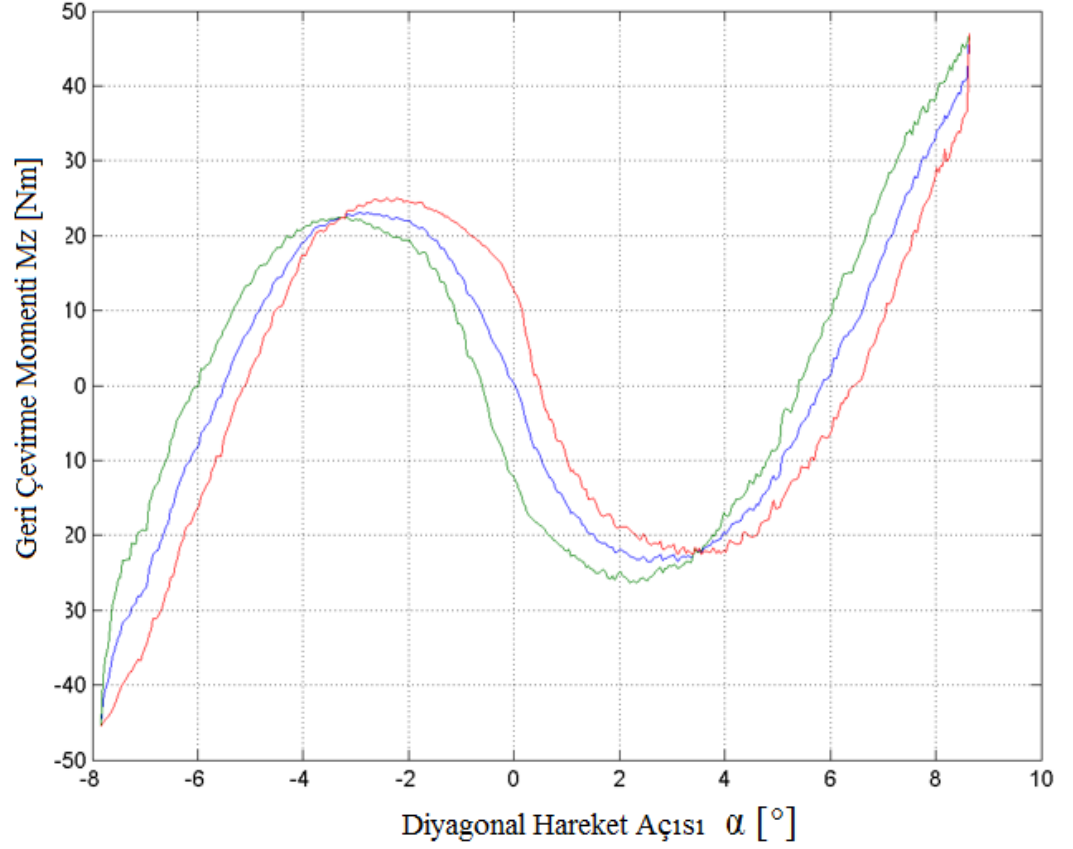
Dikey yönde, yanal kuvvetin minimum ve maksimum olduğu değerlerin mutlak değerlerinin farkı alınıp, değerin yarısı kadar pozitif yönde taşıma yapıldı.

$$dikey\ taşıma = 0.5(|M_{Zmax}| - |M_{Zmin}|) \quad (3.13)$$

Yatay yönde, ilk olarak diyagonal hareket açılarının minimum ve maksimum olduğu değerlerin mutlak değerlerinin farkı alınıp, değerin yarısı kadar taşıma yapıldı.

İlk yatay taşımadan sonra grafik hala yatay olarak orijinden geçmediği için, interpolasyon yöntemiyle orijine olan uzaklığı bulunup orijine taşıma yapıldı.

