

**HİBRİT ARAÇLARDA SİNİRSEL AĞLAR VE GENETİK  
ALGORİTMA İLE SÜSPANSİYON SİSTEMİ TASARIMI VE  
OPTİMİZASYONU**

**Gurur AĞAKIŞI**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HİBRİT ARAÇLARDA SINIRSEL AĞLAR VE GENETİK ALGORİTMA İLE  
SÜSPANSİYON SİSTEMİ TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

Gurur AĞAKIŞI  
0000-0002-2858-7654

Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK  
0000-0001-5767-8312  
(Danışman)

DOKTORA TEZİ  
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022  
**Her Hakkı Saklıdır.**

## TEZ ONAYI

Gurur AĞAKIŞI tarafından hazırlanan “HİBRİT ARAÇLARDA SİNİRSEL AĞLAR VE GENETİK ALGORİTMA İLE SÜSPANSİYON SİSTEMİ TASARIMI VE OPTİMİZASYONU” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

<b>Başkan</b>	:	Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK 0000-0001-5767-8312 Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı	İmza
<b>Üye</b>	:	Prof. Dr. Necmettin KAYA 0000-0002-8297-0777 Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı	İmza
<b>Üye</b>	:	Prof. Dr. Abdil KUŞ 0000-0002-4626-0719 Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı	İmza
<b>Üye</b>	:	Doç. Dr. İsmail ÖZTÜRK 0000-0003-2641-5880 Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı	İmza
<b>Üye</b>	:	Dr. Öğr. Üyesi Erdem UZUNSOY 0000-0002-6449-552X Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı	İmza

**Yukarıdaki sonucu onaylarım**

**Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN**  
**Enstitü Müdürü**  
.././.....

**B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

**beyan ederim.**

**29/07/2022**

**Gurur AĞAKIŞI**

## TEZ YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan “**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

Danışman Adı-Soyadı  
Tarih

Öğrencinin Adı-Soyadı  
Tarih

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum  
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum  
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

## ÖZET

Doktora Tezi

### HİBRİT ARAÇLARDA SİNİRSEL AĞLAR VE GENETİK ALGORİTMA İLE SÜSPANSİYON SİSTEMİ TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

**Gurur AĞAKİŞİ**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Şasi ve araç dinamiği geliştirme süreci, araç performans hedeflerine göre süspansiyon tipi seçimi ile başlar. Süspansiyon geometri noktalarının konumu ve burçların sertlikleri gibi değişkenleri optimum olarak bulmak araç dinamiği hedeflerine ulaşmak için hem fiziksel hem de sanal K&C (Elastokinematik) analizler gerçekleştirilir. Ancak, tüm amaçları karşılayan uygun tasarım değişkenlerini bulmak zordur. Bu tez kapsamında, fiziksel olarak sanal model ile korelasyona sahip geometri noktaları ve bileşen özelliklerine sahip referans kompakt bir araç üzerinde gerçekleştirilen deney tasarımı (DOE) ve sinir ağlarının (NN) yardımıyla süspansiyon K&C karakteristik hedeflerine sistematik olarak ulaşmak için bir süspansiyon optimizasyon yaklaşımı oluşturulmuştur. MBD (Çoklu Cisim Dinamiği) model korelasyonu, Ackerman hatası ve kamber açısı değişimi ile ilgili olarak aracın direksiyon kinematiğini geliştirmek ve bu doğrultuda geometri noktalarını optimize etmek için sağlanmıştır. Sonuçlar, geometri noktalarını tahmin etmeye yönelik NN tabanlı optimizasyon stratejisinin, direksiyon kinematiğinde Ackerman hatasını ve kamber açısı değişimini geleneksel cevap yüzeyi yöntemi (RSM) çalışmalarına kıyasla önemli ölçüde iyileştirdiğini göstermiştir.

**Anahtar Kelimeler:** McPherson süspansiyon, elastokinematik, deney tasarımı, yapay sinir ağları, geometri optimizasyonu  
**2022, x + 142 sayfa.**

## ABSTRACT

PhD Thesis

SUSPENSION SYSTEM DESIGN AND OPTIMIZATION WITH NEURAL NETWORKS AND GENETIC ALGORITHM IN HYBRID ELECTRIC VEHICLES

**Gurur AĞAKIŞI**

Bursa Uludağ University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Automobile Engineering

**Supervisor:** Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

The chassis and vehicle dynamics development process starts with suspension type selection according to vehicle performance objectives. Both physical and virtual K&C (Kinematics and Compliance) analyses are performed to achieve the vehicle dynamics targets by finding the optimum variables such as the position of hardpoints and stiffnesses of bushings. However, finding appropriate design variables that meet all the aims is challenging. This thesis establishes a suspension optimization approach to systematically attain suspension K&C characteristic objectives with the design of experiments (DOE) and neural networks (NN) based on the reference compact-sized vehicle with accurate hardpoints and component specifications. The MBD model correlation is specifically provided to optimize the hardpoints to improve the vehicle's steering kinematics concerning Ackerman error and camber angle variation. The results showed that NN based optimization strategy to predict the hard points has significantly improved Ackerman error and camber angle variation on steering kinematics compared to conventional response surface methods.

**Key words:** McPherson suspension, kinematics & compliance, design of experiments, neural networks, hardpoint optimization  
**2022, x + 142 pages.**

## TEŐEKKÖR

Doktora sürecimde sürekli olarak desteği ve değerlendirmeleri ile tarafıma yol gösterici olan danıőmanım Prof. Dr. Ferruh Öztürk'e teőekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın gerçekteőmesini araç üzeri fiziksel testler ve ADAMS uygulama desteği ile sağlayan TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası AŞ yanı sıra 100/2000 Doktora bursu için Yüksek Öğretim Kurumu'na teőekkürlerimi sunarım.

Gurur AĞAKIŞI

29/07/2022



## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER.....	5
2.1. Süspansiyon Sistemi Elemanları.....	5
2.1.1. Yaylar.....	8
2.1.2. Amortisörler.....	10
2.1.3. Denge çubuğu.....	14
2.1.4. Akson.....	15
2.1.5. Salıncak kolları ve rotiller.....	16
2.1.6. Takoz, tampon ve elastik burçlar.....	17
2.2. Süspansiyon Sistemi Parametreleri.....	19
2.2.1. Kamber açısı.....	20
2.2.2. Kingpin açısı.....	21
2.2.3. Toplam açı.....	22
2.2.4. Kaster açısı.....	23
2.2.5. Toe açısı.....	24
2.3. Süspansiyon Sistemleri.....	25
2.3.1. McPherson tip bağımsız süspansiyon sistemi.....	26
2.3.2. Double wishbone tip bağımsız süspansiyon sistemi.....	28
2.3.3. Trailing arm tip bağımsız süspansiyon.....	29
2.3.4. Semi trailing arm tip bağımsız süspansiyon.....	30
2.3.5. Guided trailing arm tip bağımsız süspansiyon.....	30
2.3.6. Multilink tip bağımsız süspansiyon.....	31
2.3.7. Yarı bağımsız süspansiyon sistemi.....	32
2.3.8. Bağımlı süspansiyon sistemi.....	33
2.4. Direksiyon Sistemi.....	33
2.5. Fren Sistemi.....	38
2.6. Taşıt Boyuna Dinamiği.....	40
2.6.1. İvmelenme dinamiği.....	41
2.6.2. İvmelenme performansı.....	45
2.6.3. Fren performansı.....	48
2.6.4. Fren dinamiği.....	49
2.6.5. Eğim performansı.....	51
2.7. Elastokinematik.....	52
2.7.1. Elastokinematik analizler.....	56
2.7.2. Analiz referans eksenleri.....	58
2.7.3. Geometri dosyası ve noktaları.....	58
2.7.4. Süspansiyon elastokinematik model kurulumu.....	60
2.7.5. Elastokinematik analizler ve çıktıları.....	61
2.8. Taşıt Yanal Dinamiği.....	66
2.8.1. Kayma açısı ve yanal kuvvetler.....	67

2.8.2. Boyuna kuvvetlerin yanıl kuvvetlere etkisi .....	71
2.8.3. Virajlamada yük transferi .....	72
2.8.4. Araç modelleri .....	73
2.8.5. Bisiklet modeli .....	74
2.8.6. Sürüş karakteristikleri .....	77
2.8.7. Çoklu cisim dinamiği ile sürüş analizleri .....	80
2.9. Taşıt Dikey Dinamiği .....	82
2.9.1. Yol tahriki .....	84
2.9.2. Araç cevabı .....	85
2.9.3. Çoklu cisim dinamiği analizi .....	90
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	96
3.1. Adams/Car Konfigürasyonu .....	97
3.2. Elastokinematik Modelleme ve Doğrulaması .....	99
3.3. Süspansiyon Sistemi Modellemesi .....	100
3.4. Direksiyon Sistemi Modellemesi .....	102
3.5. Burulma Çubuğu Modellemesi .....	103
3.6. Test Parametreleri .....	104
3.7. Optimizasyon Adımları .....	105
3.8. Hassasiyet Analizi .....	106
3.9. RSM Analizi .....	107
3.10. Yapay Sinir Ağları .....	109
4. BULGULAR .....	114
4.1. K&C Dikey Tekerlek Hareketi Çoklu Cisim Dinamiği Sonuçları .....	114
4.1.1. Wheel rate .....	115
4.1.2. Ride steer .....	116
4.1.3. Kamber açı değişimi .....	116
4.1.4. Dingil mesafesi değişimi .....	117
4.1.5. Tekerlek merkezi değişimi .....	118
4.2. K&C Direksiyon Çoklu Cisim Dinamiği Test Sonuçları .....	118
4.2.1. Direksiyon açı değişimi .....	119
4.2.2. Tekerlek merkezi değişimi .....	119
4.2.3. Kamber açı değişimi .....	120
4.3. K&C Performans Tablosu .....	120
5. TARTIşMA VE SONUÇ .....	122
5.1. Deney Tasarımı Taraması (İki Seviye) .....	122
5.2. Deney Tasarımı Cevap Yüzeyi Yöntemi .....	124
5.3. Yapay Sinir Ağları Yaklaşımı .....	126
5.4. Değerlendirme .....	132
KAYNAKLAR .....	134
ÖZGEÇMİş .....	142

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$A_f$	Aracın ön kesit alanı
$a_v$	Araç ivmesi
$R_i$	Atalet direnci
$J_t$	Atalet momenti
$F_t$	Çekiş kuvveti
$\delta_o$	Dış tekerlek açısı
$R_t$	Direnç kuvveti
$R_r$	Dönme direnci
$f_r$	Dönme direnç katsayısı
$R_g$	Eğim direnci
$R_a$	Hava direnci
$\delta_i$	İç tekerlek açısı
$P_e$	Motor gücü
$T_e$	Motor momenti
$F_n$	Net kuvvet
$r_w$	Tekerleğin dönen etkin yarıçapı
$T_w$	Tekerlek momenti
$W$	Tekerlek yükü

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
ANN	Yapay Sinir Ağları (YSA, Artificial Neural Network)
BB	Box-Behnken
BFDF	Fren Kuvveti Dağılım Faktörü (Brake Force Distribution Factor)
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer Aided Design)
CCF	Central Composite Faced
DOE	Deney Tasarımı (Design of Experiment)
GA	Genetik Algoritma
K&C	Elastokinematik (Kinematics and Compliance)
MBD	Çoklu Cisim Dinamiği (Multi Body Dynamics)
MBS	Çoklu-Cisim Simülasyonu (Multi-Body Simulation)
NN	Sinir Ağları (Neural Network)
NVH	Gürültü, Titreşim ve Sertlik (Noise, Vibration and Harshness)
R&H	Seyir ve Sürüş (Ride & Handling)
RSM	Cevap Yüzeyi Yöntemi (Response Surface Methodology)

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.1.	Tekerlek grubu (Van Der Auweraer vd. 2017)..... 6
Şekil 2.2.	İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli (Z. Wang vd. 2017)..... 9
Şekil 2.3.	Süspansiyon sisteminde helezon yay (Sivananth ve Vijayarangan 2015) 9
Şekil 2.4.	Amortisör örneği (Gysen 2011)..... 10
Şekil 2.5.	McPherson amortisör yapısı (Czop 2011) ..... 11
Şekil 2.6.	Çift borulu amortisörün çalışması (Benaziz vd. 2013)..... 12
Şekil 2.7.	Amortisör kuvvet-hız diyagramı (D. Zhou ve Chang 2022) ..... 13
Şekil 2.8.	Denge çubuğu (Palma ve Dos Santos 2002)..... 14
Şekil 2.9.	Akson (Chen, Huang, ve Weng 2019)..... 16
Şekil 2.10.	McPherson süspansiyonda salıncak kolu (Vivas-Lopez vd. 2021) ..... 16
Şekil 2.11.	Salıncak kolundaki elastik burçlar (Messana vd. 2020) ..... 17
Şekil 2.12.	Burç yapısı (Cioban, Butnar, ve Ghita 2012) ..... 18
Şekil 2.13.	Burç kuvvet-yer değiştirme eğrisi (Huang ve Chen 2019) ..... 19
Şekil 2.14.	Süspansiyon sistemi geometri hardpoint noktaları ..... 20
Şekil 2.15.	Kamber açısı (Esfahani vd. 2010)..... 21
Şekil 2.16.	Kingpin açısı (Jonasson ve Thor 2017) ..... 22
Şekil 2.17.	Toplam açısı (Macfarlane 2016)..... 23
Şekil 2.18.	Kaster açısı (Yadav 2019)..... 23
Şekil 2.19.	Toe açısı (Karanja ve Skoog 2015)..... 25
Şekil 2.20.	Bağımsız süspansiyon (Živković, Nedić, ve Đurić 2020) ..... 26
Şekil 2.21.	McPherson süspansiyon (Gysen 2011)..... 27
Şekil 2.22.	Double wishbone süspansiyon (Živković, Nedić, ve Đurić 2020) ..... 29
Şekil 2.23.	Trailing arm süspansiyon (Huang ve Chen 2019) ..... 29
Şekil 2.24.	Semi trailing arm (Kazemi, Heydari Shirazi, ve Ghanbarzadeh 2012) .. 30
Şekil 2.25.	Guided trailing arm burçları (X.-A. Liu ve Shangguan 2014)..... 31
Şekil 2.26.	Multilink süspansiyon (Madhu ve Aravind J R 2020)..... 31
Şekil 2.27.	Yarı-bağımsız süspansiyon sistemi (Lyu vd. 2006)..... 32
Şekil 2.28.	Direksiyon sistemi (Khan vd. 2021) ..... 34
Şekil 2.29.	Kayma durumu..... 35
Şekil 2.30.	Merkez etrafında dönme (Murali vd. 2020)..... 35
Şekil 2.31.	Akson kutu dik bağlantı ..... 36
Şekil 2.32.	Trapezoidal bağlantı..... 36
Şekil 2.33.	100% Ackerman ..... 36
Şekil 2.34.	Ackerman direksiyon açısı (Soundar Rajan vd. 2017) ..... 37
Şekil 2.35.	Ackerman geometrisi (MSC Software 2022) ..... 38
Şekil 2.36.	Disk balata fren sistemi (Fouzi, Sani, ve Ishak 2019) ..... 39
Şekil 2.37.	Fren vakum ünitesi (Zhao vd. 2019)..... 39
Şekil 2.38.	Motor tork haritası (Jaafari ve Shirazi 2016)..... 40
Şekil 2.39.	Tam kursta motor tork ve güç haritası (Liarokapis vd. 2015) ..... 41
Şekil 2.40.	Araç kuvvet diyagramı..... 41
Şekil 2.41.	Araç üstündeki net kuvvet ve ivmelenme..... 42
Şekil 2.42.	Motor torku iletimi (Gao 2012) ..... 42
Şekil 2.43.	Direnç kuvvetleri (Gao 2012) ..... 43
Şekil 2.44.	Araç ön kesit alanı ..... 44
Şekil 2.45.	Drag katsayısı ..... 44
Şekil 2.46.	Toplam direnç ..... 45

Şekil 2.47.	Araç çekiş kuvveti (Gao 2012) .....	46
Şekil 2.48.	Farklı zeminlerde tutunma katsayısı (Bauer ve Tomizuka 1996).....	47
Şekil 2.49.	Tekerlek hızları .....	47
Şekil 2.50.	Frenleme süreleri .....	49
Şekil 2.51.	Frenleme durumundaki kuvvetler (Gao 2012).....	49
Şekil 2.52.	İdeal BFDF (Gao 2012) .....	51
Şekil 2.53.	Kayma limiti (Gao 2012).....	52
Şekil 2.54.	Wheel rate analizi .....	53
Şekil 2.55.	Bütün araç elastokinematik modeli.....	54
Şekil 2.56.	Yerden yükseklik hedef kontrolü.....	54
Şekil 2.57.	Araç yükseklik kontrolleri .....	56
Şekil 2.58.	CAD yükseklik kontrolleri.....	56
Şekil 2.59.	Elastokinematik test bankosu (Pfeffer, Harrer, ve Johnston 2008) .....	57
Şekil 2.60.	Referans eksenler .....	58
Şekil 2.61.	Ön süspansiyon geometri noktaları.....	59
Şekil 2.62.	Tekerlek kursları .....	59
Şekil 2.63.	CAD model üzerinden geometri noktaları.....	60
Şekil 2.64.	Araç süspansiyon elastokinematik modeli.....	61
Şekil 2.65.	Paralel tekerlek kursu için wheel rate eğrisi .....	62
Şekil 2.66.	Karşıt tekerlek kursu için wheel rate eğrisi.....	62
Şekil 2.67.	Tekerlek hareketine göre toe açısı değişimi .....	63
Şekil 2.68.	Tekerlek kursuna bağlı olarak kamber açısının değişimi .....	63
Şekil 2.69.	Tekerlek kursuna bağlı olarak aks açıklığındaki değişim.....	64
Şekil 2.70.	Tekerlek kursuna bağlı olarak dingil mesafesinin değişimi .....	64
Şekil 2.71.	Yanal yüke bağlı olarak toe açısı değişimi.....	65
Şekil 2.72.	Yanal yüke bağlı olarak kamber açısı değişimi.....	65
Şekil 2.73.	Frenleme kuvvetine bağlı olarak toe açısı değişimi .....	66
Şekil 2.74.	Araç sistemi .....	67
Şekil 2.75.	Kayma açısı (Maruyama ve Yamazaki 2001).....	68
Şekil 2.76.	Düzeltici moment ile kayma açısı (Gipsler 1999) .....	70
Şekil 2.77.	Yanal yük ile kayma açısı (Yoshino ve Nozaki 2014) .....	71
Şekil 2.78.	Sürtünme çemberi (Tsiotras 2014) .....	71
Şekil 2.79.	Virajlamada yükler.....	72
Şekil 2.80.	Basit araç modeli .....	73
Şekil 2.81.	Bisiklet modeli .....	74
Şekil 2.82.	Boyuna hız karakteristikleri (Zhu, Khajepour, ve Esmailzadeh 2010)...	78
Şekil 2.83.	Yana kayma açısı .....	80
Şekil 2.84.	Slow ramp steer direksiyon cevabı .....	81
Şekil 2.85.	Slow ramp steer yana kayma açısı.....	81
Şekil 2.86.	ATI-90 analizi.....	83
Şekil 2.87.	Frekansla bağlı NVH aralığı .....	83
Şekil 2.88.	SAE NVH aralığı .....	84
Şekil 2.89.	Yoldan gelen titreşimlerin izolasyonu ve araç iletimi (Gillespie 1992) .	86
Şekil 2.90.	Araç iletim fonksiyonu .....	86
Şekil 2.91.	Bir serbestlik dereceli basit konfor modeli .....	87
Şekil 2.92.	De Carbon modeli (Gillespie 1992).....	87
Şekil 2.93.	Ayrıştırılmış De Carbon modeli.....	88
Şekil 2.94.	Örnek bir De Carbon frekans cevabı .....	89

Şekil 2.95.	Sinüs çukuru analizi .....	91
Şekil 2.96.	Tümsek geçme analizi.....	92
Şekil 2.97.	Konfor analizi .....	92
Şekil 2.98.	Dikey deplasman ve frekans açısından ivmeler.....	93
Şekil 2.99.	Motor takozları .....	93
Şekil 2.100.	Bozuk yol üzerinde ayak dayama bölgesindeki dikey ivmeler.....	94
Şekil 2.101.	Hidrolik takoz kesiti (Christopherson, Mahinfalah, ve Jazar 2012) .....	95
Şekil 3.1.	ADAMS/Car expert kullanıcı ayarı .....	98
Şekil 3.2.	Veri tabanı oluşturma.....	98
Şekil 3.3.	ADAMS/Car veri tabanı .....	98
Şekil 3.4.	ADAMS/Car varsayılan veri tabanı ayarlama .....	99
Şekil 3.5.	K&C geliştirme süreci .....	100
Şekil 3.6.	ADAMS/Car süspansiyon modeli .....	101
Şekil 3.7.	ADAMS/Car direksiyon modeli .....	102
Şekil 3.8.	Burulma çubuğu modeli.....	103
Şekil 3.9.	Burulma çubuğu geometri detayları .....	104
Şekil 3.10.	ADAMS/Car montaj modeli .....	104
Şekil 3.11.	Box-Behnken tasarımı (MSC Software 2022).....	108
Şekil 3.12.	CCF tasarımı .....	109
Şekil 3.13.	Yapay sinir ağında nöron (Hudson vd. 2022).....	110
Şekil 3.14.	Vektör girdiye sahip nöron (Hudson vd. 2022) .....	111
Şekil 3.15.	Basit ağ yapısı (Hudson vd. 2022).....	111
Şekil 3.16.	Tek katmanlı nöronlara ait ağ yapısı.....	112
Şekil 4.1.	Wheel rate eğrisi .....	115
Şekil 4.2.	Ride steer .....	116
Şekil 4.3.	Kamber açısı değişimi .....	117
Şekil 4.4.	Dingil mesafesi değişimi.....	117
Şekil 4.5.	Tekerlek merkezinin yatayda değişimi .....	118
Şekil 4.6.	Direksiyon simidi açısına karşılık direksiyon açısı .....	119
Şekil 4.7.	Teker merkezi değişimi.....	119
Şekil 4.8.	Kamber açısı değişimi .....	120
Şekil 5.1.	Kullanılan sinir ağı mimarisinin şeması .....	128
Şekil 5.2.	Box-Behnken veri seti ile kurulan sinir ağı modeli .....	130
Şekil 5.3.	BB veri seti ile sinir ağı modelin hata histogram ve öğrenme eğrisi ....	130
Şekil 5.4.	Pareto front tam faktöriyel veri seti ile eğitilmiş sinir ağı modeli .....	131

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 4.1. K&C performans tablosu .....	121
Çizelge 5.1. McPherson süspansiyon noktaları için Ackerman hatası ve kamber açısı varyasyonunun hassasiyet analizi.....	123
Çizelge 5.2. Tarama analizi uygunluk değerleri .....	124
Çizelge 5.3. RSM optimizasyon sonuçları.....	126
Çizelge 5.4. NN model performansı .....	129
Çizelge 5.5. RSM ve NN için optimizasyon sonuçları .....	132

## 1. GİRİŞ

Araç geliştirme süreci birçok aşamadan oluşmaktadır ve mimari geliştirme süreci de bu kapsamda en temel ve ilk mühendislik süreci olarak belirtilebilir. Şasi ve araç dinamiği geliştirme çalışmaları, araç performans hedeflerine göre süspansiyon tipi seçimi ile başlar. Geliştirilen aracın performans hedefleri temel alınarak uygun süspansiyon seçimi yapılır ve süspansiyon sistemi için de alt hedefler oluşturulmaktadır.