$$yatay\ taşıma = 0.5(|\alpha_{Ymax}| - |\alpha_{Ymin}|) \quad (3.14)$$



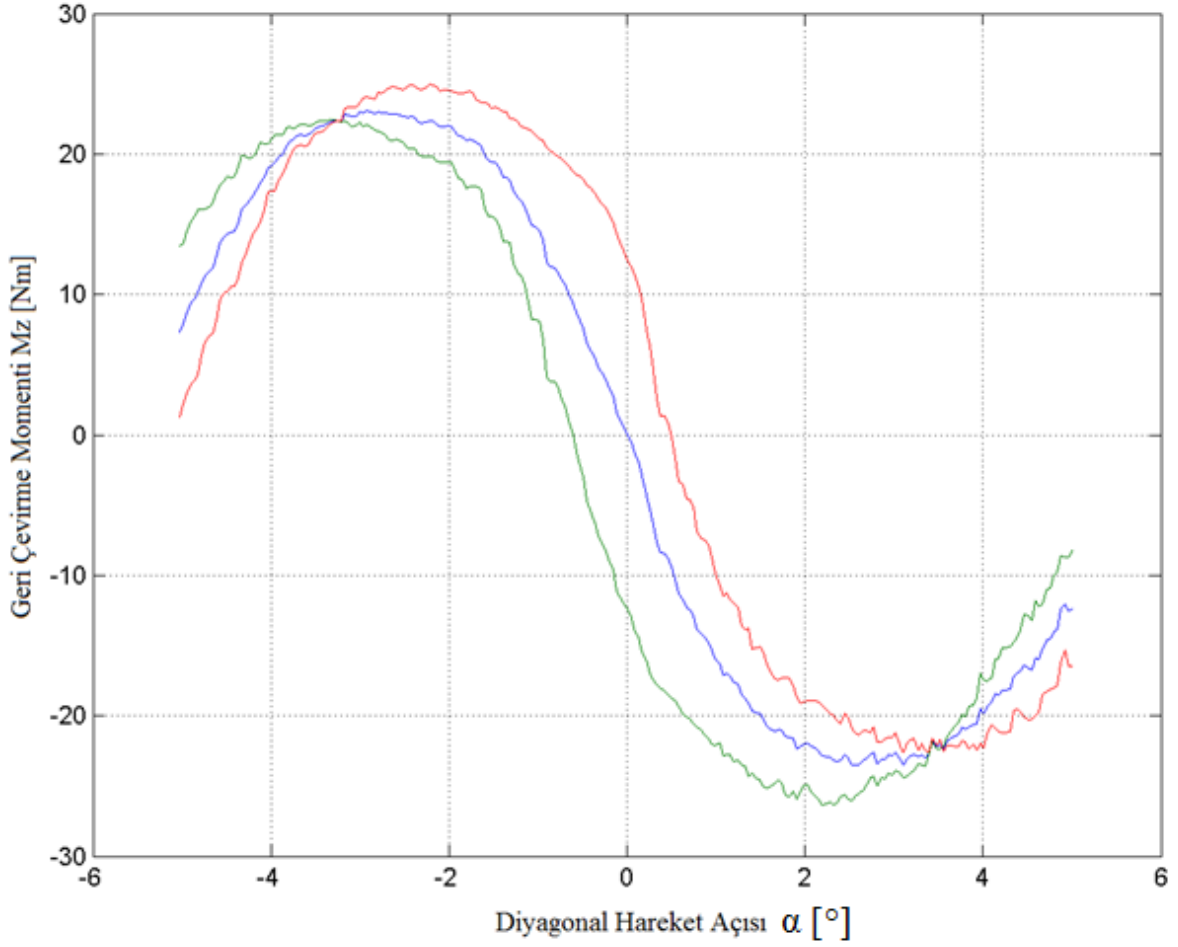
Şekil 3.10 : $F_z = 4$ kN için merkezlenmiş geri çevirme momenti – diyagonal hareket açısı grafiği

Grafikler incelendiğinde diyagonal hareket açısının -5° 'den küçük ve 5° 'den büyük değerlerinde deney tamburunun silindirikliği veya benzeri düzgünsüzlüklerden moment değerlerinin olması beklenenden fazla arttığı ya da azaldığı görülmüştür. Optimizasyonun doğruluğu açısından optimizasyona -5° ile 5° arası diyagonal hareket açıları arasındaki veriler dahil edildi.

Daha sonrasında, katsayıların optimizasyonla elde edilebilmesi için ilk değer olarak literatürde sıkça kullanılan katsayılar kullanıldı.

Çizelge 3.5 : $F_z = 4$ kN , geri çevirme momenti için MF alt katsayıları ilk değerleri

b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	b_7	b_8	C
-0.05	-0.75	-2.4	-2.05	-2.7	0.28	-0.03	0.4	-2	2.4



Şekil 3.11 : $F_z = 4$ kN için geri çevirme momenti – diyagonal hareket açısı grafiği

İlk değerlerin girilmesinden sonra, kestirimin doğru yapılabilmesi için programa bazı fiziksel kısıtlar girildi:

- 1) Şekil faktörü C limitlenmeli

$$2.6 > C > 2 \quad (3.15)$$

- 2) Tepe faktörü D limitlenmeli

$$D = b_0 \cdot F_Z^3 + b_1 \cdot F_Z^2 + b_2 \cdot F_Z < 24 \quad (3.16)$$

- 3) Aşırı eğrilikten kaçınmak için eğrilik faktörü E limitlenmeli

$$E = b_6 \cdot F_Z^2 + b_7 \cdot F_Z + b_8 \leq 1 \quad (3.17)$$

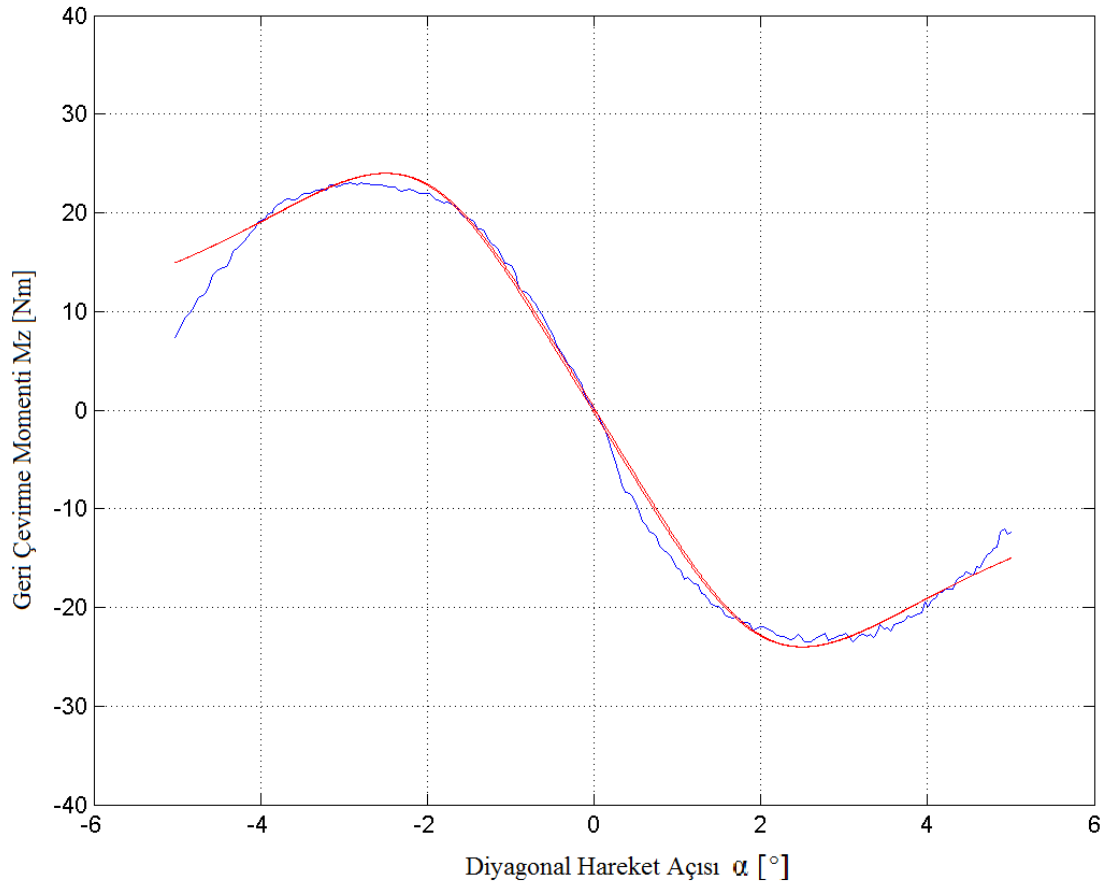
- 4) Orijindeki olası S şeklinden kaçınmak için $df_z = 0$ durumunda E limitlenmeli

$$E > -(1 + \frac{1}{2}C^2) \quad (3.19)$$

- 5) Eğrinin orijin bölgesindeki eğimi BCD'ye eşit olmalı

Çizelge 3.6 : $F_z = 4\text{kN}$, geri çevirme momenti için elde edilen MF alt katsayıları.

b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	b_7	b_8	C
0.66	-0.57	-2.35	-2.05	-2.69	0.195	-0.154	0.368	-2.00	2.2



Şekil 3.12 : $F_z = 4\text{ kN}$ için optimizasyon sonucu geri çevirme momenti – diyagonal hareket açısı grafiklerinin karşılaştırılması (düzgün durum için)

Katsayıların eldesinden sonra lastiğin süreksiz davranışını tanımlayan gevşeme mesafesi hesaplandı.

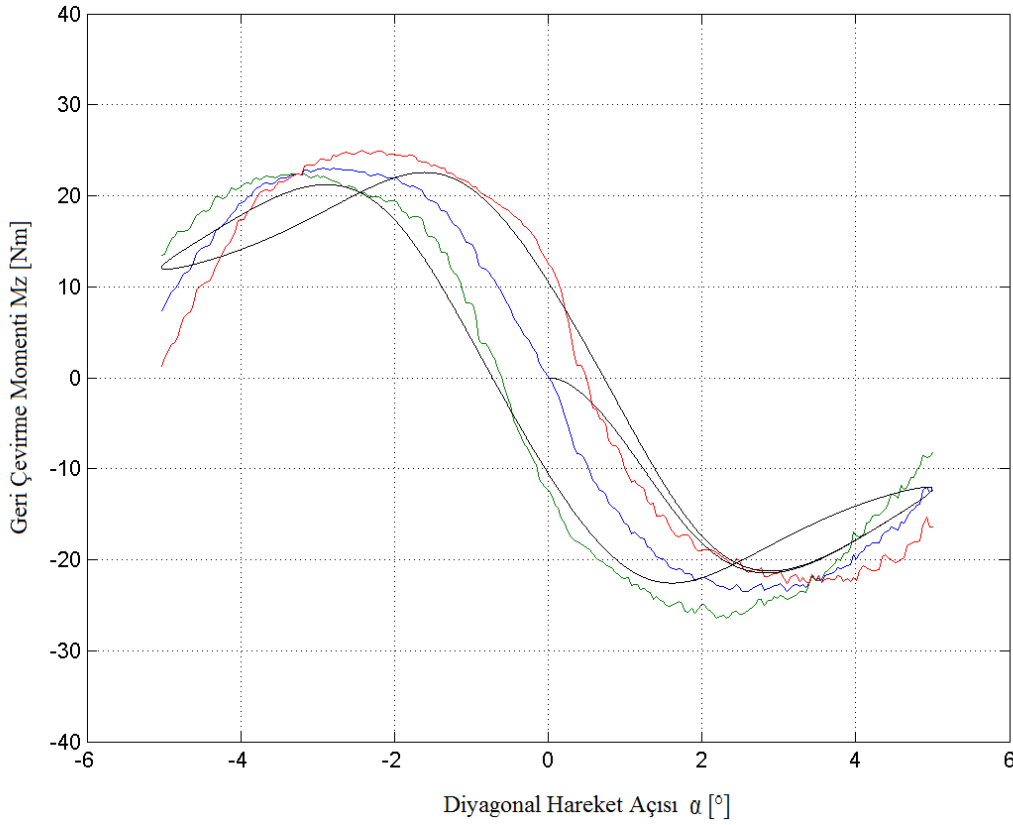
$$\frac{L_z}{V} \cdot \dot{M}_z + M_z = M_{z0} \quad (3.20)$$