Doktora tezi, elastokinematik (Kinematics and Compliance, K&C) analizlerine dayalı olarak aracın direksiyon kinematikliğini iyileştirmek amacıyla süspansiyon sistemini optimize edecek yeni bir metodoloji geliştirmeyi amaçlamaktadır.

Araç süspansiyon sistemlerinin elastokinematik karakteristikleri aracın direksiyon, seyir ve sürüş (ride & handling) performansının değerlendirilebildiği ve açıklanabildiği önemli anahtar karakteristiklerdendir. Bu nedenle, aracın ilk geliştirme aşamasında her elastokinematik karakteristik için bir hedef oluşturularak bu hedeflere ulaşılabilmesi için süspansiyon geometri noktalarının (hardpoint) konumu ve süspansiyon burçlarının rijitlik değerleri (stiffness) gibi tasarım değişkenleri optimum olarak belirlenmeye çalışılmaktadır (Yi, Park, ve Hong 2014).

Tüm amaçları karşılayan uygun tasarım değişkenlerini bulmak zordur. Birçok mühendis, yeni bir süspansiyon oluşturmak veya mevcut bir süspansiyonu geliştirmek için kendi deneyimlerine güvenir ve deneme yanılma yoluyla süreçleri ilerletmektedir. Bu tez kapsamında, deney tasarımı (DOE, Design of Experiments) ve sinir ağları (NN, neural network) ile süspansiyon K&C karakteristik hedeflerine sistematik olarak ulaşmak için bir süspansiyon optimizasyon yaklaşımı oluşturulmaktadır. MBD (Multi-Body Dynamics, çoklu cisim dinamiği) simülasyon modeli, bileşenlerin kinematik ve elastik özellikleri gözetilerek kompakt segment referans bir prototip hibrit binek araç temel alınarak geliştirilmiştir. MBD model korelasyonu, K&C bankosundan elde edilen paralel ve zıt tekerlek hareket testleri ve direksiyon testleri verileri ile sağlanmıştır. Bu tezin çıktısı, aracın K&C performans hedeflerine ve sonuçlarına dayalı olarak, hedef dışı olan direksiyon testlerinden Ackerman hatası ve kamber açısı değişimi ile ilgili değerleri



iyileştirmek için ön süspansiyon sistemindeki geometri noktalarını optimize etmektir. Bu kapsamda tasarım sürecinde uzman iş yüküne duyulan ihtiyacın azaltılması ve öğrenen algoritma yaklaşımlarının farklı tasarım uygulamalarına yanıt vermesi için çaba sarf edilmiştir. Geometri noktalarının etkileri, çeşitli K&C özelliklerinin birbiri arasındaki etkileşimler ile karmaşık bir yapıya sahiptir ve sanal test bankosu (test-rig) ile sanal deneylere tabi tutulurlar. DOE yöntemi, McPherson ön süspansiyonundaki kritik noktaları bulmak için bir hassasiyet analizi sağlar. Hem kısmi faktöriyel hem de Plackett-Burman teknikleri, verilen çalışmalar için hassasiyet analizi sonuçlarını karşılaştırmak için kullanılmıştır. NN model ve genetik optimizasyon algoritmaları, geometri noktalarını tahmin etmek için özellikle optimizasyon modeli hesaplamalı modelleme karmaşıklıklarına ve belirsizliklerine dayalı olarak kurulduğu problemlerde önemli bir rol oynar. NN ve genetik algoritma (GA) tabanlı optimizasyon stratejisi, ikinci dereceden Box-Behnken (BB), ikinci dereceden CCF (Central Composite Faced) ve lineer faktöriyel cevap yüzey matrisi (RSM, response surface matrix) deney sonuçları ile kıyaslanarak, direksiyon kinematığında Ackerman hatası ve kamber açışı değişimi üzerindeki potansiyelleri incelenmiştir.

Süspansiyon geometri noktalarının belirlenmesi ve optimizasyonu konusunda farklı taşıtlarda veya aynı taşıtta farklı süspansiyonlar için uygulanabilecek bir yaklaşım hedeflenmiştir. Bu şekilde bir süspansiyon optimizasyonu için kullanılacak hazır bir çözüm yöntemi bulunmayıp, ADAMS üzerinden kısıtlı optimizasyonlar ile çoğunlukla uzman kişilerin deneme-yanılma yöntemi veya önceki projelerden süspansiyonun taşınarak iyileştirme çalışmalarıyla geometri noktaları tanımlanmaktadır (Yi, Park, ve Hong 2014; B. Zhou, Li, ve Yang 2009).

Tez kapsamında elastokinematik analizler için çoklu cisim simülasyonu (MBS, multi-body simulation) alanında sektörde yaygın bir yazılım olan ADAMS/Car uygulaması kullanılacak olup, ADAMS/Insight ile oluşturulan deney tasarımı üzerinden veri seti sanal test bankosu ile oluşturulmuştur. MATLAB aracılığıyla yapay sinir ağları (artificial neural network, ANN) yöntemiyle çoklu cisim dinamiğine dair model gerçekleştirildikten sonra, yine MATLAB üzerinden genetik algoritma vasıtasıyla seçilen süspansiyon noktalarının direksiyon kinematığını iyileştirecek şekilde optimizasyonu sağlanacaktır.

Böylece bütünsel bir optimizasyon modeli kurulacak, araç geliştirme çevrim süreci kısaltılacak, modüler yapısı sayesinde çeşitli elastokinematik analizlerine bağlı geometri optimizasyonları farklı araç projelerinde de kolayca ve hızlı bir şekilde gerçekleştirilebilecektir.

Literatürde direksiyon sistemlerinin elastokinematik optimizasyonu hakkında bazı çalışmalar bulunmaktadır. Direksiyon kinematığı, yalnızca direksiyon kutusuna odaklanarak iyileştirilmiştir (Akhmedov ve Aliboev 2021). Bir otobüsün direksiyon bağlantısı, yalnızca RSM yaklaşımı kullanılarak optimize edilmiştir (Topaç vd. 2018). MATLAB içinde Ackerman direksiyon geometrisi için basitleştirilmiş bir direksiyon kinematığı modellenmesi ve optimizasyonu gerçekleştirilmiştir, ancak tüm süspansiyonun etkileri dikkate alınmamıştır (Moldovanu, Csato, ve Bagameri 2019). Direksiyon bağlantısı, McPherson amortisör kulesi dikkate alınarak optimize edilmiştir, ancak basitleştirilmiş bir model kullanılmıştır (Sleesongsom ve Bureerat 2018). Bir süspansiyon sisteminin çok kriterli optimizasyonu, yalnızca geleneksel regresyon modelleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir (Toğu ve Alexandru 2021). Toe açısı ve Ackerman hatası, paralel tekerlek hareket testi için direksiyon bağlantısı noktası dikkate alınarak MBD ile entegre bir genetik algoritma tarafından optimize edilmiş; ancak değişen koşullara uyum sağlamaya uygun olmayan bir yaklaşım kullanılmıştır (B. Zhou, Li, ve Yang 2009). Hassasiyet analizi ve optimizasyonu, kremayer ve pinyon dişlisine sahip direksiyon bağlantısı üzerinde, ancak süspansiyonun tamamı yerine yalnızca direksiyon alt sistemi bileşenlerinin uzunlukları dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir (Rahmani Hanzaki, Rao, ve Saha 2009). Çalışma istatistiksel analizle sınırlı olmak üzere, direksiyon kinematığını optimize etmek için bir ağır ticari aracın üzerinde DOE yaklaşımı kullanılmıştır (Yahya Oz 2012). Kingpin açısı, kaster açısı, kamber açısı ve toe açısı gibi tekerlek ön düzen parametreleri için paralel tekerlek hareketi testleri kapsamında optimize edilmiştir; ancak çalışma sadece ADAMS yazılımının optimizasyon kabiliyeti ile sınırlı kalmıştır (Liang ve Xin 2012). ANOVA ile DOE, istatistiksel bir analiz yaklaşımıyla sınırlı kalmak üzere, toe açısını ve dingil mesafesi değişimini optimize etmek için yaprak yaylı süspansiyon kapsamında gerçekleştirilmiştir (B. M. Kim vd. 2014).

Yazarın bildiği kadarıyla, literatürde McPherson bağımsız süspansiyonlarının direksiyon kinematik optimizasyonu üzerine birkaç yayın mevcuttur, ancak hiçbiri zaman maliyetini de göz önünde bulundurarak, bütün süspansiyon noktalarına odaklanarak ayrı ayrı hassasiyet analizi dahil olmak üzere DOE ve NN stratejisini beraber kullanarak çok amaçlı optimizasyon ile hedeflere ulaşmamıştır. Elastokinematik analizler kapsamında geliştirme çalışmaları tekrarlı bir süreç olduğundan ve farklı araç alt sistemlerine dayalı güncellemelere tabi olduğundan, sınırlı ve sürekli değişen tasarım hacminde en iyi çözümleri kısa sürede bulmak önemlidir.

Bu tez, geliştirilmiş bir elastokinematik modelini doğrulayarak direksiyon kinematikini iyileştirmek için süspansiyon geometri noktalarını optimize edecek uygun bir yaklaşım bulmayı amaçlamaktadır. Süspansiyon optimizasyonu için hazır bir çözüm yöntemi bulunmayıp bileşenlere ait geometri koordinatları, esas olarak çoklu cisim dinamiği simülasyon uzmanlarının deneme yanılma süreciyle ve önceki projelerden geometri koordinatlarının taşınmasıyla tanımlanır (B. Zhou, Li, ve Yang 2009). Bu tez kapsamında, McPherson süspansiyonlu araçların ön aks üzerinde yönlendirildiği kompakt araçlar için kullanılabilir bütünleşik bir çoklu cisim dinamiği optimizasyonu yaklaşımına dayalı bir süreç metodolojisi önerilmektedir. Araştırmalar, yapay sinir ağları ve genetik algoritmayı birleştiren optimizasyon yöntemlerinin önemli miktarda zaman tasarrufu sağlayabileceğini göstermiştir (Magnier ve Haghghat 2010). Bu çalışmada, elastokinematik optimizasyon hedefine ulaşmak için sinir ağları ve bir genetik algoritma kullanan bir araştırma projesinin sonuçları sunulmuştur. Geliştirilen hibrit teknik ile geleneksel cevap yüzey matrisi yaklaşımı karşılaştırılmış ve bir elastokinematik analiz süreci için optimum noktaları tahmin etmek için kullanılmıştır. Bu çalışmanın çıktıları olarak, (1) ürün geliştirme sürecindeki sık değişikliklere göre, yeniden deneme ve yeniden analize gerek kalmadan güvenilir optimizasyon çalışmalarının yapılması, (2) varsayım ve kısıtlamalar gerektiren, ağırlıklı olarak uzmanların deneme yanılma yöntemiyle ve daha önceki projelerden deneyime dayalı olarak taşınan problemlere çözüm bulunması (3) değişen koşullara karşı hızlı bir şekilde durum analizi yaparak farklı seçeneklerle karşılaşıldığında kolayca uyarlanabilen akıllı bir öğrenme algoritmaları çözüm yaklaşımı ile düşük bir maliyetle çözüm aranması sıralanabilir.

## **2. KURAMSAL TEMELLER**

Seyahat ettiğimiz araçlarda aslında bütün kontrol avuç içi kadar olan lastik ile yol arasındaki temas yüzeylerinden oluşmaktadır. Bir aracın performansını belirleyen durumları (ivmelenme, viraj kabiliyeti, bozuk yola tepki gibi) ve sistemlerin bu durumlara verdiği cevapları inceleyen alan araç dinamiği olarak belirtilebilir. Bir sürüş anında tekerlekte oluşan kuvvetlerin, momentlerin veya bozuk yolda geçerken aracın üstüne iletilen kuvvetlerin anlaşılması gibi durumlar araç dinamiğinin konularıdır. Araç dinamiğini anlayabilmek için ise bu bölümde aracın şasi ve araç dinamiğine dair kavramlar, ilgili alt sisteme dair parçalar ile irdelenecektir.

### **2.1. Süspansiyon Sistemi Elemanları**

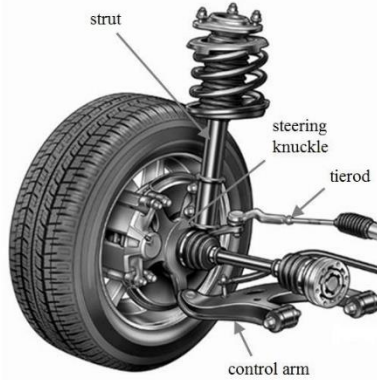
Genel olarak şasi parçaları süspansiyon, direksiyon ve fren olmak üzere üç grup altında incelenebilir. Bu bölümde süspansiyon sistemi parçaları ağırlıklı olmak üzere bu alt sistemler detaylandırılacak ve araç dinamiği için baz alınan temel süspansiyon açıları tanımlanacaktır.

Rijit bir yapı, üçten fazla nokta ile yere temas ediyorsa, bu sistem aslında hiperstatik bir sistemdir. Günümüz otomobillerinin dört lastiğe sahip olmasıyla hiperstatik bir sisteme örnek olduğunu belirtilebilir. Bu sistemde belirtilen dört noktanın yere sürekli temas edebilmesi için ya gövdenin yeterli esneklikte olması ya da rijit olarak kabul edilen gövdenin bir esnek yapıyla lastiklere bağlanması gerekir. Gövde yeterince esnek olmadığı için, tekerleklerin esneyebilecek şekilde rijit gövdeye bağlanmasını sağlayan yapı süspansiyon sistemi olarak adlandırılır. Süspansiyonun da temel görevi veya temel tanımı olarak dört tekerleğin yerle sürekli teması sağlaması olarak belirtilebilir.

Araçlarda süspansiyon sistemi lastikler ile yer arasında teması sürekli tutmaya çalışarak emniyetli bir sürüş sağlar. Çünkü lastikler yere ne kadar çok temas ederse, sürüş cevabı, viraj kararlılığı, frenleme performansı gibi etmenler de o derece iyileşecektir. Süspansiyon, tekerleklerin yola dik basmasını hedefler, araç gövdesini taşır, bu elemanlar arasında geometrik olarak tasarlanan ilişkiyi sağlar ve aracın projelendirilen yüksekliğini

belirler. Tarih boyunca yolların durumu iyileşse de hiçbir yol pürüzsüz ve mükemmel değildir ve araçtan beklenen konfor ihtiyacı da sürekli artmaktadır. Bu sebepten dolayı süspansiyon sistemi aracın yol ile teması kaynaklı olan şok, salınım ve titreşimlerin sönümlenmesi görevini üstlenmektedir.

Süspansiyon sistemi bir lastik/jant grubu kütlesi olarak ele alınabilir (Şekil 2.1). Bir kütlenin uzayda altı adet serbestlik derecesi olduğunu bilinmektedir. Süspansiyon tasarımında gerçekleştirilmeye çalışılan temel amaç bu altı serbestlik derecesinin beş tanesini kısıtlamak ve sadece Z eksenindeki harekete izin vermektir. Bu hedef, diğer yönlerdeki elastik özelliklerden veya süspansiyon sisteminin yapısından dolayı tamamen gerçekleştirilemese de belirtilen diğer eksenlerdeki hareket kontrol altına alınabilmektedir. Süspansiyon sisteminin bir diğer yan görevi de aracın dümenlenebilmesi adına direksiyon eksenini etrafında tekerleğin dönebilmesini sağlamaktır.



**Şekil 2.1.** Tekerlek grubu (Van Der Auweraer vd. 2017)

Süspansiyon sistemi bir kara kutu olarak düşünülürse sisteme dair önemli bazı girdi ve çıktılar bulunmaktadır. Z yönündeki tekerleğin yol şartlarından dolayı yapabileceği maksimum hareket tekerlek kursu olarak ifade edilir. Örnek bir senaryoda, sürüş manevrası esnasında bir viraj alırken ağırlık merkezinin değişimiyle beraber merkezkaç etkilerinden dolayı içteki tekerlekten dıştaki tekerleğe doğru bir yük transferi olur ve araba bir tarafa doğru yatma eğilimi gösterir. Buna bağlı olarak da tekerlek yukarı veya aşağı yönlü bir hareket yapabilir. Sonuçta bu durum bir tekerlek hareket girdisi olarak tanımlanabilir. Bir başka süspansiyon girdisi olarak direksiyon açısı belirtilebilir. Sürücü

tarafından direksiyon simidine verilen dairesel hareket, direksiyon mili tarafından direksiyon kutusuna iletilerek burada yanal (doğrusal) harekete çevrilerek tekerlek bir eksen boyunca döndürülür ve araca yön verilmiş olur.

Boyuna yüklemeler de bir başka süspansiyon girdisi olarak belirtilebilir. Örneğin, frenleme veya ivmelenme anında tekerlek üzerinde oluşan kuvvetler bu sınıfta tanımlanabilir. Yanal kuvvetler genellikle virajlama anında, araç üstündeki merkezkaç kuvvetlerinden dolayı oluşan ivmelere direnç göstererek aracın dengesini sağlayacak şekilde lastik ile yol arasındaki temastan dolayı oluşmaktadır.

Bütün bu kuvvetlerin doğası gereği oluşturduğu momente de “self aligning torque” adı verilir. Bütün bu manevra, yük veya momentlerin süspansiyon sistemine bir etkisi bulunmaktadır. Süspansiyon sistemi, tekerlek çıktıları olarak X ekseninde bir hareket, Y ekseninde bir hareket veya bu eksenlerde bir dönme hareketi gerçekleştirebilmektedir.

Toe veya kamber açısı değişimleri, dingil açıklığının (wheelbase) değişmesi (X yönünde hareket olması) aks açıklığının (wheeltrack) değişmesi (Y yönünde hareket olması), boyuna yüklerin oluşması (şasi parçaları tarafından karşılanır) veya direksiyon açısı olarak söz konusu çıktıları süspansiyon sistemi cevabı olarak oluşabilir. Süspansiyonun bütün parametreleri ve geometrisi, yay, amortisör, elastik burçlar gibi bütün parçaları aslında belirtilen bu çıktıların nasıl olacağını şekillendirir. Süspansiyon sistemi tasarımındaki ana amaç da girdileri göz önüne alarak söz konusu çıktıları kontrol altına almaya çalışmaktır.

Süspansiyonlar üç temel kategori altında bağımsız, bağımlı ve yarı bağımlı süspansiyon olmak üzere incelenebilir. Süspansiyonlar ek olarak dümenleme (direksiyon etkisiyle tekerleklerin dönmesi) olanağı baz alınarak da dümenlenebilir süspansiyon (genellikle ön süspansiyon) ve dümenlenemez süspansiyon (genellikle arka süspansiyon) olarak ikiye ayrılırlar. Bu kategoriler dışında süspansiyon sistemi tanımlanırken farklı parametreler de göz önünde bulundurulabilir. Amortisör elemanları temel alınarak süspansiyonlar elastik ve sönüm kuvvetleri özelinde ise pasif, aktif ve yarı aktif olmak üzere üç farklı sınıfta incelenebilir. Süspansiyon sistemine ait alt parçalar ise dört ana grup altında

değerlendirilebilir. Bağlantı parçaları ve rulmanlar, serbestlik derecesini kısıtlamak için çalışırlar ve tekerlek ile araç gövdesi arası hareketin düzenlenmesini sağlarlar. Sürüş sırasında etkiyen kuvvetleri dengeleyerek gövdeye aktarılmasında kullanılan yapısal parçalardır. Bu grupta alt ve üst salıncak kolu, akson gibi süspansiyon sisteminin geometrisini belirleyen ve üzerinde yük taşıyan parçalar bulunmaktadır.

Birincil elastik elemanlar (viraj çubuğu, yay), araç gövdesine lastik ve tekerlek grubunun elastik olarak bağlantısını sağlayan parçalardır. Araç gövdesinin konumunu koruyarak aracın yer ile temasından kaynaklanan enerjinin depolanması görevini üstlenirler.

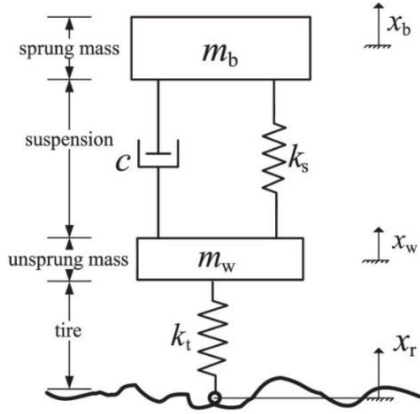
İkincil elastik elemanlar (elastik burç, tampon ve takozlar), aracın NVH ve konfor performansına yoldan kaynaklanan etkileri filtreleyerek ve tekerleğin özellikle elastik cevaplarında etkileri bulunan parçalardır.

Sönümleme parçaları (amortisör), birincil elastik elemanlardan olan yaylar tarafından depolanan enerjinin sönümlenerek araç gövdesinde oluşan salınımların azaltılmasını sağlarlar. Ayrıca oluşabilecek rezonansları engellemek için de kullanılırlar.

### **2.1.1. Yaylar**

Yaylar daha önce belirtildiği üzere araç üzerindeki birincil elastik parçalardandır. Tekerlerin yerle sürekli temasını sağlayan ana parçalardandır. Yaylar yer temasından kaynaklanan etkilerin daha düşük genlikli titreşimler olmasını sağlar ve sürüş konforunu artırır. Tekerler ile yerin temasını korumaya çalışarak sürüş emniyetini sağlar ve araca ait ağırlığın karşılanmasını üstlenir.

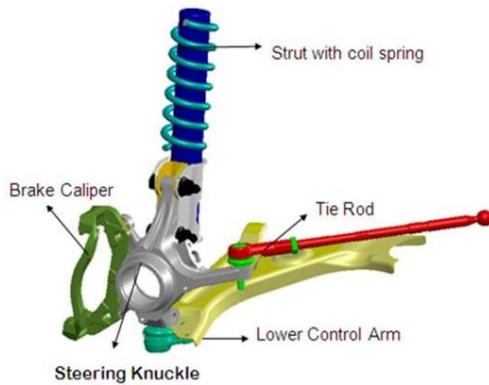
Yayların problemi, sıkıştırıldıkları zaman karşı bir tepki oluşturarak salınım yaratmaya meyillidirler. Bu durum da konfor problemi oluşturabilir. Bu fenomenen dolayı yaylar amortisör ile desteklenmektedir. Araç konforu değerlendirilirken özellikle yaylı kütle (sprung mass) ve yaysız kütle (unsprung mass) kavramlarından bahsedilir. Tekerlek grubu içerisindeki jant, lastik, balatalar, hidrolik fren pistonları, disk fren gibi ağırlıklar yayın altında kalan, yayın taşımadığı ağırlıklardır ve yaysız kütle olarak belirtilirler.



**Şekil 2.2.** İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli (Z. Wang vd. 2017)

Yayın çalışma alanı ise belirtilen bu yaysız kütle ile yaylı rijit gövde arasında olup, bu aralıkta faaliyet göstermektedir (Şekil 2.2). Yayın taşıdığı kütlelere örnek olarak motor, sürücü, yolcular, bütün gövde olmak üzere, tekerlek grubundaki belirtilen bazı parçalar dışındaki ağırlık ve kuvvetler belirtilebilir. Yay tarafından karşılanan bu kütlelere yaylı kütle denmektedir. Yaylı ve yaysız kütle arasında yaylara ek olarak görselde sönümleme elemanı amortisör bulunmakta olup, yaysız kütle ile yol arasında ise lastikler bulunmaktadır.

Binek araçlarda helezon yaylar sıklıkla kullanılmaktadır (Şekil 2.3). Ancak araç tipi ve performans beklentilerine göre farklı çeşitte yaylar kullanılabilir. Bu kapsamda burulma çubuklu yay, pnömatik ve hidro-pnömatik yay ve yaprak yay örnek olarak belirtilebilir.



**Şekil 2.3.** Süspansiyon sisteminde helezon yay (Sivananth ve Vijayarangan 2015)

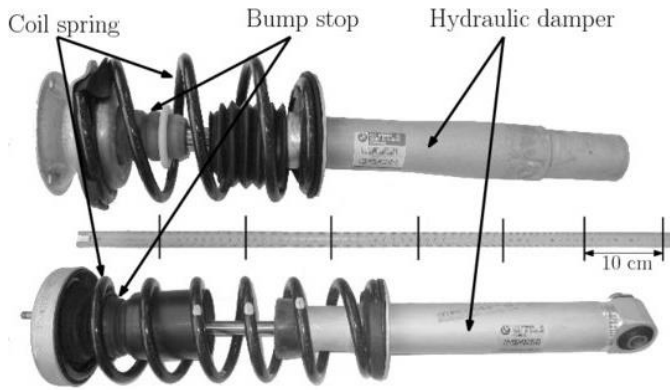


### 2.1.2. Amortisörler

Amortisörlerin temel görevi, yoldan gelen etkilerle sıkışan yaylardaki enerjiyi sönmölemekdir. Bir yol girdisiyle beraber (çukur, tümsek gibi) amortisör olmadan sadece yayın çalıştığı bir durum ile, amortisör ile çalışan bir yayın zamana bağlı durumu karşılaştırıldığında, amortisörün salınımlardaki genlikleri azalttığı ve salınım sürelerini de kısalttığı belirtilebilir. Böylece hem daha konforlu bir yolculuk sağlanır, hem de tekerleklerin yerle temasını sürekli kılarak (zira sadece yay olduğunda tekerleklerin zıplama hareketiyle yerden teması kopabilir) daha iyi bir sürüşe hizmet vermektedir.

Amortisörler beraber çalıştığı yayların uzun süreli salınım yapmasını engeller ve aracın farklı koşullarda yer ile temasını koruyarak sürüş güvenliğini sağlar. Ayrıca direksiyon hakimiyetini tekerlek grubunun daha iyi yol tutmasını sağlayarak kolaylaştırır ve viraj almada, ani hızlanma ve frenlemede oluşabilecek araç gövdesinin farklı eksenlerde yapacağı hareketleri azaltır. Böylece sürücü ve yolculara iletilecek kuvvetler sönmölenebildiği için sürüş konforunu iyileştirici etkide bulunur.

Kısaca amortisörler tekerlek hızı devreye girdiği zaman oluşan bütün etkilere bir kuvvet üreterek bunlara karşı direnç gösterir. Dolayısıyla bir viraj anında direksiyon çevrildiği zaman aracın yana yatma (roll) açısını da frene basıldığı zaman öne kapanma (pitch) hareketini de düzenler ve araç bir çukura girdiği zaman da lastiğin zemine sürekli tutunmasını sağlar.



Şekil 2.4. Amortisör örneği (Gysen 2011)

Bir ön süspansiyon sisteminde amortisör genelde “bumpstop” olarak adlandırılan bir lastik takozla sahiptir (Şekil 2.4). Bu lastik takoz ile amortisör gövdesi arasındaki mesafe, lastik takozun özellikleri gibi etkiler amortisör sisteminin verdiği çıkış kuvvetlerini değiştirir. Bunun gibi, amortisör milinin amortisör gövdesi içerisinde uzayan bir valf grubu ve “reboundstop” olarak adlandırılan bir durdurucu takoz da bulunmaktadır. Bu takozun etkileşimi tekerleğin aşağı inmesini limitleyerek tekerlek kursunu belirleyici bir görev üstlenmektedir.



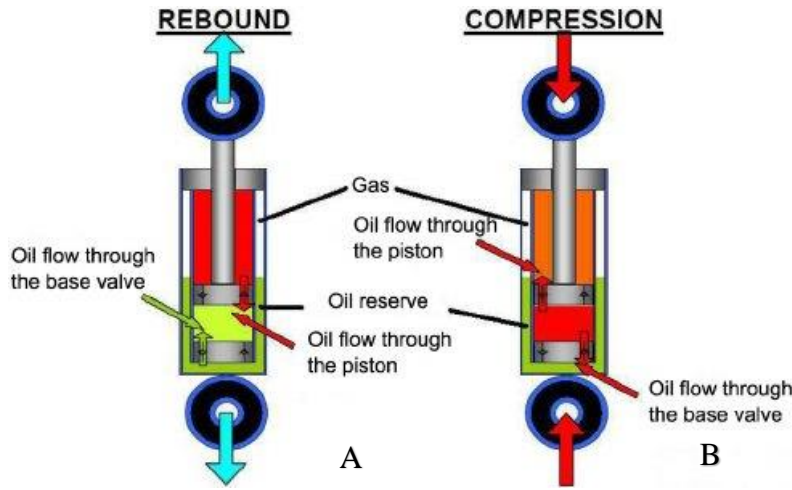
**Şekil 2.5.** McPherson amortisör yapısı (Czop 2011)

Bir McPherson ön süspansiyon incelendiğinde, bu tipe ait bir amortisör yapısı “strut” olarak isimlendirilmektedir (Şekil 2.5). Bu yapıya “strut” denmesinin nedeni, Y ekseninden (yandan) gelen kuvvetleri üzerinde taşımasıdır. Dolayısıyla bu amortisörün yapısal bir etkisi de bulunmaktadır zira yapısal olarak bir yük taşımaktadır ve belirli dayanım kriterleri olması gerekmektedir. Ek bir bilgi olarak, bu tezin kapsamında çalışılmayan “Double Wishbone” tipi bir çift A kollu süspansiyon tipinde, yanal yükleri alt ve üst salıncak kolları taşıyacağı için amortisörü daha az rijit, daha az yük taşıyacak şekilde tasarlama imkânı bulunmaktadır. Sonuç olarak süspansiyon tipine göre amortisör tasarım kriterleri de değişmektedir.

Amortisörler fonksiyonel yapılarına göre tek tesirli ve çift tesirli olarak ve boru sayısına göre de tek ve çift borulu olmak üzere ikiye ayrılırlar. Kullanılan akışkanın tipine dayalı olarak da amortisörler hidrolik ve gazlı olmak üzere de ikiye ayrılırlar. Tek borulu tipte içte bir tüp, bir piston grubu ve aşağısında bir gaz basıncı bulunmaktadır. Genel çalışma

mantığı olarak sıvıların sıkıştırılmama özelliği kullanılır. Basma ve çekme anında sıvı bir odacıktan diğer odacığa valf grubu açıklığı özelliğiyle geçmeye çalışır. Geçiş yaparken de bu alanın darlığından dolayı bir direnç kuvveti oluşturulur. Bu karakteristik de amortisörlerde kuvvet-hız eğrileriyle belirlenmektedir.

Çift borulu tipte ise bir iç tüp ve bir dış tüp olmak üzere iç içe iki tüp bulunmaktadır. İkinci tüp bir rezerv alan olarak düşünülebilir. Tek borulu tipe benzer şekilde basma çekme etkisiyle sıvı bir odacıktan diğer odacığa geçmeye çalışır. Ancak bu sıvı geçişi sırasında birinci tüpün hacminin üzerinde kalan fazla sıvı da bu rezervuar bölgeye geçiş yapmaktadır (Şekil 2.6 a, b).



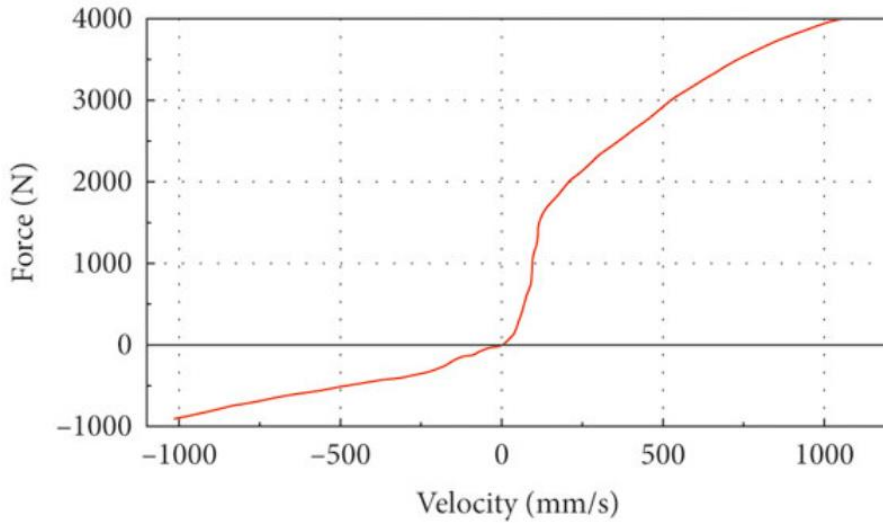
**Şekil 2.6.** Çift borulu amortisörün çalışması (Benaziz vd. 2013)  
**A)** Geri tepme **B)** Sıkıştırma

Amortisör hıza bağlı bir kuvvet üretir. Hem çekmede hem de basmada belirli bir noktaya kadar doğrusal sayılabilecek bir davranış gösterirken, sonrasında kırılan, eğimi değişen bir grafik sunmaktadır. Amortisör içerisindeki sönüm kuvveti hem çekme hem de basma esnasında yaşanan akışkan hareketinin valfler üzerinden geçişiyle sağlanmaktadır (Altıparmak vd. 2013).

Amortisör sistemi bir bankoya bağlanarak, belirli bir kurs için farklı hızlarda çalıştırılarak kuvvet yer değiştirme ve kuvvet hız diyagramları oluşturularak amortisör karakteristikleri elde edilebilir (Şekil 2.7). Bu grafikten amortisör açılırken ürettiği kuvvetin, kapanırken ürettiği kuvvetten daha büyük olduğu görülebilir. Bunun nedeni, amortisör kapanırken

aslında hem yay hem de amortisörün çalışmasıdır. Bu aşamada yay da yardımcı bir direnç kuvveti üretmektedir. Ayrıca amortisör açılırken yayda depolanmış olan enerjiyi de karşılaması gerekmektedir. Böylece amortisörlerde açma yükü kapama yükünden daha yüksektir.

Yine aynı grafikte, belirli bir hıza kadar (~130 mm/s), açma ve kapamada daha yüksek sönüm üretildiği görülebilir ve bu bölge sürüş bölgesi (handling zone) olarak adlandırılabilir. Burada aracın daha iyi sürüşü sağlayabilmesi adına (aracın daha fazla pitch veya roll yapmaması gibi) yüksek sönüm gösterirken, daha yüksek frekanslara cevabında ise daha düşük sönümle izolasyonu artırma yönünde bir performans izlenmektedir. Bu farklı beklentileri karşılamak adına da bir kırılma noktasına (knee point) ihtiyaç duyulmaktadır. Bu kırılma noktası sonrası amortisör sönümü değişmektedir.



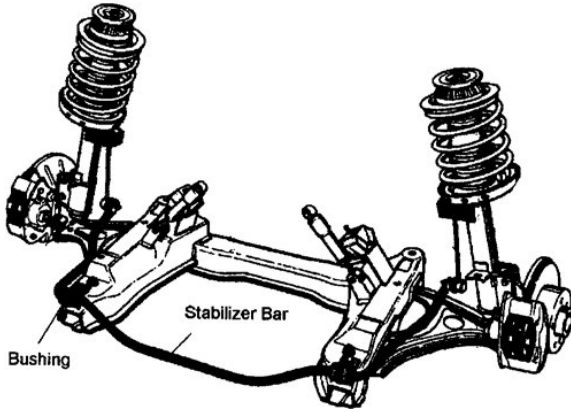
**Şekil 2.7.** Amortisör kuvvet-hız diyagramı (D. Zhou ve Chang 2022)

Amortisörler, kullanılan valflerin yardımıyla, içerisinden geçen akışkanın hızının karesi doğrultusunda bir kuvvet oluştururken, sürüş sırasında yüksek gelen bu sönüm kuvvetini dengelemek adına farklı bir valf (blow-off) yardımıyla düşürülür. Böylece hibrit bir sönüm eğrisi elde edilir. Özetle, amortisör yay ile çalışarak aracın daha fazla salınım hareketi yapmasını engeller ve tekerleğin de her zaman yere basmasını sağlamaya çalışır.

### 2.1.3. Denge çubuğu

Denge çubuğu (viraj çubuğu) veya “anti-roll bar”, daha çok ön süspansiyonda kullanılan ve tek görevi aracın olası yalpa eğilimini azaltan ve böylece aracın viraj alabilirliğini iyileştirmek için kullanılan bir elemandır (Motorlu Araçlar Teknolojisi, Ön Düzen ve Tekerlekler 2012).

Araç viraja girdiğinde, ağırlık merkezine virajın ters yönünde etkiyen bir merkezkaç kuvveti oluşmaktadır. Oluşan bu merkezkaç kuvveti ve ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinden oluşan momenti dengelemek için iç tekerlekten dış tekerleğe bir yük transferi olmaktadır. Araç düz giderken bütün tekerleklere aynı kuvvet gelirken viraj anında iç tekerlekteki kuvvetler dış tekerleklere iletilir ve iç tekerleklerdeki kuvvetler azalırken dış tekerleklerdeki kuvvetler artar. Bu durumda da araç virajın dışına doğru yalpa hareketi oluşur ve yalpa açısı (roll angle) yapar. Bunu engellemek için süspansiyonlarda bu parça kullanılır (Şekil 2.8).



Şekil 2.8. Denge çubuğu (Palma ve Dos Santos 2002)

Açıklanan yük transferinden dolayı dış tekerlek kapanmaya (yukarı doğru gitmeye) çalışırken içerideki tekerlek açılmaya (aşağı doğru gitmeye) çalışır ve araç dış tekerleğe doğru yatmaya çalışır. İşte bu iki tekerlek arasındaki hareket farkından dolayı viraj çubuğu olarak adlandırılan yapı burulur ve bu tekerlekleri dengelemeye çalışır. Dolayısıyla viraj çubuğu gövdenin yalpa açısını azaltmaya yardımcı olur.

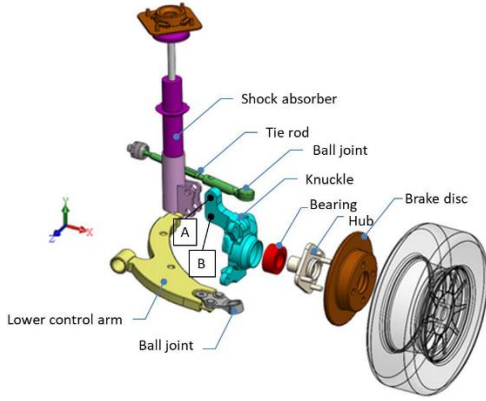
Eğer, tekerlekler eşit yönde hareket yaparsa (örneğin aracın bir tümsekten geçerken tekerleklerin aynı anda ve eşit seviyede yükselmesi), bu esnada iki tekerlek de aynı hareketi yaptığı için burada bir burulma olmaz ve viraj çubuğu çalışmaz. Kısaca tekerlekler arasında zıt yönlü bir harekette çalışan viraj çubuğu, aynı yönlü harekette etkin değildir. Böylece aynı akstaki iki tekerleği sadece belirli şartlarda ve belirli bir direngenlikte birbirine bağlamış olur ve aracın viraj davranışını iyileştirir.

Denge çubuğunun en temel karakteristikleri geometrisi, kesit çapı ve malzemesidir. Denge çubuğunun geometrisi ve malzemesine göre burulma rijitliği (torsional stiffness) değişmektedir. Araç geliştirme sürecinde çevre parçalar ile oluşabilecek yakınlaşmalar dikkate alınarak belirli bir mesafenin korunmasına özen gösterilir. Eğer burulma çubuğu üzerinde bir geometrik değişiklik gerekirse, yeni tasarlanacak yapının yine benzer burulma rijitliğine sahip olması hedeflenir.

#### **2.1.4. Akson**

Akson süspansiyon sistemindeki en temel yapısal parçalardandır ve aslında bir köprü vazifesi görmektedir. Süspansiyonun birçok parçasının akson üzerinde toplandığı belirtilebilir ve üzerinde poyrayı taşımaktadır (Şekil 2.9). Alt noktasında bulunan rotül ile salıncak koluna bağlanır. Bu rotülün görevi de bir direksiyon girdisi verildiği zaman tekerleği direksiyon eksenini boyunca döndürebilmektir (Direksiyon eksenini oluşabilmesi için aksonun üzerinde de dönel bir mafsal bulunmaktadır). Motordan gelen momenti lastiklere iletebilmek için yarı aks grubu da poyra ve rulman ile aksone bağlıdır.

Aksonlar poyranın paketlenmesini sağlar ve salıncak kolunun rotül yardımıyla tekerlek grubuna bağlantısını sağlar. Çeşitli fren parçalarının (fren balatası ve muhafaza sacı gibi) üzerinde taşınabilmesini sağlar. Üst bağlantısı üzerinden yay ve amortisörün montajını mümkün kılar ve rot kolu yardımıyla direksiyon kutusunun bağlantısını sağlar. Ayrıca tekerlek grubunun hareketini izleyen çeşitli sensörlerin (ABS, ESP gibi) bağlantısını sağlar.

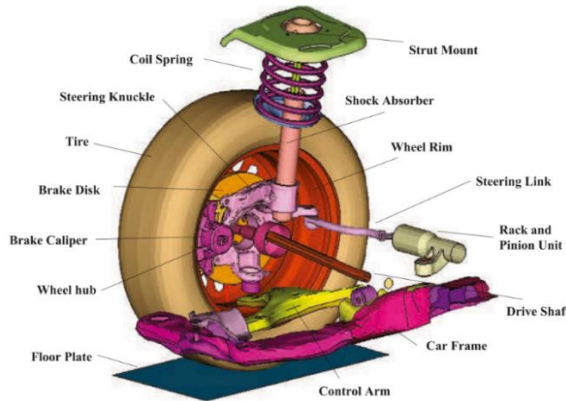


**Şekil 2.9.** Akson (Chen, Huang, ve Weng 2019)

Sonuç olarak güç aktarma organları yarı aks ile, direksiyon sistemi rot kolu ile, gövde salıncak kolu ile, süspansiyon sistemi yay amortisör kompleksi ile, tekerlek grubu da poyra ile aksona bağlıdır. Bundan dolayı aksunun bütün bu sistem ve parçalara bir köprü görevi üstlendiği rahatlıkla belirtilebilir.