Denklem düzenlenerek gevşeme mesafesi yalnız bırakılınca;

$$L_z = \frac{(M_{z0} - M_z)}{\frac{\partial M_z}{\partial \alpha} \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial t}} \cdot V \quad (3.21)$$

Denklemlerde V taşıt hızını, L_z gevşeme mesafesini temsil etmektedir.

Gevşeme mesafesi hesaplandıktan sonra, Pacejka'nın Magic Formula denklemlerinde yeni bulunan katsayılar kullanılarak yan kuvvet karakteristiği, deneyden alınan veriler ile karşılaştırılmak amacıyla aynı grafiğe çizdirildi.



Şekil 3.13 : $F_z = 4$ kN için optimizasyon sonucu geri çevirme momenti – diyagonal hareket açısı grafiklerinin karşılaştırılması (süreksiz durum için)

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan optimizasyon çalışması sonucunda, lastik karakteristiklerinden diyagonal hareket açısına göre yanal kuvvet ve geri çevirme momentinin, Pacejka ‘Magic Formula’ Lastik Modeli’ne uyarlanması ve lastik modelindeki katsayıların eldesi gerçekleştirilmiştir. Yapılan optimizasyon sonucu gerçek veriler ile optimizasyon sonucu elde edilen katsayılarla oluşturulan eğrilerin karşılaştırılması Şekil 3.6, Şekil 3.7, Şekil 3.8, Şekil 3.12 ve Şekil 3.13’te gösterilmiştir. Kullanılan verilerin test düzeneğinden elde edilmesinden dolayı ölçümlerdeki gürültü ve titreşimler, kalibrasyona bağlı düzgünsüzlükler, lastik sıcaklığı, koniklik ve açısallık gibi etkenlerin grafiklerde bir takım sapmalara neden olduğu düşünülmektedir. Bu sapmalar da göz önünde bulundurularak dijitalize edilen grafikler mümkün olduğunca gerçek veriye benzetilmiştir. Kullanılan optimizasyon yöntemi hesaplama hızı ve uygulama basitliği açısından kullanışlıdır.

Optimizasyonla elde edilen geri çevirme momenti ve yan kuvvet karakteristikleri katsayılarının girilen her düşey yük için farklı bulunması, optimizasyona tanımlanan fonksiyonun normalize edilmemesinden kaynaklanmaktadır. Fakat yine de, katsayılar arasındaki fark fiziksel olarak anlamsızlık taşımamaktadır.

Yapılan çalışmada her bir düşey yük girdisi için ayrı katsayı optimizasyonu yapılmıştır. İleriki çalışmalarda yapılacak normalizasyon ile tüm düşey yük girdileri için aynı katsayılarla Magic Formula lastik modellenmesi yapılabilir. Çalışmada yalnızca yanal kuvvet ve geri çevirme momenti incelenmiştir. Pacejka’nın geliştirdiği formülasyonun fren kuvveti için de uyumlu olduğu bilinmektedir. Bu çalışma fren kuvvetinin de hesaba katılmasıyla genişletilerek kapsamlı bir yol tutuş karakteristiği analizi yapılabilir. Yapılan çalışmada yalnızca yanal kayma ve buna bağlı olarak yanal kuvvet ve moment karakteristiklerinin oluşumu incelenmiştir. Boylamsal kayma ve boylamsal kaymaya bağlı olarak gelişen kuvvet ve momentlerin incelenmesi ile birlikte kaymalarla ilgili geniş bir araştırma yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Akahn, Ö.** (1992). Taşıt Lastiklerinin Dinamik Karakteristiklerinin Ölçülmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Türkiye
- Arifoğlu, U.** (2012). MATLAB 7.14 Matlab ve Simulink Uygulamaları.
- Bakker, E., Nyborg, L. ve Pacejka, H.B.** (1987). Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies, Delft University of Technology & Volvo Car Corp.
- Bakker, E., Lidner, L. ve Pacejka, H.B.** (1989). A New Tire Model with Application in Vehicle Dynamics Studies, Delft University of Technology & Volvo Car Corp.
- Bandel, P. ve Di Bernardo, C.** (1989). A Test for Measuring Transient Characteristics², *Tire Science and Technology*, TSCA, Vol. 17, No. 2, 1989, 126-137
- Bian, M., Chen, L., Luo, Y. ve Li, K.** (2014). A Dynamic Model for Tire/Road Friction Estimation under Combined Longitudinal/Lateral Slip Situation. SAE.
- Bernard, J. E., Segel, L. ve Wild, R. E.** (1977). Tire Shear Force Generation During Combined Steering and Braking Maneuvers. SAE.
- Best, M., Gordon, T. ve Dixon, P.** (2000). An Extended Adaptive Kalman Filter for Real-time State Estimation of Vehicle Handling Dynamics. *Vehicle Systems Dynamics*, 2000
- Blundell, M. ve Harty, D.** (2004). The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics.
- Braghin, F., Cheli, F. ve Sabbioni, E.** (2011). Identifications of Tire Model Parameters Through Full Vehicle Experimental Tests. *Journal of Dynamic Systems*. Vol. 122
- Cabrera, J. A., Ortiz, A., Carabias, E. ve Simon, A.** (2004) An Alternative Method to Determine the Magic Tyre Model Parameters Using Genetic Algorithms. *Vehicle System Dynamics*. Vol. 41, No.2, Sf. 109-127.
- Demirsoy, M.** (1981). Taşıt Dinamiği. İzmir
- Dora, K. B., Karthikeyan, T., Rajasekaran, T. ve Pacejka, B.** (2006). Design and Development of Innovative Tyre Test Facilities for Measuring Tyre Characteristics
- Doumiati, M., Victorino, A., Charara, A. ve Lechner, D.** (2010). A Method to Estimate the Lateral Tire Force and the Sideslip Angle of a Vehicle: Experimental Validation. American Control Conference. Marriott Waterfront, Baltimore, MD, USA