### 2.1.5. Salıncak kolları ve rotiller

Salıncak kolları, daha önce tekerlek grubu için belirtilen, altı serbestlik derecesinden beşini sınırlamanın amaçlandığı süspansiyon sisteminde bu amacı sağlayan parçalardandır. Salıncak kolları bu yapıyla çeşitli kuvvetlere karşı sınırlandırıcı bir özelliğe sahip olup, tekerleklerin belirli bir geometride (Z eksenine, aşağı-yukarı yönünde) hareket etmesini sağlar. Salıncak kolları iki burç ile mekanik traverse bağlıdır ve bu traverse de çeşitli bağlantı noktalarından (şasi kolları gibi) gövdeye bağlıdır (Şekil 2.10)



**Şekil 2.10.** McPherson süspansiyonda salıncak kolu (Vivas-Lopez vd. 2021)

Salıncak kolunun sahip olduğu üçüncü birleşim noktasında rotiller vasıtasıyla tekerlek grubu üzerine etkiyen yatay ve düşey kuvvetlere bir yatak görevi görür ve tekerleğin dönme cevabını rot kolundan aldığı hareket ile oluşturur. Salıncak kolunun her üç birleşiminde yer alan burçların yer değiştirmeye bağılı oluşturduğu kuvvet cevapları, burçların yerleşimi araç elastokinematik karakteristikleri için yüksek öneme sahiptir.

### 2.1.6. Takoz, tampon ve elastik burçlar

Elastik burçlar kısaca bağılı oldukları parçanın (örneğin salıncak kolu) hareketini çeşitli deformasyonlar ile mümkün kılarlar. Uygulama olarak farklı burçlar bulunmasına rağmen bu bölümde süspansiyon salıncak kolu burçlarına odaklanılacaktır.

Bu burçların kullanılma sebebi için NVH (ses, titreşim, gürültü), elastokinematik (frenleme anında tekerleklerin ne kadar toe açısı yapması gerektiği, salıncak kolunun ne kadar hareket etmesi gerektiği veya bir tümseğe tekerin çarptığı zaman salıncak kolunun konfor açısından ne kadar esnemesi gerektiği gibi) sebeplerle kullanıldığı belirtilebilir.

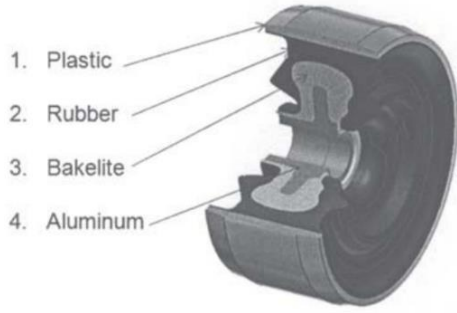
Elastik burçların çeşitli bağlantı çözümleri bulunmaktadır. Salıncak kolundaki her iki burcun yatay olarak bağlandığı çözümde salıncak kolu Z ekseninde tekerlek hareketine izin verir. Bir başka çözüm ise, salıncak kolunun ön taraftaki burcunun yatay (X eksenine göre, aracın boyun eksenine paralel), arka taraftaki burcun ise dikey kullanıldığı çözümdür (Şekil 2.11).



Şekil 2.11. Salıncak kolundaki elastik burçlar (Messana vd. 2020)



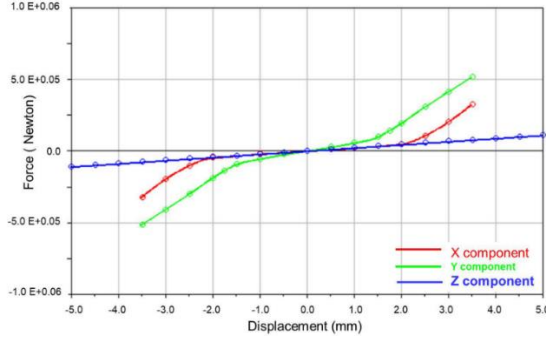
Bu çözümün kullanılma amacı, özellikle diğer çözüm olan her iki burcun da yatay olması durumunda, boyuna kuvvetlerde konforsuzluklar yaşanabilmesidir. Çünkü burçların bu şekilde kullanılması salıncak kolunu radyal yönde oldukça rijit hale getirmektedir. Salıncak kolunun arka tarafındaki burcun dikey pozisyonlanması ile salıncak koluna bir miktar daha hareket serbestisi verilmektedir, bu da boyuna yükleme durumunda esneme şansı getirmektedir. Dolayısıyla bu çözüm konfor performansını ve boyuna konforu artırmaktadır. Elastik burçlar genellikle iç içe geçmiş alt elemanlardan (gövde) oluşurlar. Burcun dış ve iç katmanlarının arasında vulkanize bir lastik tabakası bulunur (Şekil 2.12).



**Şekil 2.12.** Burç yapısı (Cioban, Butnar, ve Ghita 2012)

Elastik burçların karakteristiklerinin belirtildiği 3 farklı yönde kuvvet-uzama eğrileri bulunmaktadır (Şekil 2.13). Söz konusu eğriler oluşturulurken genellikle merkezde lineer bir davranış belirlenir ve bu davranış da lastik geometrisinden kaynaklanır. İçteki lastik kuvvet altında yer değiştirerek dıştaki lastikle beraber kuvvet karşısında direngenliği artar ve grafiğin bu bölgesinde daha rijit bir eğriyle karşılaşılır. Böylece tekerleğin belirli eksenlerde (X ve Y) daha fazla yer değiştirme yapması engellenmiş olur.

Sonuç olarak bu parçalarda hedef lineer (yumuşak) bölgeyi artırmak ama aynı zamanda tekerlekleri de paketleme isterlerine uymak adına sınırlandırmaktır. Bu performansın yakalanması adına da burçların geometrik yapısı ve lastikleri hedef grafiklere uygun olarak tasarlanır.



**Şekil 2.13.** Burç kuvvet-yer değiştirme eğrisi (Huang ve Chen 2019)

Bir başka elastik parça olarak durdurucu tamponlardan bahsedilebilir. Durdurucu tamponlar genellikle ön süspansiyon için amortisörün içindeki lastik burçlardandır. Nonlinear özellik gösterirler. Durdurucu tampon için genellikle poliüretan malzemeler kullanılmakta olup, parça boyu, kuvvet-deplasman karakteristik eğrileri ve amortisör ile arasındaki boşluk (tamponlama boşluğu) tasarım unsurlarındandır.

Genel olarak lastiğin Z eksenindeki hareketi kapsamında lineer olan bölgede yaylar çalışmaktadır. Ancak tekerleğin en yukarı veya en aşağı hareketinde, konfor isterleri baz alınarak hedeflenen belli bir değerden itibaren lineer ilişki sonlandırılmalı ve tekerlek hareketine karşılık olarak yayın yer değiştirmesi düşürülmeli ve süspansiyon kursunun belirli bir noktada sınırlandırılması sağlanmalıdır.

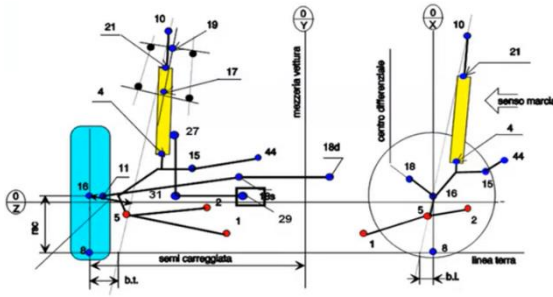
Durdurucu tamponların deplasmana karşı belli bir noktadan sonra duvar etkisi göstermektedir ve amortisörün daha fazla kapanmasını ve direkt metal temasını engeller. Böylece tekerlek sınırlandırılmış olur. Durdurucu tamponların bir diğer özelliği, yayın ürettiği lineer kuvvete nonlinear bir kuvvet üreterek aracın yük altındaki doğal frekansını, aracın yüksüz durumdaki doğal frekansına benzer tutmaya çalışmasıdır. Sonuç olarak progresif yay etkisi sağlamak için kullanılabilirdiği belirtilebilir.

## 2.2. Süspansiyon Sistemi Parametreleri

Süspansiyon sistemi parametrelerinden en temeli ön düzen geometrisidir. Süspansiyon sistemi tasarlanırken çeşitli geometri noktaları (hardpoint) temel alınarak geliştirme süreci yönetilir. Bu noktalar, genellikle parçaların yapısal olarak diğer parçalara bağlantılı

oldukları koordinatları temsil etmektedir (Şekil 2.14). Bu bağlantı noktalarına göre tekerlek farklı kinematik özellikler gösterebilmektedir.

Bu geometrinin doğru bir şekilde kurulması veya ideal bir ön düzen geometrisinin bulunmaya çalışılmasının birçok nedeni bulunmaktadır. Sürüş karakteristiği iyileştirilebilir ve düşük yakıt tüketimi sağlanabilir. Özellikle lastikler olmak üzere, süspansiyon bağlantılarındaki aşınma etkilerinin azaltılabilir. Araç manevra yetkinliklerinin iyileştirilmesiyle direksiyon kararlılığı ve hakimiyetinin iyileştirilebilir.



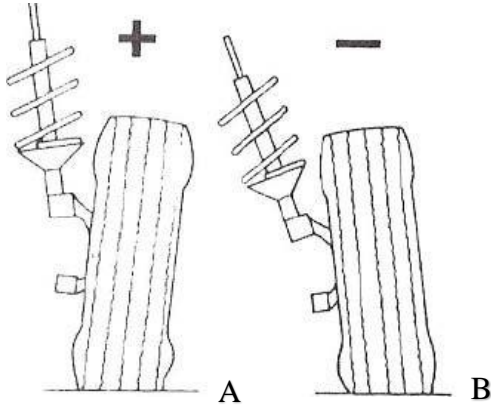
Şekil 2.14. Süspansiyon sistemi geometri hardpoint noktaları

Bu nedenlerin en geniş anlamda ortak noktası, tekerleklerin her zaman yola dik olarak temasını sürekli garanti etmeye çalışmaktır. Lastiklerin yol ile temas alanının azalması araç dinamiği açısından istenmeyen bir durumdur. Bu noktada çeşitli ön düzen açıları tanımlanmış olup alt başlıklar altında kamber, kingpin, toplam açı, kaster ve toe açısı olarak incelenecektir.

### 2.2.1. Kamber açısı

Kamber açısı en temel ön düzen açılarından biridir. Araca karşıdan bakıldığında, tekerleklerin üst noktalarının arasındaki mesafe alt noktalarının arasındaki mesafeden kısaysa negatif kamber, uzunsa pozitif kamber olarak açıklanabilir (Şekil 2.15 a, b). Kamber açısının doğru kullanımı ile lastik ile yol arasında sağlıklı bir temas yaratır. Pozitif kamber ile ise direksiyon kolaylığının sağlanabildiği belirtilebilir.

Fazla ayarlanan kamber açıları tekerleklerde aşınmalara neden olur. Bu durumda pozitif kamber ile dıştan aşınma, negatif kamber ile de içten aşınma ilişkilendirilebilir. Her iki tekerin de eşit kambere sahip olmasına dikkat edilmelidir. Aradaki açı farkının düşük mertebelerde olması aracın bir tarafa doğru çekmesini engellemiş olur. Araç bu fark durumunda pozitif kamber değerinin yüksek olduğu tarafa doğru çekmeye meyilli davranır.



**Şekil 2.15.** Kamber açısı (Esfahani vd. 2010)

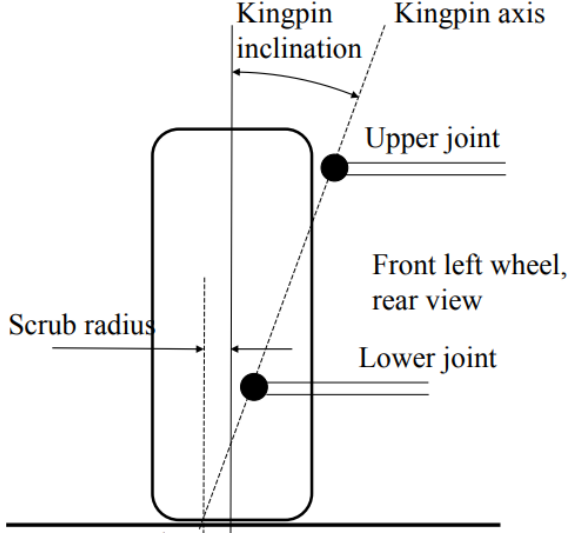
**A)** Pozitif kamber **B)** Negatif kamber

Araç yüklendikçe kamber açısının negatifliği artmaktadır ve genellikle süspansiyon tasarımlarında da bu durum istenmektedir. Çünkü negatif kamberin sürüşe olumlu etkileri bulunmaktadır. Viraj esnasında negatif kamber etkisi ile dış tekere daha fazla kamber etkisi (camber thrust) uygulanır ve böylece aracın merkezkaç kuvveti karşılanarak daha güvenli bir viraj alınmış olur.

### 2.2.2. Kingpin açısı

Bir diğer ön düzen parametresi Kingpin açısıdır. Kingpin açısı direksiyon eksenini ile tekerleğin normalinin arasındaki açıdır. Double wishbone tipi bir süspansiyon için alt ve üst salıncak kollarının aksone ile bağlantı noktaları bir doğru ile birleştirilirse direksiyon (kingpin) eksenini elde edilir. Direksiyon sistemine girdi verildiğinde lastik bu eksen boyunca dönmeye çalışır. Araca arkadan bakıldığı düşünülerek, lastikten çekilen bir normalle direksiyon eksenini arasında kalan açının kingpin açısı olduğu kabul edilebilir. Bu açıdan dolayı tekerlek merkezi ile eksenin yol ile temas ettiği nokta arasında bir boşluk

veya moment kolu oluşur. Bu moment kolu ise “scrub radius” olarak adlandırılır (Şekil 2.16).



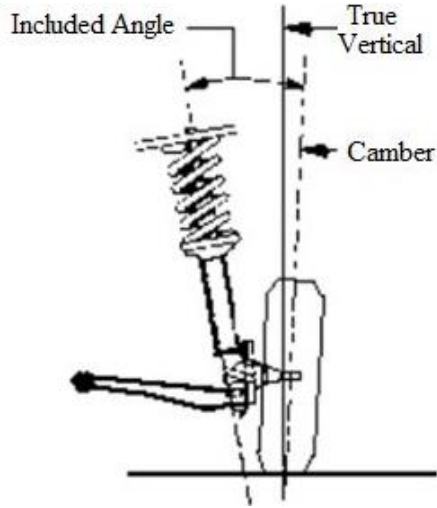
**Şekil 2.16.** Kingpin açısı (Jonasson ve Thor 2017)

Bu moment kolu boyunca, direksiyon çevrildiği zaman, tekerlek yeri süpürerek dönmeye çalışır. Eğer kingpin açısı, tam olarak tekerleğin yol ile olan temas merkezinden geçseydi (scrub radius sıfırlansaydı), tekerlek bu nokta etrafında dönerdi. Bu senaryo lastik yeri süpürmediği için daha iyi olarak düşünülebilir ancak; bu durumda lastiklerde yalpa yapma isteği artarak direksiyonda bir kararsızlık hissiyatına neden olmaktadır. Kingpin açısından yararlanılarak daha az kamber kullanılabilir ve direksiyon çevrimi için gereken momenti azaltarak daha rahat bir direksiyon kullanımı sunar. Ayrıca kingpin açısı viraj sonrası lastiklerin stabil konuma gelmesini ve direksiyonun kendi kendine geri toplamasına yardımcı olur.

### 2.2.3. Toplam açı

Toplam açı kamber ve kingpin açılarının birleşimi olarak belirtilebilir. Toplam açığı oluşturan eksenlerin, araca karşıdan bakıldığında, kesişme noktası yer yüzeyinden Z eksenine göre daha aşağıda kalırsa tekerlekler dışa doğru açılmaya çalışır (Şekil 2.17). Bu senaryonun aksi durumda, kesişme noktası yer yüzeyinden daha yukarısında olursa tekerlekler içe doğru kapanmaya zorlanır. Belirtilen kesişme noktasının yer yüzeyinde

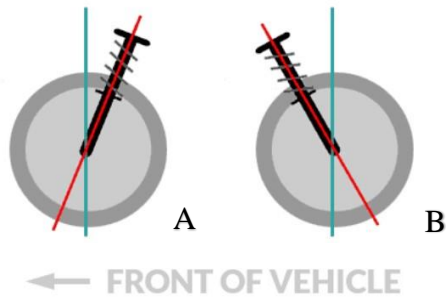
olduğu durumda tekerlekler üzerinde herhangi bir ie doğru kapanma veya dışa doğru açılma etkisi görülmese de bu durumda tekerlekler stabil kalamayarak yalpa hareketi yapabilmektedir.



Şekil 2.17. Toplam aı (Macfarlane 2016)

#### 2.2.4. Kaster açısı

Bir diğer majör n düzen açısı kaster açısıdır. Araca yandan bakıldığında (X-Z eksen takımında), direksiyon eksenini ile yol normali arasındaki açı kaster açısı olarak ifade edilebilir. Eğer kaster açısı aracın içine doğruysa pozitif, aracın dışına doğru ise negatif olarak belirtilebilir (Şekil 2.18 a, b). Günümüz araçlarında negatif kaster kullanılmamaktadır ve genellikle pozitif kaster tercih edilmektedir.



Şekil 2.18. Kaster açısı (Yadav 2019)  
A) Pozitif kaster B) Negatif kaster

Kaster açısı kararlı bir sürüş dinamiğine katkıda bulunur. Araç virajı aldıktan sonra direksiyonun kolay bir şekilde geri toplamasını sağlar. Aracın manevra kabiliyetini iyileştirir ve negatif kaster ile yüksek manevra kabiliyeti oluşturmakla beraber, pozitif kaster araç için stabilizenin sağlanmasında çok daha önemlidir. Pozitif kaster aracın davranışına olumlu katkıda bulursa da olumsuz etkileri de bulunmaktadır. Direksiyon çevrilirken yoldan gelen kuvvetlerden dolayı tekerlek düz gitme eğilimi gösterir ve dolayısıyla çevik bir şekilde viraj alınamamaktadır.

Negatif kasterine örnek olarak alışveriş (market) arabaları gösterilebilir. Bu araçlarda negatif kasterin kullanılma nedeni dar alanlarda ve düşük hızlarda yüksek manevra kabiliyetine ihtiyaç duyulmasıdır. Yüksek hızlarda ise bu araçların tekerlekleri 360° dönmeye çalışacaktır çünkü direksiyon ve tekerlek kararlılığı bulunmamaktadır.

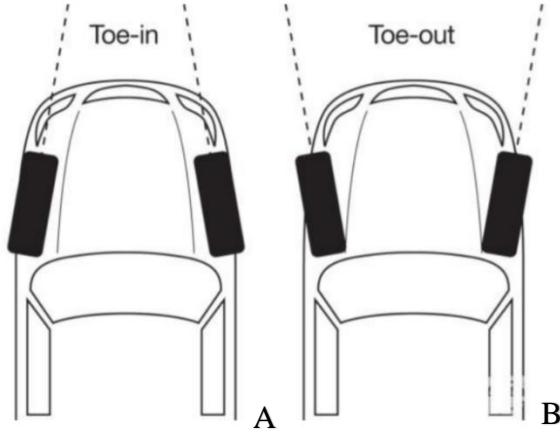
#### **2.2.5. Toe açısı**

Araca yukarıdan bakıldığı zaman tekerlekler içe doğru kapalıysa toe-in, dışa doğru açılıysa toe-out açısından bahsedilebilir (Şekil 2.19 a, b). Toe-in pozitif, toe-out ise negatif toe açısı olarak sınıflandırılır. Toe açısının rot mesafesinin değiştirilmesi ile araç üzerinde ayarlanması mümkündür ve değer olarak mesafe (mm) veya açısal olarak ifade edilebilir.

Önden çekişli araçlarda genellikle tekerlekler içe doğru kapanmaya zorlandıkları için bu konfigürasyonda tekerlere toe-out verilir. Bu senaryonun tersinde, arkadan çekişli araçlarda ise arka tekerlekler dışa doğru açılmaya meyilli olduklarından bu tekerlere ise toe-in verilmektedir. Optimum değer üzerinde tanımlanan toe-in veya toe-out açıları tekerlekler üzerinde yüksek yuvarlanma direnci ve erken aşınmalara yol açar.

Toe açısı daha çok sürüş ile ilgilidir. Aslında toe açısıyla sürücünün direksiyona uyguladığı açı benzer olarak sınıflandırılabilir. Toe açısı aracın virajlama performansına bir direksiyon girdisi gibi etki etmektedir. Aracın stabil gitmesi istenir ve en stabil durum da aracın düz giden durumunu korumaktır. Ancak araçtan aynı zamanda kritik durumlarda manevra yapması da beklenmektedir. Söz konusu bu manevra durumlarında

aracın spin atmaması, kararlılığını koruması ve kararsız duruma düşmemesi gerekir. Bu nedenle, düşük açılar olmakla beraber çeşitli toe açıları verilerek aracın spin atması, understeer durumdan oversteer duruma dönmesi engellenir.



**Şekil 2.19.** Toe açısı (Karanja ve Skoog 2015)  
A) Toe-in B) Toe-out

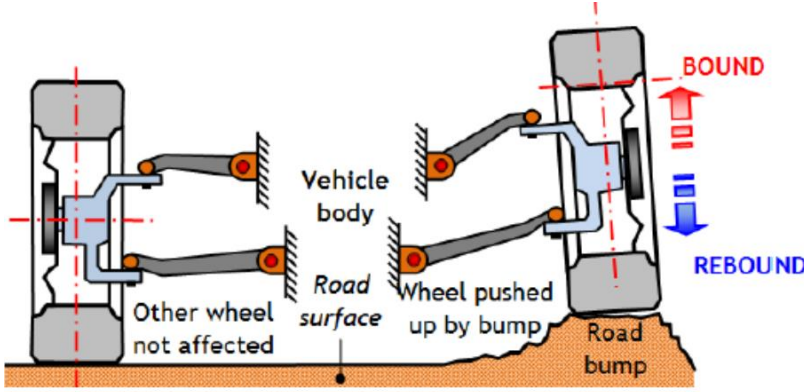
Aracın çekiş durumuna göre motordan gelen momentle tekerlek açılma eğilimi gösterebilir. Bunu elimine edebilmek için araca statik bir toe açısı verip, araç hareket etmeye başladığında tekerleklerin düz gideceği şekilde ayarlama yapılabilir. Genellikle toe açısı oldukça düşük değerlerde olup, açı yerine dakika cinsinden tanımlanır. Pratikte en yüksek açı değişimlerine frenleme manevralarına rastlansa da bu durumda oluşan açı değişiminin  $0,5^\circ$  altında olacağı belirtilebilir.

### 2.3. Süspansiyon Sistemleri

Bağımsız süspansiyon sistemlerinin temel özelliği, belirli bir aksta bulunan süspansiyon sistemindeki sağ ve sol tekerin birbirinden bağımsız çalışabilmesidir. Bu nedenle bir tekere gelen etki ve kuvvetler, diğer tekere iletilmemektedir ve bu tekerlekler farklı yönde hareket edebilirler (Şekil 2.20). Bağımsız süspansiyonlarda yaysız kütle (tekerlek grubu kütlesi) düşük tutulabildiği için araç konforu iyidir. Çünkü yaysız kütle ne kadar büyük olursa, bu kütleden gelen etki şasiye o kadar fazla aktarılacaktır.



Bu gibi yapılarda daha esnek ve yumuşak yaylar kullanılabilir. Bu durum da konfor özelliklerini artıran parametrelerdendir. Tekerlekler birbirleri ile herhangi bir yapıyla bağlanmadıkları için bu hacme daha farklı araç elemanları (motor, yakıt deposu, yedek lastik gibi) yerleştirilebilir ve bu durum tasarım paketlemesi açısından avantaj sağlamaktadır.



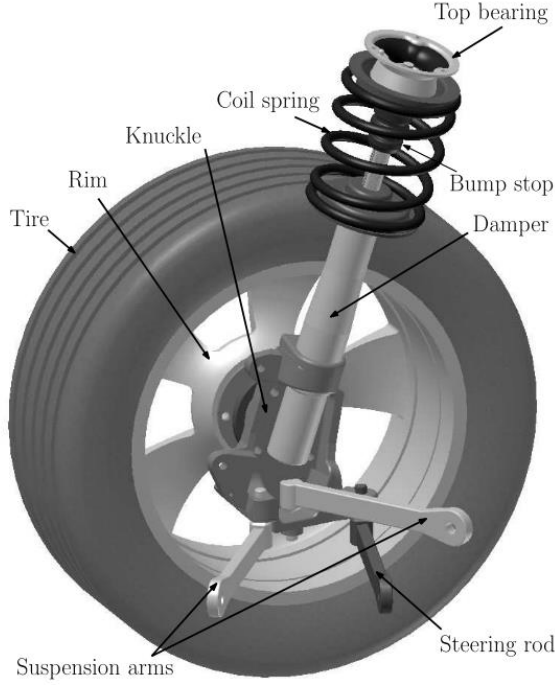
**Şekil 2.20.** Bağımsız süspansiyon (Živković, Nedić, ve Đurić 2020)

Bu gibi yapılar, sistemdeki bağlantı (link) sayısına da bağlı olarak, tutulmaya çalışılan serbestlik dereceleri için (6 derecenin 5 tanesi), müdahale etme şansı sunarlar. Bağımsız süspansiyon sistemleri yüksek sayıda bu bağlantıları içermesi sayesinde tekerlek-yol temas açıları ve temas yüzeyini (contact patch) optimize edecek süspansiyonlar geliştirilerek sürüş avantajı da sağlarlar. En gelişmiş ve en iyi kontrol edilebilen süspansiyon yapıları bağımsız tip süspansiyonlardır. Çünkü her bir yapı istenilen bağlantılarla ayarlanarak tekerleğin yol ile olan etkileşimini düzenlenebilir.

### 2.3.1. McPherson tip bağımsız süspansiyon sistemi

McPherson süspansiyon sistemi, binek araçlarda bağımsız süspansiyon tipleri içerisinde kullanım olarak görece daha fazla kendine yer bulmayı başarmış bir sistemdir. Genellikle ön süspansiyon için tercih edilmekle beraber dört çeker araçlarda arka süspansiyonda da kullanımı bulunmaktadır. McPherson süspansiyon sisteminde altta traverse bağlanan bir salıncak kolu bulunup, üstte ise double wishbone tipi süspansiyondan farklı olarak bir üst salıncak kolu bulunmayıp, bu görevin bir amortisör kulesi (strut) tarafından yerine getirildiği bir yapı bulunmaktadır. Söz konusu bu yapı da üst gövde bağlantı noktası (top

bearing) ile araç gövdesine bağlanmaktadır (Şekil 2.21). Amortisör kulesi yük de taşıdığı için mukavim olması gerekmektedir. Bu süspansiyon sisteminde yanal yükleri salıncak kolları ve strut yapısı, boyuna yükleri de salıncak kolları taşıyarak tekerleğin Z ekseninde hareket etmesine izin verir.



**Şekil 2.21.** McPherson süspansiyon (Gysen 2011)

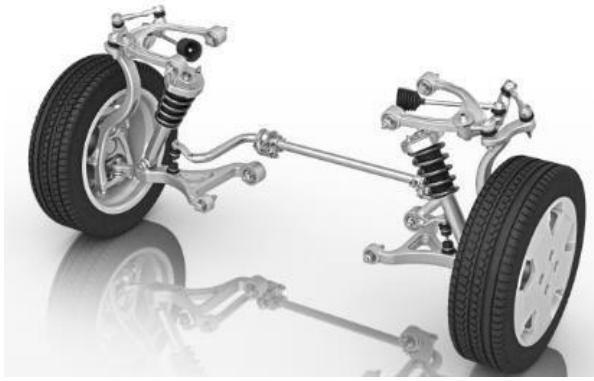
McPherson süspansiyon sistemi nispeten basit ve düşük maliyete sahiptir zira daha az sayıda bağlantı (link) kullanılmaktadır. Bağımlı tip bir süspansiyona göre daha az yaysız kütlesi vardır dolayısıyla konfor cevabı daha iyidir. Kompakt bir yapıya sahiptir, bu nedenle özellikle motor yerleşimi için farklı olanaklar sunmaktadır. Süspansiyon bağlantı noktaları arası mesafe geniş tutulabildiği için gövdeye daha düşük kuvvet aktarımı sağlanabilir. Stabil bir sistemdir. Üzerinde açı değişimleri olmamaktadır. Sadece toe açısında ayar yapmak yeterlidir. Kamber, kaster, kingpin gibi açılar ayarlanamamaktadır. Yüksek süspansiyon kursları, amortisör dikine yerleştirilebildiği için, sağlanabilmektedir. Double wishbone süspansiyon tipine göre daha az parçadan oluştuğu için tasarımı nispeten daha kolaydır.

Amortisör bu sistemde aslında yapısal bir parçadır ve yanal yükleri de taşıdığı için üzerinde iç sürtünme olarak adlandırabileceğimiz histerezis kuvvetleri oluştur. Ancak bu yanal yüklerle karşı yaylara belirli bir form verilerek (side load spring) karşı bir direnç oluşturulabilir. Böylece amortisörün etkin bir şekilde çalışmasını (düşük histerezis) ve dolayısıyla yüksek sönüm üretebilmesi sağlanır. Kamber iyileşmesi bulunmaktadır. Tekerlek Z ekseninde hareket ettiğinde kamber değişimi yapabilmektedir ve kamber avantajı sağlamaktadır. Ancak Double Wishbone tipi gibi daha gelişmiş bir süspansiyon sistemine göre kamber iyileşme cevabı daha düşüktür.

Bu sistemin dezavantajlarından ise üst gövde bağlantısı amortisör kulesinin üst bağlantısında bulunan elastik bir takoz yardımıyla sağlandığı için titreşim ve ses problemleri olabileceği belirtilebilir. Ancak bu problem söz konusu burcun tasarımıyla iyileştirilebilmektedir. Ayrıca amortisörün dik ve kurstan dolayı da uzun tutulması gerektiği için sportif bir gövde yapısına izin vermeyerek aerodinamik açıdan aracı negatif etkilemektedir.

### **2.3.2. Double wishbone tip bağımsız süspansiyon sistemi**

Double wishbone (çift A-kollu) süspansiyon tipinde alt ve üst salıncak kolu olarak iki yapı (çatal) bulunmaktadır (Şekil 2.22). Daha düşük yerden yüksekliğin sağlanabildiği ve sportif gövdelerde tercih edilebilen bir süspansiyon türüdür. Ancak daha yüksek yerden yüksekliğe sahip olabilecek şekilde de bu süspansiyon yerleşimi oluşturulabilmektedir. Düşük yüksekliğe sahip double wishbone süspansiyon tipinde kullanılan amortisör daha basit ve ince bir yapıya sahiptir çünkü bu çözümde yandan gelen virajlama kuvvetlerini salıncak kolları üzerinde taşımaktadır ve amortisör böylece yük taşımayarak düşük histerezis ile daha basit bir yapıya sahip olabilmektedir. Double wishbone tipine ait süspansiyonlar için sürüş özellikleri yüksek elastokinematik performansı sayesinde oldukça iyidir. Aerodinamik açıdan sportif gövde seçim şansı vardır ve amortisörler yapısal bir parça olarak kullanılmadığı için konfor odakları daha başarılıdır.

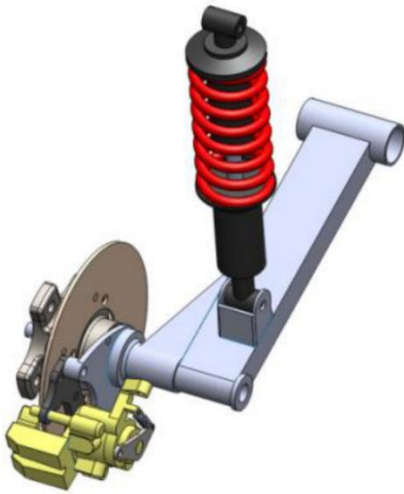


**Şekil 2.22.** Double wishbone süspansiyon (Živković, Nedić, ve Đurić 2020)

Bu süspansiyon tipi için olumsuzluk olarak McPherson tip süspansiyona göre daha kompleks olduğu ve daha fazla sayıda parça bulunduğu için yüksek maliyeti beraberinde getirdiği belirtilebilir. Ayrıca elastik elemanların çokluğundan dolayı tekerlek açılarında yaşanan değişimlerin daha fazla aşınmayı tetikleme riski mevcuttur.

### **2.3.3. Trailing arm tip bağımsız süspansiyon**

Trailing Arm arka süspansiyon için kullanılan bir bağımsız süspansiyon türüdür. Kısa bir amortisör kullanılabildiği için tasarım paketlemesi avantajları yanı sıra bagaj olarak geniş bir hacim sunulabilmektedir (Şekil 2.23). Basit bir yapıya ve montaja sahiptirler ve yaysız kütleleri de düşüktür.



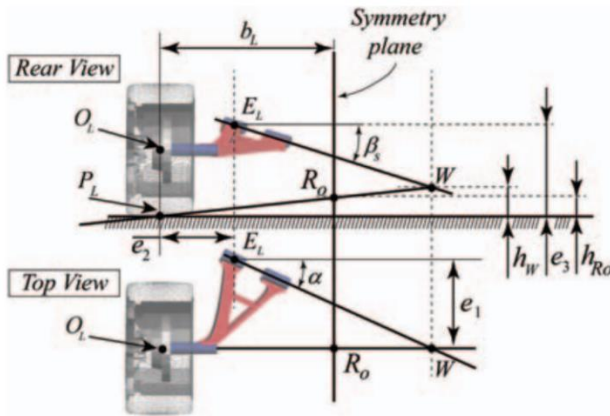
**Şekil 2.23.** Trailing arm süspansiyon (Huang ve Chen 2019)

Bu süspansiyonun en önemli dezavantajı, elastokinematik açıdan ayar parametresi şansı kısıtlıdır ve tekerlek tek bir bağlantıdan Z ekseninde hareket edebildiği için kamber iyileşmesi verilememektedir. Bu durumdan dolayı da sürüş performansı başarılı değildir.

### 2.3.4. Semi trailing arm tip bağımsız süspansiyon

Semi trailing arm bağımsız tip süspansiyon, trailing arm tipi bağımsız süspansiyonun bazı dezavantajlarını çözebilmek, özellikle kamber ve toe cevapları için geliştirilmiş bir çözümdür. Trailing arm tip süspansiyondan farklı olarak ön bağlantı kolları belirli bir açıyla gövdeye bağlanmakta ve bu verilmiş açıdan dolayı oluşan eksen takımında tekerlek hareketi boyunca kamber cevabı alınabilmektedir (Şekil 2.24). Böylece bu süspansiyon elastokinematik açıdan trailing arm süspansiyona göre daha başarılıdır.

Avantaj olarak mevcut trailing arm süspansiyonun genel olarak bütün özelliklerini taşısa da (boyut, yaysız kütle, montaj, basit yapı gibi), taban altı yerleşimi paketleme açısından daha kısıtlıdır.

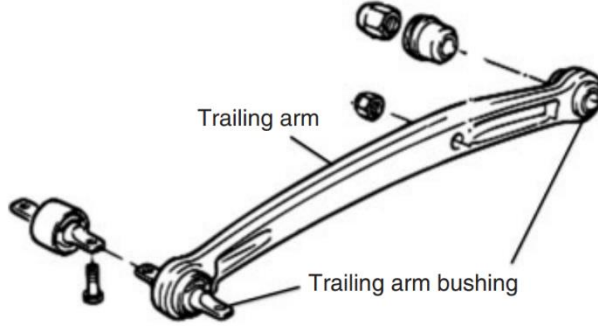


Şekil 2.24. Semi trailing arm (Kazemi, Heydari Shirazi, ve Ghanbarzadeh 2012)

### 2.3.5. Guided trailing arm tip bağımsız süspansiyon

Guided Trailing Arm süspansiyon çözümü arka süspansiyonlar için sürüş ve konfor açısından kullanılabilir başarılı uygulamalardan biridir. Boyuna yükler bağlantı burcu ile karşılanarak boyuna konfor iyileştirilebilmektedir (Şekil 2.25). Bunun yanı sıra

elastokinematik açıdan toe ve kamber cevabı olanağıyla beraber paketleme açısından da dar taban altı hacmi ile araç tasarımı için kullanımı olumlu yönde etkilemektedir.

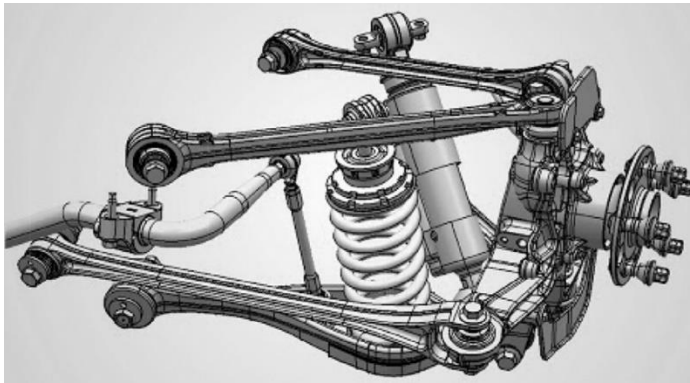


**Şekil 2.25.** Guided trailing arm burçları (X.-A. Liu ve Shangguan 2014)

Bu süspansiyon tipinin avantajları yanında bazı olumsuz yanları da bulunmaktadır. Kamber iyileşmesinin verilebilmesi için artan bağlantı sayıları nedeniyle yüksek maliyetler ve amortisörün dik olarak yerleştirilmesi kaynaklı yerleşim zorlukları bunlar arasında sıralanabilir.

### 2.3.6. Multilink tip bağımsız süspansiyon

Multilink tip süspansiyon arka süspansiyon için güncel durumda kullanılan en gelişmiş bağımsız süspansiyon tipi olarak belirtilebilir. Bu süspansiyonda bulunan beş adet link ile hem toe hem de kamber istenilen değerlere göre ayarlanabilmektedir (Şekil 2.26).



**Şekil 2.26.** Multilink süspansiyon (Madhu ve Aravind J R 2020)

Bu süspansiyon tipi arkadan itişli araçlar için de kullanılabilir bir seçenek olmasıyla beraber, karmaşık bir yapıya sahip olmasıyla birlikte ağırlık, maliyet ve hacim yönünden olumsuz değerlere sahiptir ve hızlı bir geliştirme süreci bulunmamaktadır.

### 2.3.7. Yarı bağımsız süspansiyon sistemi

Yarı-bağımsız süspansiyon çözümleri ne bağımlı ne de bağımsız kategorisi altına alınabilirler. Günümüz ekonomi bandındaki binek ve hafif ticari araçların çoğunda bu tip bir arka süspansiyon kullanılmaktadır.

Bu çözümde iki tekerlek birbiriyle burulabilen bir kiriş vasıtasıyla bağlanmıştır (Şekil 2.27). Dolayısıyla tekerlekler birbirinden bağımsız hareket etmemektedir; ancak bir tekerlekteki etki diğer tekere doğrudan aktarılmayacağı, aradaki kirişin burulmasıyla bu etkinin belli bir miktarda sönümleneceği için yarı-bağımsız bir süspansiyon olarak tanımlanmaktadır.



**Şekil 2.27.** Yarı-bağımsız süspansiyon sistemi (Lyu vd. 2006)

Bu süspansiyon tipinde tasarım basitliği, kolay montaj, yüksek bagaj hacmi için düşürülebilir dikey yerleşim, kullanılan burçlar ve kirişin dönme merkezi vasıtasıyla tekerlek hareketi boyunca kamber ve toe iyileşmesinin verilebilmesi ve bağımlı süspansiyona göre daha düşük yaysız kütle avantajı olarak belirtilebilir.

Bu süspansiyon tipinin en büyük dezavantajı, parçaların kaynaklı bağlantılar içermesi ve tekerlek hareketiyle sürekli burulmaya maruz kaldığından dolayı yüksek gerilme birikimi

yaşanmasıdır. Özellikle bu yükleme altında kaynaklarda çatlama veya kırılma gibi hasarlar oluşabilmektedir ve aracın yükleme kapasitesini düşürme veya sınırlandırma yönünde etkide bulunabilirler. Ayrıca aktarma organlarının yerleşimi mümkün olmayacağından dolayı bu tip bir süspansiyon arkadan itişe sahip araçlarda kullanılamamaktadır.

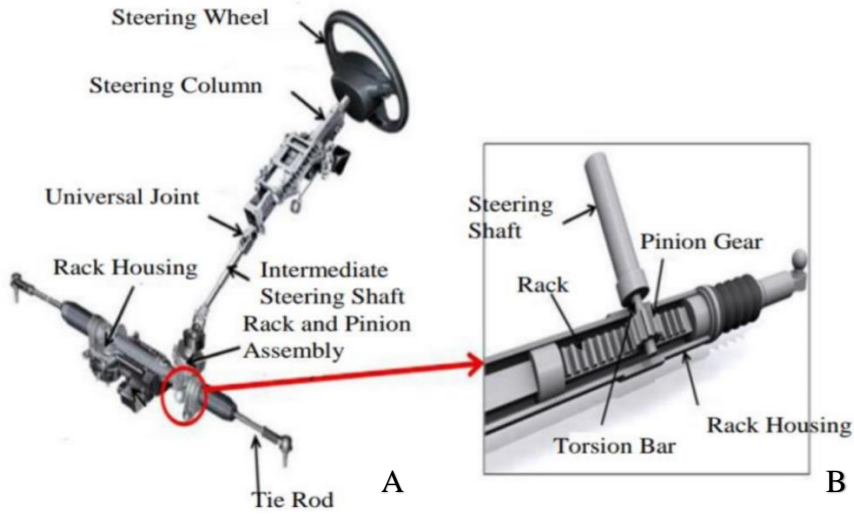
### **2.3.8. Bağımlı süspansiyon sistemi**

Araçtan nasıl bir performans beklenildiğine bağlı olarak rijit aks çözümü özellikle yüksek tonajlı yüklerin taşınabilmesi adına iyi bir çözüm sunmaktadır. Basit yapısı ve düşük maliyeti ile ağır ticari araçlarda kullanılmaktadır. Bu süspansiyon tipi arkadan itişe izin verse de yaysız kütlesi fazladır ve bir tekere etki eden yükler diğer tekere de doğrudan iletilir ve kamber iyileşmesi olmamakla beraber sürüş ve konfor cevabı da zayıftır.

### **2.4. Direksiyon Sistemi**

Direksiyon sisteminin temel görevi aracı yönlendirebilmesidir. Bu yönlendirmeyi de sürücü tarafından fazla efor sarf edilmeden, çabuk ve kararlı bir şekilde yapması ve direksiyon hakimiyetinin kaybedilmemesi beklenmektedir. Direksiyon sistemi temel olarak, sürücünün direksiyon simidine uyguladığı dairesel hareketi direksiyon mili ve üzerindeki kardan kavramaları vasıtasıyla direksiyon kutusuna iletir (Şekil 2.28 a, b). Direksiyon kutusu içerisindeki pinyon dişlisinin dairesel hareketine karşılık kremayer sonsuz dişlisi ile bu hareketi yanal harekete çevirmektedir (Direksiyon Sistemleri, 2011). Bu yatay hareket ile tekerlekler aktive edilmekte ve dümenleme sağlanmaktadır.