- Eldoğan, O.** (1995). Taşıt Dinamiği Uygulamalarında Kullanılan Lastik Tekerlek Modelleri ve Taşıt Kaza Simulasyonlarında Kullanımları. *Journal of Engineering Sciences*. Cilt **1**, sayı 1, Sf. 59-63
- Erzi, I.** Cadde ve Ray Taşıtları Dinamiği (Ders Notları)
- Fiala, E.** (1954). Seitenkrafte am Rollenden Luftreifen. *VDI-Zeitschrift* Cilt 89 No. 29 Sf.973-979
- Gim, G., ve Nikraves, P. E.** (1990). An Analytical Model of Pneumatic Tyres for Vehicle Dynamic Simulations. *Journal of Vehicle Design*, Vol. 11 No. 6 Sf. 589-618.
- Gim, G., ve Nikraves, P. E.** (1991). An Analytical Model of Pneumatic Tyres for Vehicle Dynamic Simulations. *Journal of Vehicle Design*, Vol. 12 No. 1 Sf. 19-39
- Gim, G., ve Nikraves, P. E.** (1991). An Analytical Model of Pneumatic Tyres for Vehicle Dynamic Simulations. *Journal of Vehicle Design*, Vol. 12 No. 2 Sf. 217-228
- Gipser, M.,** The FTire Tire Model Family. Esslingen University of Applied Sciences, Automotive Engineering Department, Esslingen, Germany.
- Göktan, A. G.** (1989). Tekerlekler (Ders Notları) İstanbul Teknik Üniversitesi
- Guan, D. ve Chengjian, F.** (2003). Tire Modeling for Vertical Properties Including Enveloping Properties Using Experimental Modal Parameters. *International Journal of Vehicle System Dynamics*. 40(6), Sf. 419-433.
- Hogsdon, G. ve Best, M. C.** (2006). A Parameter Identifying a Kalman Filter Observer for Vehicle Handling Dynamics
- Kim, J.** (2009). *Control Engineering Practice* Vol. 17 Sf. 357-367
- Lipmann, S. A.** (1954). *Car Stability and Transient Tire Forces*. U.S. Rubber Company.
- Liu, Q., Lee, J. H. ve Guo, K.** (2007). Analysis of Non-Steady State Tire Cornering Properties Based on String-Concept Deformation and Geometric Relationship of Contact Patch. SAE International.
- Maurice, J. P. ve Pacejk, H. B.** (1997). Relaxation Length Behaviour of Tyres. *Vehicle System Dynamics Supplement* Vol. 27 Sf. 339-342
- Meier, K. E. ve Strackerjan, B.** (1977). Prüfstandsversuche und Berechnungen zur Querdynamik von Luftreifen Automobil Industrie.
- Metcalf, W. H.** (1963). Effect of a Time – Varying Load On Side Force Generated by a Tire Operating at Constant Slip Angle. SAE
- MSC Software.** (2012). ADAMS 2012.1.3 Computer Program.
- Nothstine, J. R. ve Baeuvais, I. N.** (1965). Laboratory Determination of Tire Forces. SAE
- Pacejka, H. B.** (1987). Lateral Dynamics of Road Vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 3rd Seminar on Advanced Vehicle System Dynamics on Roads and on Tracks, Sf. 75-120.