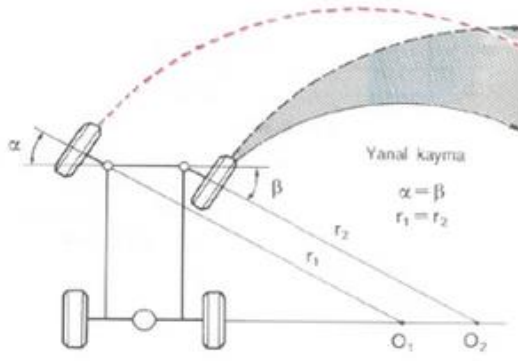




**Şekil 2.28.** Direksiyon sistemi (Khan vd. 2021)  
A) Bütün sistem gösterimi B) Kremayer-pinyon dişli kesiti

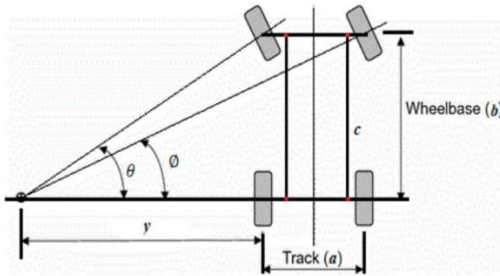
Direksiyon sisteminde sürücü tarafından uygulanacak eforun düşürülebilmesi için yardımcı sistemler de kullanılmaktadır. Hidrolik direksiyon sistemi (HPS) ve elektro hidrolik direksiyon sistemlerinin (EHPS) kullanımı hidrolik sistemin gerektirdiği ek parçaların (hidrolik borular, soğutucu, hidrolik pompası) yarattığı karmaşıklık ve yakıt tüketimine gerektirdiği olumsuzluk nedeniyle günümüz binek ve hafif ticari araçlarda yerini elektrik destekli direksiyon sistemlerine (EPS) bırakmıştır. Bu yardımcı sistemlerinin temel amacı da direksiyon kutusundaki kremayer hareketinin sağlanması için gereken tork değerinin bir kısmının bu yardımcı sistemler tarafından karşılanmasıdır.

Araçlarda direksiyon sisteminin anlaşılması için Ackerman direksiyon geometrisine değinilmesi gerekir. Dört tekerlekli bir araç viraj manevrası esnasında, ön tekerlekler (iç ve dış) aynı açıda dönerse ( $\alpha = \beta$ ), bu tekerleklerden uzatılan dik eksenler ile arka tekerleklerden çekilen dik eksenler iki farklı noktada kesişirler ( $O_1$  ve  $O_2$ ). Dolayısıyla araç bu durumda bir nokta üzerinde dönemez ve araç kayma yaparak dönüş performansı olumsuz etkilenir (Şekil 2.29).



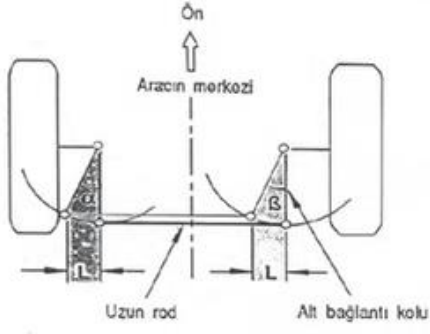
**Şekil 2.29.** Kayma durumu

Aracın kaymadan, iyi bir dönüş (kayma yapmadan, bir nokta üzerinde) yapabilmesi için, ön tekerlekler ile arka tekerleklerin merkezinden çekilen hayali dik eksenlerin tek bir noktada kesişmeleri gerekir (Şekil 2.30). Bu durumu sağlayabilmek için Ackerman geometrisi devreye girer. Ackerman prensibi, dönüş manevrası sırasında tekerlerin kaymadan yuvarlandığı ideal senaryoda, ön tekerlekler arasındaki açı farkı sayesinde aracın bütün teker merkezlerinin tek bir nokta etrafında döndüğü varsayımına dayanır (Zhou, Li, and Yang 2009).



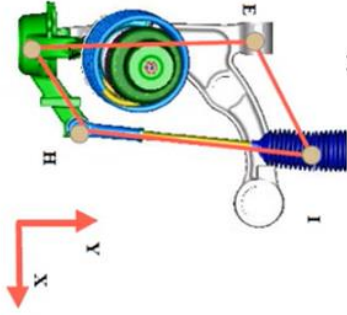
**Şekil 2.30.** Merkez etrafında dönme (Murali vd. 2020)

Ackerman geometrisinin çıktısı, viraj alan iç tekerleğin dış tekerleğe göre daha fazla döndürülmesidir. İç tekerleğin daha fazla döndürülmesiyle beraber tüm tekerleklerin merkezinden oluşturulan dik eksenler bir noktayı keserek dönme merkezini oluştururlar. Böylece araç tek bir noktadan kararlı bir şekilde dönebilmiş olur. Eğer akson ile direksiyon kutusu arasındaki bağlantı dik bir bağlantı ise, direksiyon çevrildiği zaman iki tekerlek de aynı açıda dönme yapar (Şekil 2.31).



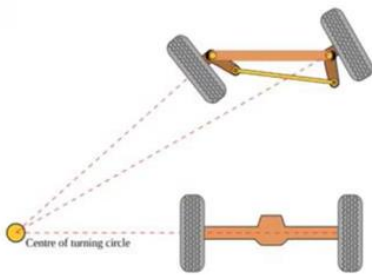
**Şekil 2.31.** Akson kutu dik bağlantı

Ancak belirtilen bu bağlantı trapezoidal bir geometriye sahip olursa iç tekerlek dış tekerleğe göre daha fazla dönebilecek bir yapı oluşturulabilir (Şekil 2.32).



**Şekil 2.32.** Trapezoidal bağlantı

100% Ackerman sağlanabilmesi (tüm tekerlerin dönüş esnasında bir nokta etrafında dönebilmesi) için, akson üzerindeki bağlantı eksenlerinin arka süspansiyonu tam tekerlek merkezinde kesebilmesi gerekir (Şekil 2.33).



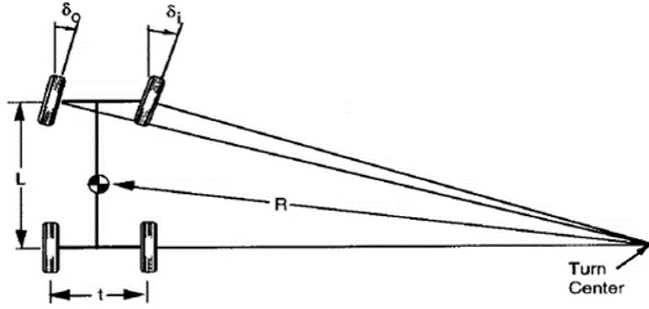
**Şekil 2.33.** 100% Ackerman

Bir araç direksiyon sisteminin temel kriterlerinden biri, yönlendirilen tekerleklere, dört tekerleğin tüm eksenlerinin kesişimi dönüş merkezinde buluşacak şekilde bir direksiyon açısı sağlamaktır (Simionescu ve Beale 2002). Bu, %100 Ackerman olarak da adlandırılan ideal dönüş açısı ile sağlanır. Ackerman geometrisinin tam olarak tanımlanabildiği, 100% Ackerman geometrisine sahip olduğu belirtilebilir araçlar için iç ve dış tekerlek direksiyon açıları

$$\delta_o = \tan^{-1} \frac{L}{(R + \frac{t}{2})}$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{L}{(R - \frac{t}{2})}$$

olarak basitleştirilmiş bir model temel alınarak tanımlanır (Şekil 2.34).



**Şekil 2.34.** Ackerman direksiyon açısı (Soundar Rajan vd. 2017)

Ancak bu durum her zaman gerçekleştirilememektedir. Genelde yerleşim kısıtları nedeniyle akson bağlantı eksenleri arka süspansiyonu tek bir noktada kesemeyebilir. Bu durumdaki direksiyon açıları, verilen formüle göre daha farklı bir sonuç göstereceği için bu kapsam “Ackerman hatası” olarak belirtilir. Ackerman hatası yüzdesinin araç üreticileri tarafından belirlenmiş bir limiti bulunmaktadır.

Ackerman hatası, Ackerman geometrisi temel alınarak dönüş açısı ile ideal dönüş açısı arasındaki farktır. Adams/Car dönüş merkezini hesaplamak için iç tekerleği kullandığından, iç tekerlek için Ackerman hatası sıfırdır. Bu mantıkla, sola dönüş manevrası için sol tekerlek iç tekerlek ve sağ tekerlek dış tekerlektir. Aynı şekilde, sağa

dönüş manevrası için, sağ tekerlek iç tekerlek ve sol tekerlek dış tekerlektir. Bu kabullerle beraber pozitif Ackerman hatası, gerçek dönüş açısının ideal dönüş açısından daha büyük olduğunu gösterir. Böylece *Ackerman hatası*

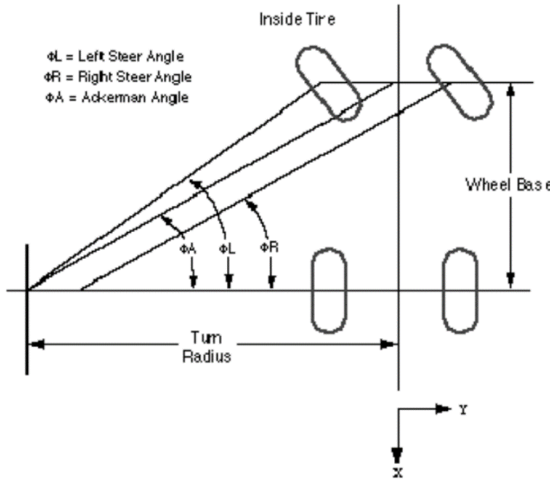
$$\text{Sol Ackerman Hatası} = \text{Sol Direksiyon Açısı} - \text{İdeal Sol Direksiyon Açısı}$$

$$\text{Sağ Ackerman Hatası} = \text{Sağ Direksiyon Açısı} - \text{İdeal Sağ Direksiyon Açısı}$$

olarak tanımlanır. *Ackerman açısı (ideal direksiyon açısı)* ise

$$\text{Ackerman İdeal Direksiyon Açısı} = \tan^{-1}(\text{Aks aralığı} / \text{Dönme yarıçapı})$$

olarak tanımlanabilir.



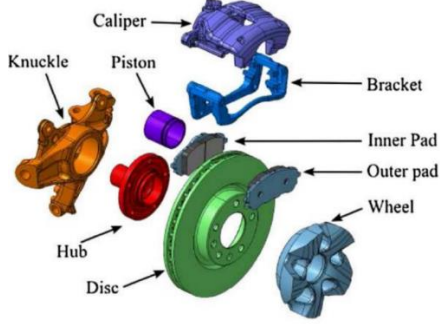
**Şekil 2.35.** Ackerman geometrisi (MSC Software 2022)

ADAMS/Car hesaplamalarında farklı koordinat eksen takımını kullanıldığından, Ackerman açısı sağa dönüşlerde pozitifdir. Çünkü bu eksen takımına göre dönme yarıçapı y ekseninde sağa dönüşler için pozitif, sola dönüşler için ise negatif olacaktır.

## 2.5. Fren Sistemi

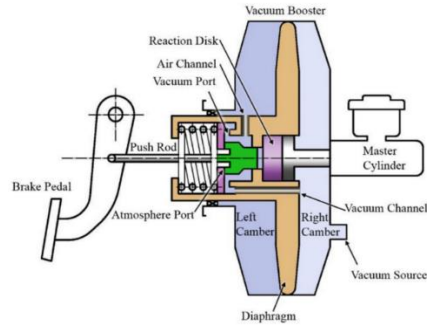
Araçlarda fren sisteminin gerçekleştirdiği olgu aracı yavaşlatmak, durdurmak ve durduğu yerde kalmasını devam ettirmek olarak kısaca özetlenebilir. Mekanik, hidrolik, havalı ve

elektrikli gibi çeşitleri olmakla beraber, günümüz binek ve hafif ticari araçlarında genellikle vakum yardımcı hidrolik fren sistemi ile elektrikli park freni çözümleri kullanılmaktadır.



**Şekil 2.36.** Disk balata fren sistemi (Fouzi, Sani, ve Ishak 2019)

Sürücü fren pedalına basmasıyla ayağıyla bir kuvvet uygulamaktadır. Bu kuvvet, pedalın fren ünitesi ile geometrik bağlantısı nedeniyle oluşan fren pedal oranı vasıtasıyla genellikle üç ve dört kat arasında artırılarak fren ünitesine ulaşmaktadır (Şekil 2.37).



**Şekil 2.37.** Fren vakum ünitesi (Zhao vd. 2019)

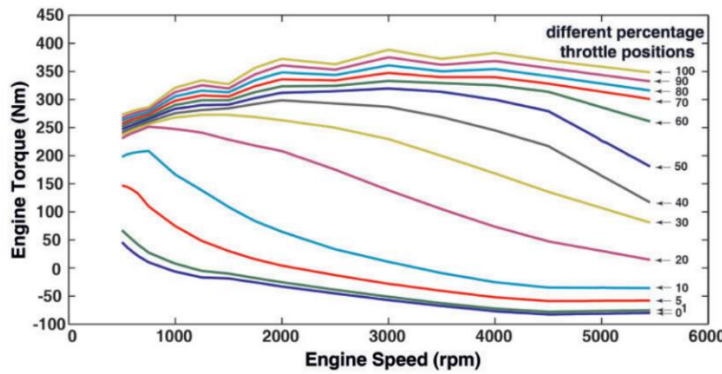
Mekanik olarak artırılan fren kuvveti motor vakumu etkisiyle daha da artırılarak fren ana silindir (TMC) parçasına aktarılır. TMC de içindeki sıkıştırılamaz akışkanı ön ve arka fren sistemlerindeki fren pistonlarına iletmektedir. Bu sayede dönen disk sürtünme elemanlarıyla (fren balata ve pabuçları) sıkıştırarak aracın kinetik enerjisini azaltmaya çalışarak ve aslında bu enerjinin termal enerjiye dönüşümü sağlanarak araç yavaşlatılmaya çalışılır (Fren Sistemleri, 2013). Burada hareketi kısıtlanmaya çalışılan

parça disk yerine kampana da olabilir ancak her ikisinin de fren esnasında çalışma prensibi sürtünmeye dayalıdır.

## 2.6. Taşıt Boyuna Dinamiği

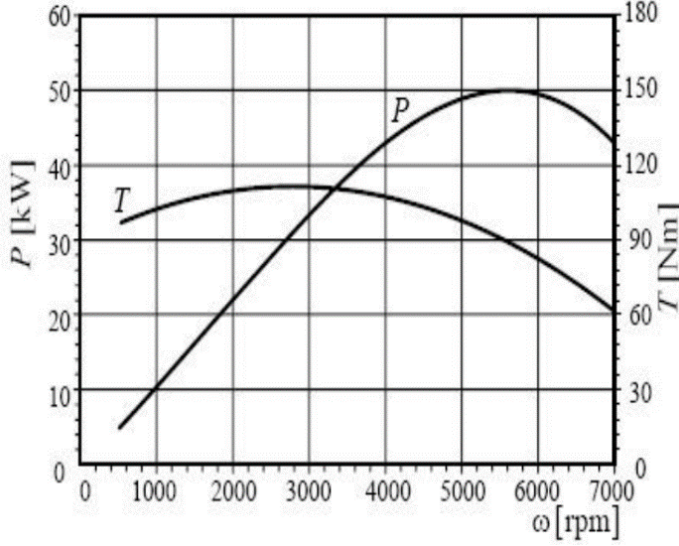
Önceki bölümlerde yoğunlukla süspansiyon sistemi ve parametreleri ile direksiyon ve fren sistemlerine dair bilgiler verilmiştir. Bu bilgiler araç dinamiğini daha iyi anlayabilmek adına bir giriş niteliğinde oluşturulmuştur. Araç dinamiği boyuna dinamik ile başlayarak açıklanacaktır. Araçlarda üç temel dinamik davranış sergilenmektedir, bunlar boyuna dinamik, yanal dinamik ve dikey dinamiktir. Boyuna dinamik kapsamında ivmelenme dinamiği, ivmelenme performansı, fren dinamiği ve fren performansı incelenecektir.

Taşıtın boyuna dinamiği, frenleme ve çekiş gibi dış kuvvetlere maruz kalan aracın X eksenini boyunca olan hareketini incelemektedir. Aracın çekiş kuvvetini oluşturan ünite motor ve günümüzdeki yoğun oranda kullanımı göz önüne alındığında içten yanmalı motor olarak adlandırılabilir. Motoru bir kapalı kutu olarak düşünersek, aracın çekişini belirleyen iki temel etken motor hızı ve sürücünün gaz pedalına uyguladığı kurstur. Bu girdiler karşısında motor bir tork üretmektedir. Bu tork da çeşitli aktarma organları vasıtasıyla tekerleklere iletilmektedir. İletilen tork tekerleklere ise bir çekiş kuvvetine dönüşmektedir. Bu çekiş kuvveti sayesinde de araç hızlandırılabilir. Motor torkunun çekiş kuvvetine olan etkisi genelde araçların dinamometre üzerine alınarak çeşitli gaz pedalı kurslarına bağlı olarak yapılan testlerle elde edilir (Şekil 2.38).



Şekil 2.38. Motor tork haritası (Jaafari ve Shirazi 2016)

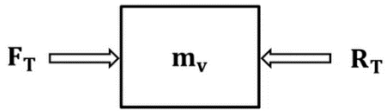
Motor tork haritasında gaz pedalının tam kurs kullanımından yola çıkarak motor için tork ve güç haritası çıkarılabilir (Samim Ünlüsoy, 2015). Tork ve güç eğrileri içten yanmalı motorları sınıflandırmak adına kullanılan en önemli parametrelerdendir. Motor devri baz alınarak oluşturulan tork ve güç eğrileri sayesinde motor performansı modellenilebilir ve çeşitli çekiş kuvvetlerine de geçiş sağlanabilir (Şekil 2.39).



Şekil 2.39. Tam kursta motor tork ve güç haritası (Liarokapis vd. 2015)

### 2.6.1. İvmelenme dinamiği

Aracın ivmelenme dinamiğine bakılacak olursa, elde edilen çekiş kuvveti ile araç üzerine etkiyen direnç kuvvetlerinin aracın toplam kütlesi ile bir kuvvet diyagramı oluşturulabilir (Şekil 2.40).



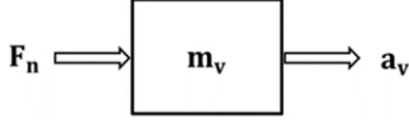
Şekil 2.40. Araç kuvvet diyagramı

Oluşturulan bu kuvvet diyagramından araç üstüne etkiyen toplam net kuvvetin, çekiş kuvveti ile direnç kuvvetleri arasındaki farkla elde edilmesi ardından aracın toplam kütlesine bölünmesiyle, Newton'un hareket yasası baz alınarak, araç üstündeki *net ivme*



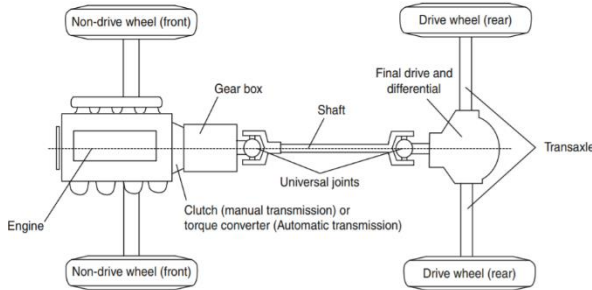
$$a_v = \frac{F_T - R_T}{m_v} = \frac{F_n}{m_v}$$

olarak tanımlanabilir (Şekil 2.41).



**Şekil 2.41.** Araç üstündeki net kuvvet ve ivmelenme

Net ivmenin hesaplanma amacı, aracın bu değer kadar hızlandırılabilceği anlamına gelmektedir ve ivmelenme performansını belirleyen temel kriterlerdendir. Çekiş kuvvetinin üretimi ve hesaplanması net ivmelenme hesabını elde etmek için gereklidir. Araç motorunun gücüne ve devrine bağlı olarak üretilen motor tork değeri, şanzıman üzerinden diferansiyel gibi çeşitli aktarma organları vasıtasıyla ve verimlilik hesabına bağlı olarak tekerleklere iletilir (Samim Ünlüsoy, 2015).



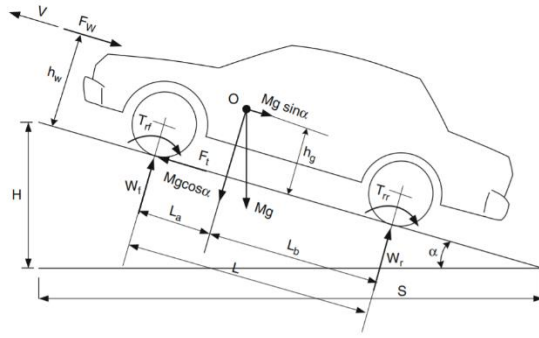
**Şekil 2.42.** Motor torku iletimi (Gao 2012)

Tekerleğe iletilen tork, tekerleğin dönen etkin yarıçapı kadar etki etmekte ve bu değer neticesinde tekerlekte bir çekiş kuvveti oluşmaktadır. Söz konusu *çekiş kuvveti ile tekerlek momenti arasındaki ilişki*

$$F_T = \frac{T_w}{r_w} = \frac{\eta_t i_t i_d}{r_w} (T_e) = \frac{\eta_t i_t i_d}{r_w} \left( \frac{P_e}{n_e} \right)$$

olarak gösterilebilir. Çekiş kuvveti hesaplamasında görülebileceği üzere motor torku veya motor güç ve devri üzerinden de hesaplayabilmek mümkündür.

Araca uygulanan direnç kuvvetleri kapsamında ise dört çeşit kuvvetten bahsedilebilir. Bunlar dönme direnci, eğim direnci, hava direnci ve atalet direncidir. Dönme direnci yol ile teker arasında, lastiğin nonlineer elastik yapısından kaynaklanan ve lastik dişlerinin yolla etkileşiminden dolayı oluşan bir direnç kuvvetidir ve kabaca bir sürtünme direnci olarak düşünülebilir.