- Pacejka, H. B. ve Besselink, I. J. M.** (1997). Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. Vehicle System Dynamics Supplement Vol. 27 Sf. 234-249
- Pacejka, H. B.** (2006). Tyre and Vehicle Dynamics (Second Edition). Bölüm 2. Sf. 61-89
- Pasterkamp, W.** (1997). The Tire As Sensor To Estimate Friction. Delft University. Vehicle Research Laboratory.
- Reimpel, J. ve Posagel, P.** (2000). Fahrwerk technic, Reifen und Räder. Vogel-Buchverlag Würzburg. 197-223
- Segel, L.** (1956). Lateral Mechanical Characteristics of Non Stationary Penumatic Tires. Cornell Aeronautical Laboratory.
- Segel, L.** (1965). Force and Moment Response of Pneumatic Tires to Lateral Motion Inputs. Cornell Aeronautical Laboratory.
- Shim, T. ve Margolis, D.** (2004). An Analytical Tyre Model for Vehicle Simulation in Normal Driving Conditions. International Journal of Vehicle Deign. 35(3), Sf. 224-240.
- Sivaramakrishnan, S. ve Taheri, S.** (2013). Using Objective Vehicle-Handling Metrics for Tire Performance Evaluation and Selection. SAE International Journals. Passenger Cars. Mechanic Systems. Vol 6. Sayı 2.
- Svendenius, J.** (2007). Tire Modeling and Friction Estimation. Lund University.
- Umsrithong, A. ve Sandu, C.** (2009). A Semi-Empirical Tire Model for Transient Maneuver of On Road Vehicle. SAE.
- Wheeler, A. R.** (2013). Computational Tire Models and their Effectiveness. University of Arkansas, Fayetteville, AR
- Wilkin, M. A., Levesley, M. C. ve Manning, W. J.** (2006). Design and Verification of an Extended Kalman Filter to Estimate Vehicle Tyre Forces. University of Leeds & Manchester Metropolitan University.
- Wong, J. Y.** (2001). Theory of Ground Vehicles (Third Edition).
- Yamazaki, S., Furukawa, O. ve Suzuki, T.** (1997). Study on Real Time Estimation of Tire to Road Friction. Vehicle System Dynamics Supplement. Vol 27. Sf. 225-233

EKLER

EK A: MATLAB programında optimizasyon ile yanal kuvvet parametrelerin bulunması kodu

EK B : MATLAB programında optimizasyon ile geri çevirme momenti parametrelerin bulunması kodu

EK C : MATLAB programında geri çevirme momenti optimizasyonunda kullanılan ikinci dereceden kısıt fonksiyonu kodu

EK A

```
Q=importdata('p50line1.txt');
alpha = Q(:,1);
Fy = Q(:,2);

%Inputs
Fz = 4; % [kN] Normal Load
V = 50/3.6; % [m/s] Speed
f=.01; %*2*pi; % [Hz] Slip angle / Steering frequency
T=1/f;
t=0:.01:2*T;
w=2*pi*f;

%Interpolation of forces and alphas
ind = find(alpha == min(alpha));

alpha_1 = alpha(1:ind);
Fy_1 = Fy(1:ind);

alpha_2 = alpha(ind:end);
Fy_2 = Fy(ind:end);

alpha_int = linspace(min(alpha),max(alpha),400);
Fy_1_int = interp1(alpha_1,Fy_1,alpha_int,'pchip');
Fy_2_int = interp1(alpha_2,Fy_2,alpha_int);

%vertical shift
Fy0 = (0.5*(Fy_1_int+Fy_2_int));

maxf = find(Fy0 == max(Fy0));
Fya = abs(Fy0(maxf));
minf = find(Fy0 == min(Fy0));
Fyb = abs(Fy0(minf));

ver_shift = abs(0.5*(Fya-Fyb))
Fy0=Fy0+ver_shift;

%first hotizontal shift
alfa=abs(alpha_int(maxf));
alfb=abs(alpha_int(minf));
hor_shift1=abs(0.5*(alfa-alfb));
alpha_int=alpha_int-hor_shift1;

%second horizontal shift
hor_shift2 = abs(interp1(Fy0,alpha_int,0))
alpha_int= alpha_int+hor_shift2;
plot(alpha_int,Fy0);
axis([-10 10 -5000 5000]),grid
```

```

FF=Fy0;
ALF=alpha_int;
ind2 = find(abs(FF) == min(abs(FF)));
Fy0=Fy0;
alpha_int=alpha_int;

% Initial Guesses
a0 = 0;
a1 = -22.1;
a2 = 1011;
a3 = 1078;
a4 = 1.82;
a5 = 0.208;
a6 = 0;
a7 = -0.354;
a8 = 0.707;
C = 1.3;

%Formulation of Pacejka for Optimization
pacejka = @(x)
(((x(1)*Fz*Fz*Fz)+(x(2)*Fz*Fz)+(x(3)*Fz))*sin(x(10)*atan((((x(4)*sin(x(5)*atan(x
(6)*Fz)))/(x(10)*((x(1)*Fz*Fz*Fz)+(x(2)*Fz*Fz)+(x(3)*Fz)))))*alpha_int)-
(((x(7)*Fz*Fz)+(x(8)*Fz)+x(9))*(((x(4)*sin(x(5)*atan(x(6)*Fz)))/(x(10)*((x(1)*Fz
*Fz*Fz)+(x(2)*Fz*Fz)+(x(3)*Fz)))))*alpha_int)-
atan((((x(4)*sin(x(5)*atan(x(6)*Fz)))/(x(10)*((x(1)*Fz*Fz*Fz)+(x(2)*Fz*Fz)+(x(3)*
Fz)))))*alpha_int))))));

pen_fun = @(x) norm(pacejka(x)-Fy0);

x0 = [a0;a1;a2;a3;a4;a5;a6;a7;a8;C];

% Constrained optimization with fmincon
A = [0 0 0 0 0 0 Fz^2 Fz 1 0;
      0 0 0 0 0 0 -Fz^2 -Fz -1 0;
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 1;
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 -1;
      -1 0 0 0 0 0 0 0 0 0
      0 1 0 0 0 0 0 0 0 0];
b = [1;2.445;1.7;-1;0;0];

options = optimset('MaxFunEvals',1000,'TolX',1e-6,'TolFun',1e-
6,'PlotFcns',@optimplotfval);

[x,fval,exitflag,output] = fmincon(pen_fun,x0,A,b,[],[],[],[],[],options);