**Şekil 2.43.** Direnç kuvvetleri (Gao 2012)

Kütlesi olan bir kutuyu yol üzerinde sürtünen bir yüzey üzerinden çekildiği düşünülürse, bu kuvvete zıt yönde bir sürtünme kuvveti oluşur ve bu sürtünme kuvveti de aslında bu kütlenin normal kuvveti ile yer ile kütle arasındaki sürtünme katsayısının çarpımı kadardır. Tekerlek için de hesaplama bu açıdan benzerlik göstermektedir. Burada  $W$  tekerlek yükü,  $f_r$  ise dönme direnç katsayısı olarak tanımlanır. Bu durumda *dönme direnci*

$$R_r = f_r \cdot W$$

olarak tanımlanır. Ancak bu ilişki formülde verildiği kadar net değildir. Çünkü burada nonlineer lastik dişleri devreye girdiği için kayıplar sürtünmeden bir miktar daha farklıdır. Dönme direnç katsayısı ise farklı hız ve yol tiplerine göre değişen ve deneysel olarak bulunan bir katsayıdır.

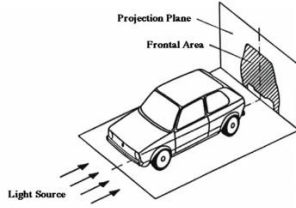
Bir diğer direnç ise eğim direncidir ve sürülen zemine bağlı olarak bir eğim ile karşılaşılabılır. Aracın kütlesinden ve ataletinden dolayı oluşan kayıplar eğim direnci

olarak sınıflandırılabilir. Eğim açısı cinsinden veya yüzde olarak belirtilebilir. Yüzde olarak belirtildiği durumda açının tanjantı alınıp 100 ile çarpılarak yüzde eğim değeri bulunur.

Hava direnci, aracın önden bakıldığında yüzey alanına ve aracın göreceli olarak havaya göre hızına bağlı olarak progresif olarak değişen direnç kuvvetlerindedir ve en yüksek kayba neden olmaktadır. Sırasıyla *dinamik basınç* ve *hava direnci*

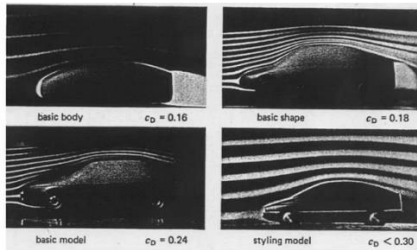
$$q = \frac{1}{2} \rho V_r^2$$
$$R_a = q C_d A_f$$

olarak tanımlanır. Dinamik basınç formülde görülebileceği üzere havanın yoğunluğu ve araç hızının karesiyle orantılıdır (Samim Ünlüsoy, 2015).



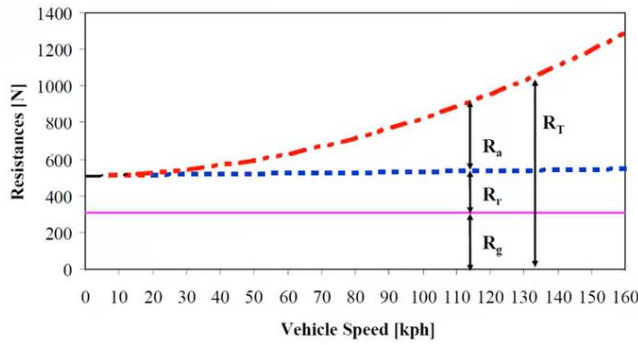
**Şekil 2.44.** Araç ön kesit alanı

Aracın drag katsayısı araca ait geometrik yapının sanal ortamda veya rüzgar tüneli içerisinde aerodinamik etkinliğinin hesaplanmasıyla bulunmaktadır (Gillespie 1992).



**Şekil 2.45.** Drag katsayısı

Atalet direnci ise dönen bütün kütlelerden ve yapılardan (tekerlek, lastik grubu, aktarma organları, motor içerisindeki döner parçalar, piston, volan gibi) dolayı oluşan dirençler olarak adlandırılmaktadır. Yolun durumuna bağlı olarak sabit bir eğim direnci, tekerlek ile yol etkileşiminden yuvarlanma direnci ve nonlineer hıza göre artan bir direnç olan hava direnci gerçekleşmektedir. Yüksek hızlarda aerodinamik etkilerin ve hava direncinin diğer dirençlere nazaran daha önemli hale gelmektedir. Toplam direnç ise bahsedilen bu dirençlerin kümülatif toplamından oluşmaktadır (Şekil 2.46).



**Şekil 2.46.** Toplam direnç

Atalet dirençleri ise genel bir direnç olarak düşünülmeyip, bu atalet etkilerinin aslında toplam araç kütlelerini artıracak yönde bir etkisi olduğu belirtilebilir. Aracın kütlesi arttığı için de araca ait ivmelenme de düşecektir. Böylece dönen parçaların etkisi aracın etkin kütlelerine ilave edilerek değerlendirilir. Sırasıyla *dönel kütlelerde atalet momenti ve atalet dirençleri*

$$J_T = J_e i_t^2 i_d^2 + J_p i_d^2 + j_w$$

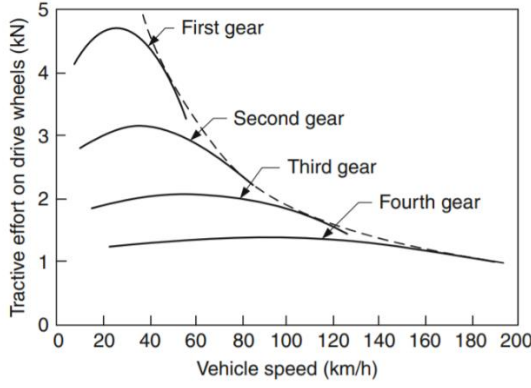
$$R_i = a_v (m_{eq}) = a_v \left( m_v + \frac{J_T}{r_w^2} \right)$$

olarak tanımlanır.

## 2.6.2. İvmelenme performansı

Aracın boyuna dinamik performansına dair ölçütler olarak aracın çıkabileceği maksimum hız, belirli bir hıza ulaşılabilmesi adına gereken süre, yakıt tüketimi ve çıkabileceği

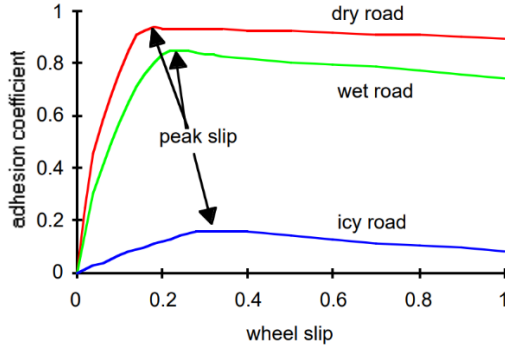
maksimum eğim belirtilebilir. Motor tork haritalarına temel alınarak her bir vitesteki dişli oranları, aktarma organları kayıpları, tekerlek grubu değerlendirilerek çekiş kuvvetleri hesaplanabilir (Şekil 2.47). Aynı zamanda aracın hızına bağlı olarak toplam direnç kuvvetleri de hesaplanabilir.



**Şekil 2.47.** Araç çekiş kuvveti (Gao 2012)

Boyuna ivmelenme için sadece motor tarafından oluşturulan çekiş kuvveti yeterli olmamaktadır. Bunun için tekerlekler ile yol arasındaki etkileşim de dikkate alınmalıdır. Çünkü motorda oluşturulan bu torklar yere iletilebildiği kadarıyla çekiş kuvveti yaratılabilmektedir. Bu noktada iki önemli parametre olan tutunma katsayısı ve kaymadan bahsedilebilir. Tutunma katsayısı bir sürtünme katsayısı olarak düşünülebilir. Yoldaki sürtünme katsayısı ile tekerlek üzerindeki normal yük çarpıldığında boyuna kuvvetler bulunabilir.

Tekerleğin oluşturabileceği maksimum boyuna kuvvet farklı zeminlerde, kuru asfalt, ıslak asfalt, karlı ve buzlu zeminlerde farklı değerlerde oluşacaktır. Çünkü farklı zeminlerdeki tutunma katsayısı birbirinden farklıdır (Şekil 2.48). Örneğin sabit hızla ilerlerken ani bir fren yapılması gerektiğinde tekerleklerde bir boyuna kuvvet oluşturulabilmelidir. Eğer kuru bir zeminde ilerleniyorsa bu durumda yüksek boyuna kuvvetler üretilebilirken, ıslak, buzlu veya karlı bir zeminde ilerleniyorsa çok daha düşük boyuna kuvvet üretilip, fren performansı da zemine bağlı olarak düşüş gösterecektir. Zemine bağlı olarak değişen bu tutunma katsayısını iyileştirmek için de farklı tipte (kış, dört mevsim gibi) lastikler kullanılmaktadır ve/veya düşük hızlarda araçlar kullanılmalıdır.



**Şekil 2.48.** Farklı zeminlerde tutunma katsayısı (Bauer ve Tomizuka 1996)

Tutunma katsayısını ise fonksiyonel olarak en çok kullanan sistem ABS sistemidir. ABS sistemi sürekli olarak lastik hızlarını okuyup kayma yüzdelerini hesaplamaya çalışır. Bunun sayesinde lastiği üretebileceği maksimum kuvvetlerde tutmayı amaçlar. Zira lastikler tamamen kilitlendiği durumda (100% kayma durumu), kuru ve ıslak zemin eğrileri dikkate alındığında daha düşük bir tutunma katsayısına neden olduğu okunabilir.

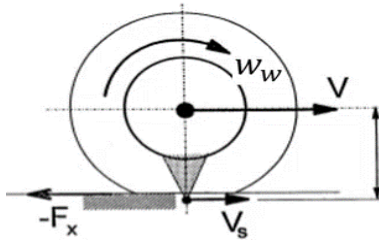
*Lastiklerin kayda durumu ise*

$$s = \left(1 - \frac{V}{r_w w_w}\right) \quad \text{çekiş, } V < r_w w_w$$

$$s = 0 \quad \text{serbest dönme, } V = r_w w_w$$

$$s = \left(1 - \frac{r_w w_w}{V}\right) \quad \text{fren, } V > r_w w_w$$

ile özetlenebilir. Bu formüllerde aracın boyuna hızı, yuvarlanan tekerlek yarıçapı ve tekerlek açısız hızı belirtilmiştir (Şekil 2.49). Frenleme örneğinden yola çıkarak, lastikler tamamen kilitlendiği durumda tekerlek açısız bir hız üretmemektedir; ancak araç hızı hala olduğu için  $V$  sıfır değildir. Bu durumda kayma değeri  $s$ , 1 değerini alacaktır.

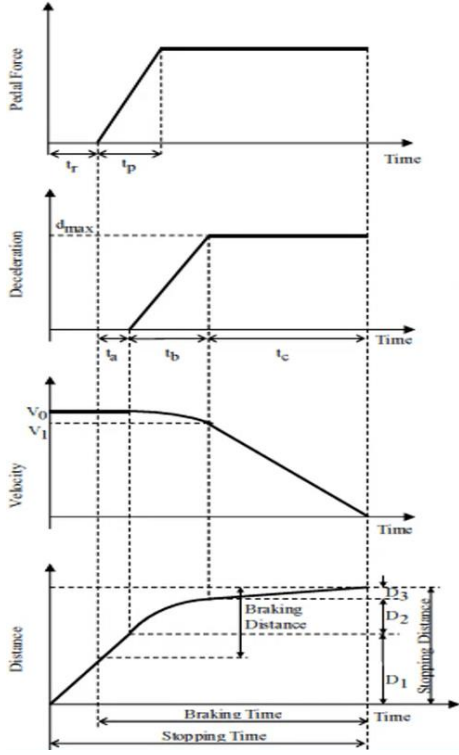


**Şekil 2.49.** Tekerlek hızları

Bu senaryonun tam tersinde ise, araç durur halden ani bir kalkış yapmak istenmesiyle tekerleklerin olduğu yerde dönerek spin atması durumunda, araç hareket etmediği için  $V$  sıfır değerini alır ve tekerleklerde açışal hız olduğundan kayma değeri  $s$  yine 1 değerini alacaktır. Bu iki durum arasındaki bütün kaymaları, grafikteki eğrilerde 0-1 arasındaki ilgili tutunma katsayılarına denk gelen kaymalar olarak düşünülebilir. Hiç kaymayan tekerleğin aslında hiçbir kuvvet oluşturmadan yeryüzünde yuvarlanarak gittiği düşünülebilir. Çünkü tekerleğin boyuna bir kuvvet üretebilmesi için, belli bir miktarda kaymasına da ihtiyaç vardır. Bu kayma da lastik dişlerinin yol ile etkileşiminden dolayı deformasyonlar ile beraber oluşur ve bu kayma ile de lastik boyuna bir kuvvet üretir. ABS sistemi de lastiklerin maksimum oluşturabileceği boyuna kuvveti baz alarak lastiklerde kayma açışını optimum bir pencerede tutmaya çalışır. Böylece ivmelenme ve frenleme performansı artırılmaya çalışılır.

### **2.6.3. Fren performansı**

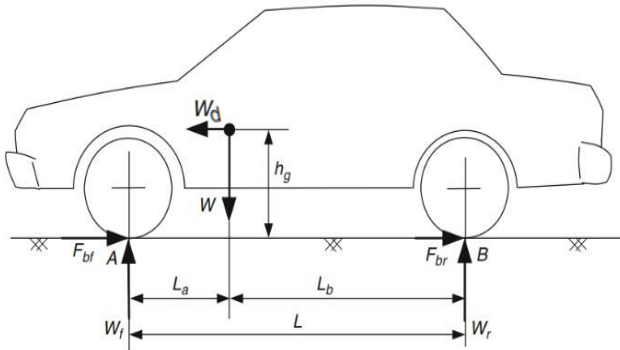
Aracın fren performansını değerlendirirken en önemli parametre durma mesafesidir. Aracın tam durma aşamasına gelene kadar dört ayrı dönemden bahsedilebilir. Sürücünün frenleme ihtiyacına karar verdiği andan fren pedalına kuvvet uygulamasına kadar (pedal üzerine herhangi bir kuvvet bulunmamakta) geçen süre reaksiyon süresi olarak adlandırılır. Bu dönemde herhangi bir yavaşlama (sabit hız) ivmesi de bulunmamaktadır. Bu fazdan sonra fren uygulama süresi gelmektedir. Bu dönem pedal üzerine kuvvet uygulanarak frenleme yapacak parçaların birbiriyle temas durumuna (örneğin fren balatalarının diski kavraması) kadar geçen süreyi ifade etmektedir ve bir yavaşlama ivmesinden yine bahsedilemez. Üçüncü faz olarak frenlemenin gerçekleştirildiği, yavaşlama süresi olarak belirtilebilecek, maksimum frenleme kuvveti üretene kadar geçen süreyi ifade etmektedir. Bu dönemde ivme dramatik olarak düşer, hız ve kat edilen mesafe de azalmaktadır. Nihai olan dördüncü dönem sabit yavaşlama süreci olarak adlandırılabilir. Bu dönemde en yüksek frenleme kuvveti üretilmiştir, negatif ivme maksimumda olup sabit bir ivme ile yavaşlama gerçekleşir. Hız sıfıra gelene kadar geçen süre ile toplandığında toplam durma süresi bulunabilir.



Şekil 2.50. Frenleme süreleri

#### 2.6.4. Fren dinamiği

Frenleme uygulandığı durumda araçta arka akstan ön aksa doğru bir yük transferi gerçekleşir ve araç aslında öne doğru bir yığılma eğilimi gösterir. Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği ile, gerçekleşen frenleme ivmesinin değerine orantılı olarak arka akstan ön aksa geçen yük değeri hesaplanabilmektedir.



Şekil 2.51. Frenleme durumundaki kuvvetler (Gao 2012)



Ön aksa geçen yük büyüklüğünün önemi, frenlemenin kilitlenmeden ulaşılabileceği frenleme kuvveti değerinin sınırlı olmasından kaynaklanmaktadır. Çünkü lastiklerde oluşan bu kuvvetler sürtünmeye ve lastikler üzerindeki normal kuvvetler ile ilişkili olarak bir kapasiteye sahiptir. Statik temel alınarak *tekerlekler üzerindeki normal kuvvetler*

$$\sum M_B = W L_b + W_d h_g + W_f L = 0 \rightarrow W_f = W \left( \frac{L_b}{L} + \frac{h_g}{L} d \right)$$

$$\sum F_x = W_d - F_{bf} - F_{br} = 0 \rightarrow W_d = F_{bf} + F_{br}$$

$$\sum F_z = W - W_f - W_r = 0 \rightarrow W = W_f + W_r$$

$$W_r = W \left( \frac{L_a}{L} - \frac{h_g}{L} d \right)$$

olarak belirtilebilir. Formüllerde görülebileceği üzere ön aks için artan bir yük değeri oluşurken aynı miktarda arka aks yükü azalmaktadır. Bu sonuçlara göre ön aksta frenler kilitlenmeden oluşturulabilecek fren kuvvetinin arka akstan daha yüksek olabileceği sonucuna varılabilir. Kilitlenmeksizin ulaşılabilecek *fren kuvvetleri* ise

$$F_{bf} \leq \mu W_f$$

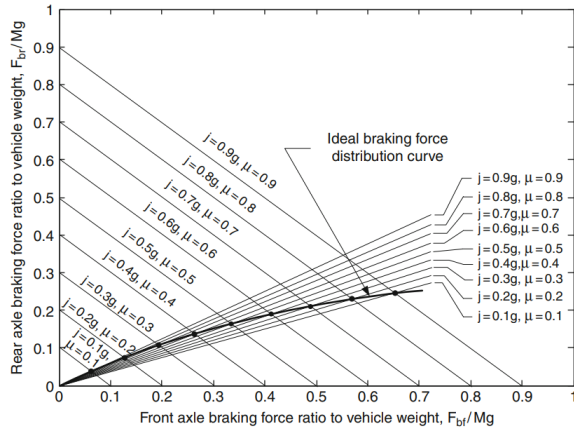
$$F_{br} \leq \mu W_r$$

olarak belirtilebilir. Bu bilgiyi değerli kılan ise, fren dinamiği üzerine çalışırken özellikle arka frenlerin kilitlenmemesi istenmesidir zira arka akstaki tekerlekler üzerine gelen normal yük değeri azalacağından maksimum frenleme kuvveti kapasitesi de düşecektir.

Eğer ön frenler kilitlenirse araç direksiyon girdilerine tepki göstermez, lastiğin bütün üretebileceği kuvvetler boyuna yöndedir ve yanal bir kuvvet üretmez. Direksiyon çevrilse bile araç düz gitmeye devam eder. Bu kötü bir durum olarak değerlendirilebilir; ancak arka frenler kilitlendiğinde, ön direksiyonlanabilse de arka buna uyum sağlayamayacağı için, en ufak bir yanal kaymada aracın arkası spin atacaktır çünkü arka tekerlekler kilitlendikleri için artık yanal kuvvetlere cevap veremeyecektir. Dolayısıyla

aracın kontrolden çıkma, stabilitesinde bozulma yaşanabileceği için üreticiler tarafından ön frenin daha önce kilitlenmesi istenir ve arka frenlerin kilitlenmesi istenmez.

Bu durumun sağlanabilmesi adına fren kuvveti dağılım faktörü (BFDF) kullanılır. Kısaca bu faktör, ön frenin üretebildiği frenleme kuvvetinin toplam frenleme kuvvetine oranıdır. Bu oran doğru bir şekilde belirlenerek ön tekerleklerin arka tekerleklerden önce kilitlenmesi ve mümkünse arka tekerleklerin kilitlenmemesi arayışı mevcuttur. BFDF seçiminde yüklü ve yüksüz olan durumların beraber düşünülmesi gerekir çünkü fren kuvvetleri araç yüküyle beraber değişecektir. Genellikle ön aksın yüksüz, arka aksın yüklü olduğu durum ideal bir durum gibi seçilerek hesaplamalar gerçekleştirilir. Örnek bir senaryoda  $\sim 0,65$  BFDF değeri ile buna karşılık gelen maksimum frenleme ivmesi olarak  $\sim 0,8g$  seçilmiştir (Şekil 2.52).

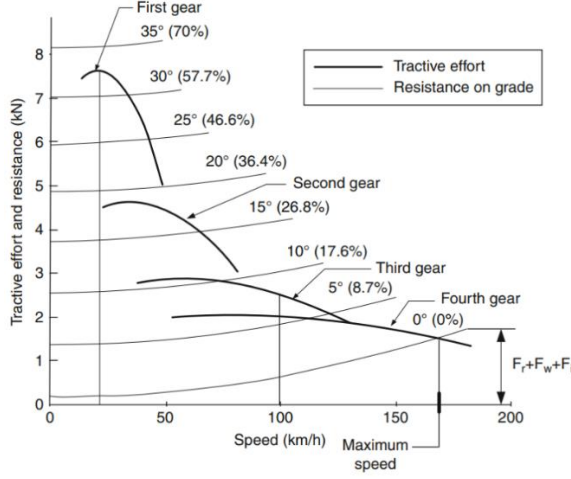


Şekil 2.52. İdeal BFDF (Gao 2012)

### 2.6.5. Eğim performansı

Aracın statik ve düz zeminde bulunduğu durumdaki yük dağılımı ile eğimli bir zeminde bulunması durumundaki yük dağılımı birbirinden farklıdır. Eğim performansı incelenirken göz önüne alınması gereken bir parametre de tekerlekle yol arasındaki ilişkidir. Daha önce ivmelenme dinamiği içerisinde sözü edilen yüzsüz eğimler sadece motor torkunun sağladığı çekiş kuvveti ile sınırlıydı ve sadece motor ile ilgiliydi. Ancak eğim de değerlendirmeye katıldığı zaman, güç sınırlı performans olarak da belirtilebilecek, tekerlekle yol arasındaki etkileşimden oluşan

kayıpları da göz önüne alan bir kayma sınırı bulunmaktadır. Bu iki parametreden küçük olan hangisiyse o kullanılmaktadır.