```

```

%Relaxation Length Calculation
m=find(alpha_int<0); %negative values of alpha
n=max(m); %the length of the negative alphas

alpharight=(alpha_int(n+1)+alpha_int(n+2)+alpha_int(n+3)+alpha_int(n+4)+alpha_int(n+5));
alphaleft=(alpha_int(n)+alpha_int(n-1)+alpha_int(n-2)+alpha_int(n-3)+alpha_int(n-4));
alphafark=alpharight-alphaleft;

Fy_1_int=Fy_1_int+ver_shift;
Fyright=(Fy_1_int(n+1)+Fy_1_int(n+2)+Fy_1_int(n+3)+Fy_1_int(n+4)+Fy_1_int(n+5));
Fyleft=(Fy_1_int(n)+Fy_1_int(n-1)+Fy_1_int(n-2)+Fy_1_int(n-3)+Fy_1_int(n-4));
Fyfark=Fyright-Fyleft;

dFyalpha=Fyfark/alphafark;

Pmax=max(ALF);
Pmin=min(ALF);

P=(Pmax-Pmin)*0.5;
R=(Pmax+Pmin)*0.5;

fi=asin(-R/P)
alf=P*sin(w*t+fi)+R; % [deg]

dalldt=P*w*cos(w*t+fi); % [deg/s]
DALFDT=max(dalldt) % [deg/s];

RLN = abs(V*((Fy_1_int(n))/(dFyalpha*DALFDT))) % Relaxation length [m]

% Magic Formula FY
DY=(x(1)*Fz.^3)+(x(2)*Fz.^2)+(x(3).*Fz); % Peak Value
BCDY=x(4)*sin(x(5)*atan(x(6)*Fz)); % Cornering Stiffness
EY=(x(7)*Fz^2)+(x(8)*Fz)+x(9); % Curvature Factor
BY=(BCDY./(x(10)*DY));

% Operating parameters
dt=0.01; % [sec] Time increment
FY=0; % [N] Initial Lateral Force

```

```

i=1;
for t=0:dt:1.5*T; % [kN]
    alf=P*sin(w*t+fi)+R; % [deg]
    FIY=(1-EY).*alf+(EY/BY)*atan(BY.*alf);
    FYS=DY*sin(x(10)*atan(BY*FIY)); % Steady-state Side Force
    FYD=(FYS-FY)*V/RLN; % dFy/dt
    FY=FY+FYD*dt; % Dynamic Side Force
    alfk(i)=alf;
    FYk(i)=FY;
    i=i+1;
end

hor_shift=(-hor_shift1+hor_shift2);
figure;plot(alpha+hor_shift,Fy+ver_shift,alpha_int,Fy0,'r',alfk,FYk,'k')
axis([-10 10 -5000 5000]),grid
plot(alpha_int,pacejka(x))

```

EK B

```
%Line 1
Z=importdata('p54newline1.txt');
alpha_1=Z(:,1);
Mr_1=-Z(:,2);

%Line2
Q=importdata('p54newline2.txt');
alpha_2=Q(:,1);
Mr_2=-Q(:,2);

%Inputs
Fz = 4; %[kN]
V = 50/3.6; %[m/s]
f=.1; % [Hz]
T=1/f;
t=0:.01:2*T;
w=2*pi*f;

alpha_int = linspace(min(alpha_2),max(alpha_1),400);
Mr_1_int = interp1(alpha_1,Mr_1,alpha_int,'pchip');
Mr_2_int = interp1(alpha_2,Mr_2,alpha_int);
Mr0 = (0.5*(Mr_1_int+Mr_2_int));

%vertical shift
ver_shift=-10
Mr0=Mr0-ver_shift;
Mr_1_int=Mr_1_int-ver_shift;
Mr_2_int=Mr_2_int-ver_shift;

%horizontal shift
alfa=abs(max(alpha_int));
alfb=abs(min(alpha_int));
hor_shift1=abs(0.5*(alfa-alfb));
alpha_int=alpha_int-hor_shift1;

%horizontal shift 2
hor_shift2=0.4;
alpha_int = alpha_int+hor_shift2;

in_low = find(alpha_int>=-5,1);
in_high = find(alpha_int>5,1);
alpha_int = alpha_int(in_low-1:in_high);
Mr0 = Mr0(in_low-1:in_high);
Mr_1_int= Mr_1_int(in_low-1:in_high);
Mr_2_int= Mr_2_int(in_low-1:in_high);

% Self Aligning Torque Coefficients Initial Values
b0 = -0.05;
```

```

b1 = -0.75;
b2 = -2.4;
b3 = -2.05;
b4 = -2.7;
b5 = 0.28;
b6 = -0.03;
b7 = 0.4;
b8 = -2;
CM= 2.6; % Shape Factor

pacejka=@(x)(((x(1)*Fz*Fz*Fz)+(x(2)*Fz*Fz)+(x(3)*Fz))*sin(x(10))*atan((((x(4)
*Fz*Fz)+(x(5)*Fz))/(exp(x(6)*Fz)))/(x(10)*((x(1)*Fz*Fz*Fz)+(x(2)*Fz*Fz)+(x(3)*
Fz)))))*alpha_int)-(((x(7)*Fz*Fz)+(x(8)*Fz)+x(9))*(((
(((x(4)*Fz*Fz)+(x(5)*Fz))/(exp(x(6)*Fz)))/(x(10)*((x(1)*Fz*Fz*Fz)+(x(2)*Fz*Fz)+
(x(3)*Fz)))))*alpha_int)-atan((((x(4)*Fz*Fz)+(x(5)*Fz))/(exp(x(6)*Fz))
/(x(10)*((x(1)*Fz*Fz*Fz)+(x(2)*Fz*Fz)+(x(3)*Fz)))))*alpha_int)))));

pen_fun = @(x) norm(pacejka(x)-Mr0);

x0 = [b0;b1;b2;b3;b4;b5;b6;b7;b8;CM];

A = [ 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1; % CM<2.6
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 -1; % -CM>2
      0 0 0 0 0 0 Fz^2 Fz 1 0;
      Fz^3 Fz^2 Fz 0 0 0 0 0 0];
b = [2.6;-2;1;24];
options = optimset('MaxFunEvals',1000,'TolX',1e-6,'TolFun',1e-
6,'PlotFcns',@optimplotfval);
[x,fval,exitflag,output] = fmincon(pen_fun,x0,A,b,[],[],[],[],@confuneq,options);

%Relaxation Length Calculation
plot(alpha_int,Mr0);
[alp] = ginput(2);
ind_1 = find(alpha_int>alp(1,1),1);
ind_2 = find(alpha_int>alp(2,1),1);

funfit=fit((alpha_int(ind_1:ind_2))',(Mr0(ind_1:ind_2))','poly1');
dMrdalpha = funfit.p1;

m=find(alpha_int<0); %negative values of alpha
n=max(m); %the length of the negative alphas

ALF=alpha_int;
Pmax=max(ALF);
Pmin=min(ALF);

P=(Pmax-Pmin)*0.5;
R=(Pmax+Pmin)*0.5;

fi=asin(-R/P)

```

```

alf=P*sin(w*t+fi)+R; % [deg]

dalfdt=P*w*cos(w*t+fi); % [deg/s]
DALFDT=max(dalfdt) % [deg/s];

Mrrln=(Mr_2_int(n-2)+Mr_2_int(n-
1)+Mr_2_int(n)+Mr_2_int(n+1)+Mr_2_int(n+2)+Mr_2_int(n+3))*(1/6)
%RLN =abs(V*((Mrrln)/(dMrdalpha*DALFDT))) % Relaxation length for transient
[m]

% Operating parameters
dt=0.002; % [sec] Time increment
RLN=0.1; % [m] % Relaxation Length
Mz=0;

% Magic Formula Mz
DM=x(1)*Fz.^3+x(2)*Fz.^2+x(3).*Fz;
BCDM=(x(4)*Fz^2+x(5)*Fz)./(exp(x(6)*Fz))
EM=x(7)*Fz^2+x(8)*Fz+x(9);
BM=(BCDM./(CM.*DM));

i=1;
for t=0:dt:1.5*T; % [kN]
    alf=P*sin(w*t+fi)+R; % [deg]
    FIM=(1-EM).*alf+(EM/BM)*atan(BM.*alf);
    MzS=DM*sin(x(10).*atan(BM.*FIM));
    MzD=(MzS-Mz)*V/RLN; % dFy/dt
    Mz=Mz+MzD*dt; % Dynamic Side Force

    alfk(i)=alf;
    MRk(i)=Mz;
    i=i+1;
end

hor_shift=(-hor_shift1+hor_shift2)
%figure;plot(alpha_1+hor_shift,Mr_1-ver_shift,alpha_2+hor_shift,Mr_2-
ver_shift,alpha_int,Mr0,'r',alfk,MRk,'k')
figure;plot(alpha_int,Mr0,alfk,MRk,'k')
axis([-10 10 -50 50]),grid
print -dtiff denemeself
x0,x

```

EK C

```
function[c,ceq]=confuneq(x)
Fz=4;
%Nonlinear equality constaints
ceq= [(((x(4)*Fz*Fz)+(x(5)*Fz))/(exp(x(6)*Fz)))+20;
      -x(7)*Fz*Fz-x(8)*Fz-x(9)-0.5*x(10)^2-1];
c=[];
```


ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Nazlı Firuze ÖNDER

Doğum Yeri ve Tarihi : Gaziantep 25.07.1991

E-Posta : nazonder@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Otomotiv Programı