Şekil 2.53. Kayma limiti (Gao 2012)

## 2.7. Elastokinematik

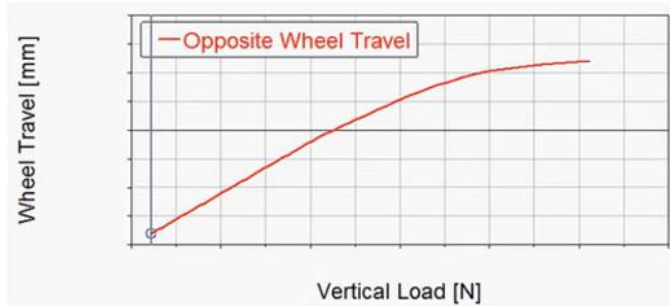
K&C, kinematik ve elastikiyet olmak üzere iki kavramın birlikte değerlendirildiği bir tür süspansiyon analizidir. Süspansiyon sistemleri, kinematik eklemler ve elastik elemanlar ile birbirine bağlanan alt parçalardan oluşur (Park ve Sohn 2012). Kinematik, bir mekanizmanın nasıl hareket ettiği ile ilgilenirken, elastikiyet, bu bağlantılar arasındaki çeşitli deforme olabilen yapıların etkisini dikkate alır. Böylece sistemde hem kinematik hem de elastik özellikler aynı anda değerlendirilir. Süspansiyon K&C, nicel araştırmalardan ziyade nitel araştırmalarda daha yaygın olarak kullanılmaktadır (Lv vd. 2021).

Araç süspansiyon sistemlerinin K&C özellikleri, aracın direksiyon, konfor, seyir ve sürüş performansının değerlendirilebildiği ve açıklanabildiği özelliklerdir (Mahmoodi-Kaleibar vd. 2013; Yang vd. 2012; Yi, Park, ve Hong 2014). Örneğin, aracın direksiyon girdisine tepkisi büyük ölçüde yanal yönde süspansiyon sertliği ile bağlantılıdır ve direksiyon değişim oranı, önden savrulma karakteristiğini tahmin etmek için kullanılabilir. Aracın geliştirme aşamasında her bir K&C karakteristiği için bir hedef oluşturularak, bu amaçlara ulaşmak için süspansiyon geometri noktalarının (hardpoint)

konumu ve süspansiyon burçlarının rijitliği gibi tasarım değişkenleri optimal olarak belirlenmeye çalışılır (Liu, X., Wang, M., Wang, X., Li, C., Guo, H., & Luo 2015). Güçlü hesaplama yardımı ile bile, tek bir tasarım değişkeni birden fazla K&C özelliğini etkileyebileceğinden ve K&C özellikleri bağımsız olmadığından, uygun tasarım faktörleri koleksiyonunun seçilmesi karmaşık ve zaman alıcı bir görev olmaya devam eder.

McPherson süspansiyon sistemi, viraj denge çubuğu ve direksiyon alt bileşenleri ile karmaşık bir tasarım ortamı yaratır ve daha önce bu tasarım hacmi tek tek optimizasyona tabi tutulurdu (Bian, Song, ve Becker 2003; G. Kim vd. 2012). Bu alt sistemler kinematik olarak ilişkili olduğundan, çoklu cisim dinamiği yardımıyla, tekerlek hareketinin hassas bir şekilde analizi sağlanmış ve süspansiyon özelliklerinin değerlendirilmesine ve optimize edilmesine yardımcı olmuştur (Shim ve Velusamy 2011).

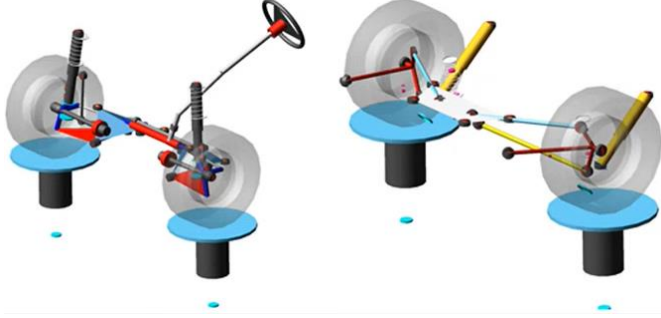
Elastokinematik analizler gerçekleştirilmeden önce araca ait ağırlıklar belirlenir. İncelenecek aracın çeşidine göre aracın boş ve yüklü ağırlıkları ön ve arka aks için ölçülür veya hesaplanır. Bu ağırlık dağılımları belli olduktan sonra ön ve arka aks için ayrı ayrı elastokinematik analizler gerçekleştirilerek “wheel rate” eğrileri bulunur. Bu eğri toplam tekerlek kursuna bağlı olarak tekerlek üzerindeki yük eğrileridir (Şekil 2.54).



**Şekil 2.54.** Wheel rate analizi

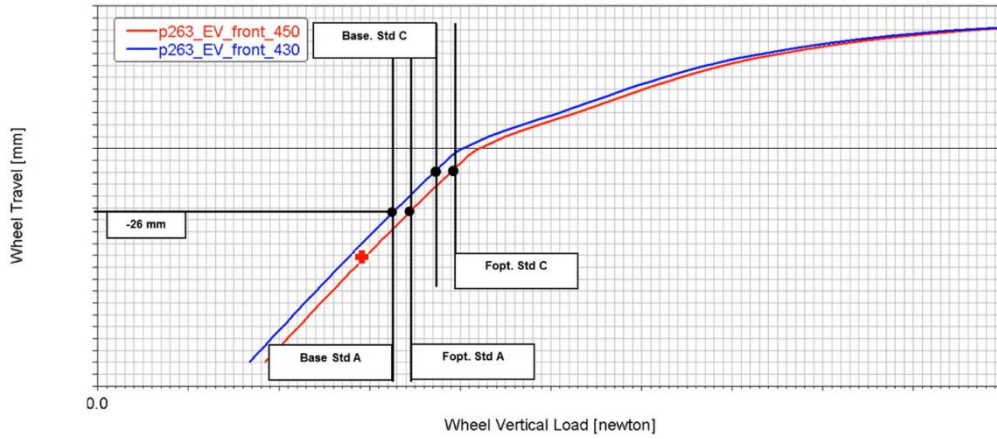
Wheel rate eğrisi kullanılarak ve aracın ağırlık bilgisine (tekerlek başına düşen yük) dayanarak tekerleğin tasarım pozisyonuna göre nerede (Z eksenine göre) olduğu bulunabilir. Bir diğer deyişle ağırlığa bağlı olarak tekerleğin konum bilgisi çıkarılmış olur. Bunun yanı sıra lastik basıncına, tipine ve üzerine düşen yüke göre bir lastik

modellemesi yapılır ve lastiğin yük altındaki gerçek yarıçap değeri bulunur. Tekerleğin konumu ve lastik yarıçapının bütün tekerlek ve lastikler için bilindiği varsayımıyla aslında bu analizler sonucunda aracın üzerinde bulunduğu yer düzlemi (her lastiğin temas noktasının birleştirilmesiyle) de belirlenmiş olur.



**Şekil 2.55.** Bütün araç elastokinematik modeli

Bu bilgiler ve yöntem ışığında araç için hangi yay kullanılması, bu yayın ne kadarlık bir rijitliğe veya ön yükleme değerine sahip olması gerektiğine karar verilebilir. Bir yayı teknik olarak tanımlayan en temel iki etmen yay rijitliği ( $k$ ) ve ön yük ( $PL$ ) olarak adlandırılan ve daha çok yayın serbest boyu ile ilgili olan bir parametredir.



**Şekil 2.56.** Yerden yükseklik hedef kontrolü

Aynı araç modeline ait farklı opsiyonlarda farklı yay kullanımı ve buna bağlı olarak farklı wheel rate eğrilerine rastlanabilir (Şekil 2.56). Grafikte yayın çalıştığı bölge lineer olan alan olduğundan bu eğrilerin ilgili bölüm eğimlerinin aynı olduğu gerekçesiyle aynı rijitliğe sahip olduğu belirtilebilir. İki eğri arasındaki en temel fark aralarında bir ofset

değeri olmasıdır. Bu değer ise önyüklemedeki farktan kaynaklanmaktadır. Farklı ofset değerinin tanımlanmasının amacı ise, farklı opsiyonlara sahip aynı model iki aracın benzer yükleme koşullarında yerden yüksekliğinin aynı olmasını sağlamaya çalışmaktır. Bu kapsamda ağır olan aracın yay ön yükü artırılarak iki aracın da eşit yükseklikte olması sağlanır. Böylece yaylardaki ön yükün aracın yüksekliğini belirleyebilmek adına kullanılan en temel parametrelerden biri olduğu belirtilebilir.

Yaylardaki  $k$  katsayısı rijitlik yerine genelde esneklik olarak, elastikiyeti belli edecek bir birim olarak, mm/kg cinsinden bir değer olarak tanımlanır. Genellikle rijitlik kuvvet/deplasman (yer değiştirme), N/mm olarak belirtilir, belirtilen yay değeri ise benzer şekilde bu birimin 1/(N/mm) olarak çevrilmiş halidir. Bu durumda formül sertlik yerine elastikiyeti gösteren bir birim haline gelmektedir. Örneğin 0,4 mm/kg ön yüke sahip bir yayın 1 kg yük altında 0,4mm çökeceği belirtilebilir. Genellikle bu değer mm/kg veya mm/daN olarak tanımlanmaktadır. Yayın lineer bölgedeki eğimi yayın elastikiyet davranışını gösterir. Yay ne kadar sertleşirse, o ölçüde de grafikteki eğim azalır ve yatay bir hat oluşur (yük başına deplasman değeri düşer).

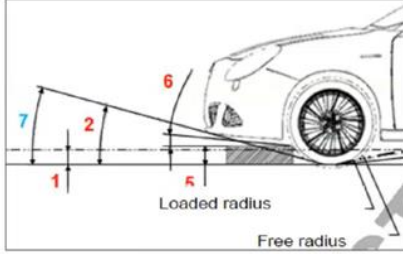
Geometri dosyaları araç tasarım pozisyonu baz alınarak lastik ve tekerin merkezleri, yayın konumlarını (sıkışmış halde) içerir. Aslında yay ön yükü parametresi, tasarım pozisyonundaki bu yayın üzerinde bulunan yüküdür. Genellikle kg cinsinden ifade edilir ve bir binek araç için ortalama olarak 350-400kg arası bir değer alabilir. Yaya ait *ön yük* denklemi

$$PL = \frac{L_0 - L}{k}$$

olarak tanımlanabilir. Denklemde yayın serbest durumdaki boyu ile, tasarım pozisyonuna göre yük altındaki yay boyu arasındaki farkın (yayın sıkıştırıldığı uzunluk, mm) yay esnekliğine (mm/kg) bölünmesiyle yay ön yükü (preload, kg) elde edilebildiği görülebilmektedir.

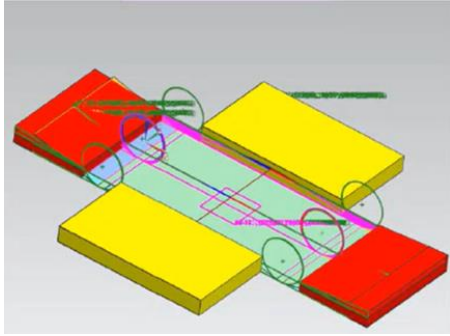
Yay seçimi ve ilgili konfigürasyonlar aracın yerden yüksekliği için kritik hedef değerlerin yakalanması ve değerlendirilmesi adına kullanılır. Bunlara örnek olarak ön ve arka

tampon ile yer arası mesafe kontrolü, aracın tabanı ile yer arasında mesafe kontrolü, araç yaklaşma ve uzaklaşma açıları, kapıların açılma durumunda kaldırım ile arasındaki mesafeler gibi kontrollerdir.



**Şekil 2.57.** Araç yükseklik kontrolleri

Araca ait elastokinematik analizler ve süspansiyon seçimleri doğrultusunda kritik yükseklik kontrolleri CAD ortamında gerçekleştirilir. CAD üzerinden yapılan kontroller temel olarak K&C analizleri kapsamında elde edilen tekerlek merkez koordinatları ve yük altındaki lastik yarıçapını kullanarak lastikleri çizmek, alt noktalarını birleştirerek yer düzlemini oluşturmak ve araca ait tasarım modellerini de yükleyerek farklı senaryolara göre oluşturulmuş kritik yerden yükseklik model girdilerine göre aracı kontrol etmektir.



**Şekil 2.58.** CAD yükseklik kontrolleri

### 2.7.1. Elastokinematik analizler

Elastokinematik analizler, süspansiyon sistemini karakterize eden, süspansiyonun kinematik özelliklerini (bağlantı noktaları, şekilleri, tekerleğin kinematik olarak nasıl davrandığı) ve elastik parçalardan (takoz, tampon gibi) dolayı oluşan esnemeleri de

dikkate alan analizlerdir. Genel anlamda bu analizler ön ve arka süspansiyonu doğrulamak için gerçekleştirilir.

Sanal olarak elastokinematik analizler, süspansiyon modellerinin geometri dosyaları ve CAD modeller vasıtasıyla kurulmasıyla gerçekleştirilir. Fiziksel test bankoları sayesinde de elastokinematik analiz ve doğrulamalar genellikle aracın prototip fazında gerçekleştirilmektedir. Fiziksel analizlerde tekerleği analiz tipine göre hareket ettiren veya kuvvet uygulayan bir aktivatör ile tekerleğin yaptığı açıları, konumunu ve süspansiyon kinematik hareketlerini kaydeden bir test cihazı yardımıyla gerçekleştirilir. Fiziksel ve sanal korelasyon yakalanmasının ardından sanal analizler devam ederek K&C hedeflerini yakalamak adına çalışmalar devam ettirilir ve performans açısından uygun sonuçlar elde edildiğinde sürüş, konfor gibi parametrelerin üzerine yoğunlaşan çalışmalara geçiş yapılır.



**Şekil 2.59.** Elastokinematik test bankosu (Pfeffer, Harrer, ve Johnston 2008)

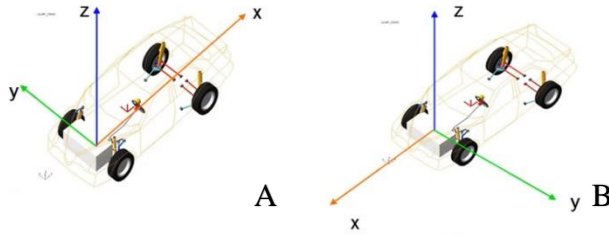
Temel olarak elastokinematik analizler kapsamında altı farklı tipte analiz gerçekleştirilmektedir. Paralel tekerlek hareketi analizi iki tekerleğin de aynı anda aşağı veya yukarı hareket etmesi durumudur, tümsekten geçiş bir örnek olarak alınabilir. Karşıt tekerlek hareketi analizi ise tekerleklerden birinin yukarı hareket ederken, diğerinin aşağı yönlü hareket ettiği durumdur, viraj alma olası bir senaryodur. Direksiyon analizleri direksiyon kutusunun olası kıldığı maksimum kurs boyunca direksiyon simidinin tam sol ve tam sağ yönler çevrilmesini kapsar.



Yatay kuvvet analizinde yanal bir kuvvet altında tekerleğin davranışı incelenir. Örneğin viraj alma esnasında tekerleklere etkiyen yanal viraj kuvvetleri ile kamber değeri değişimi, tekerleklerin her zaman yere tam dik basabilmesi için verilmesi gereken kamber değeri ele alınan bir parametredir. Frenleme kuvvet analizinde bu kuvvetin tekerlek ile yol ile olan teması dikkate alınarak tekerleğe nasıl etki ettiği, X eksenindeki hareketi, toe açısı değişimlerinin değerlendirilmesi örnek kapsam olarak verilebilir. Boyuna kuvvet analizi ise tekerlek merkezine etkiyen bir boyuna kuvvetteki durumu inceleyen analizdir.

### 2.7.2. Analiz referans eksenleri

Elastokinematik analizler için kullanılan eksen takımı genellikle araç için kullanılan eksen takımından farklıdır. Araç eksen takımında (CAD referans takım) aracın arkasına doğru pozitif X ve yolcu koltuğuna doğru pozitif Y ve yukarı doğru da pozitif Z olarak belirlenmiştir (Şekil 2.60 a).



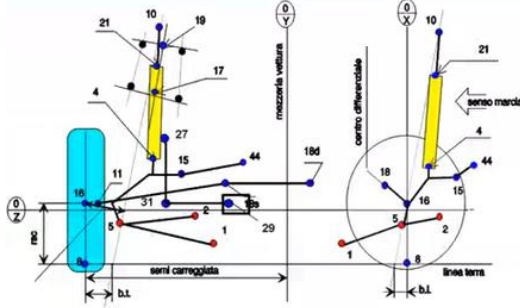
**Şekil 2.60.** Referans eksenler  
A) Araç eksen takımı B) Elastokinematik eksen takımı

Ancak elastokinematik bankolar ISO referans takımını kullanır. Bu eksen takımının farkı, aracın önüne doğru pozitif X ve sürücüden araç dışına doğru olan yön ise pozitif Y olarak belirlenmiştir (Şekil 2.60 b). Bunun sonucu olarak elastokinematik test bankolarından alınan cevaplarda lastik +x yönünde bir hareket yapmışsa ileri doğru gittiği, negatif bir yanal kuvvet varsa dıştan içe doğru yöne sahip olduğundan bahsedilebilir.

### 2.7.3. Geometri dosyası ve noktaları

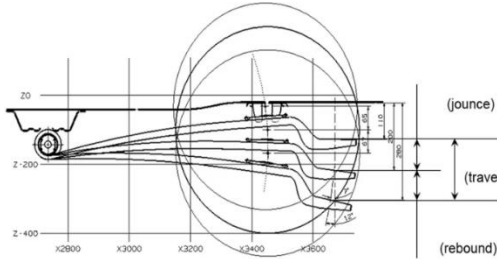
Elastokinematik analizleri gerçekleştirebilmek için araç süspansiyon kinematiğini etkileyen bütün geometri noktaları bir geometri dosyası kapsamında kaydedilir. CAD

modeller baz alınarak, tasarım pozisyonuna göre seçilen noktaların koordinatları ve bağlantıların özellikleri analizler için gereklidir.



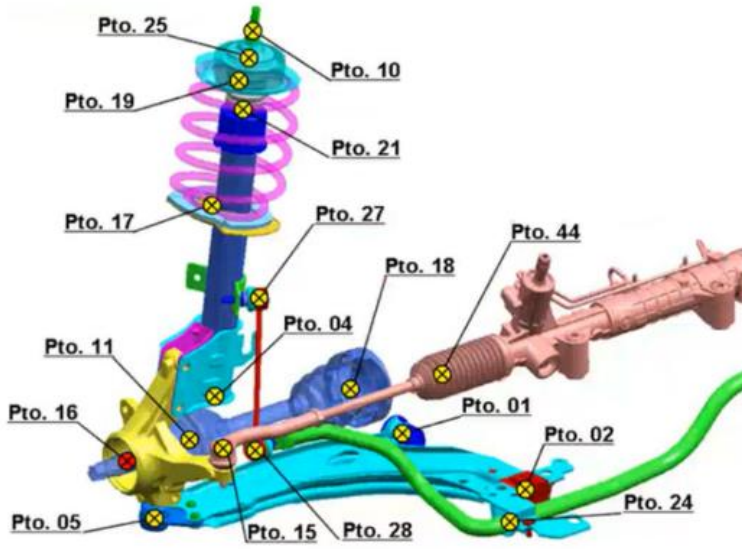
**Şekil 2.61.** Ön süspansiyon geometri noktaları

Geometri dosyası kapsamında statik toe ve kamber açıları, aks açıklığı (wheelbase), tekerleğin tamponlama (jounce) ve tam açılma (rebound) hareketlerinin maksimum Z kursları (tasarım pozisyonuna göre), direksiyon oranı (direksiyonun bir tam tur çevrildiğinde direksiyon kutusundaki sonsuz dişlinin yaptığı lineer harekete bağlı kurs), toplam direksiyon kutusu sonsuz dişlisinin kursu, kingpin açısı, kaster açısı, moment kolu, kingpin mesafesi, kaster izi gibi değerler bu dosya içerisinde yer almaktadır.



**Şekil 2.62.** Tekerlek kursları

Lastik ile ilgili değerler de bu dosya kapsamında incelenebilir. Lastiğin tipi, boyutları, çap bilgisi, jant ofset değeri, yük altındaki yarıçapı gibi bilgiler elastokinematik analizler için gerekli olduğundan dolayı önceden hazırlanmaktadır.



**Şekil 2.63.** CAD model üzerinden geometri noktaları

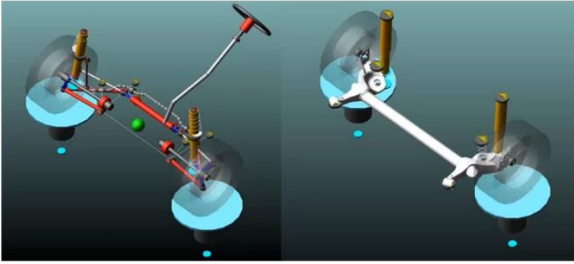
Hardpoint tanımlamalarında standardizasyonu sağlayarak daha hızlı ve sorunsuz bir süreç yürütebilmek adına genellikle süspansiyona ait geometri noktaları belli sayılar ile kodlanmıştır (Şekil 2.63). Bu görsele göre salıncak kolu ön bağlantısı #1, salıncak kolu arka bağlantısı #2, salıncak kolu akson arasındaki rotül #5, tekerlek merkezi #16, yarı aks merkezi #11, direksiyon kutusunun aksona bağlandığı nokta (dış rot bağlantısı) #15, motorun yarı aksa bağlandığı nokta #18, amortisör üst kulesinin gövdeye bağlandığı nokta #10, yay çanağının alt ve üst bağlantı noktaları #17 ve #19, amortisör bump-stop alt ve üst noktaları #21 ve #25, askı rot alt ve üst bağlantı noktaları #27 ve #28, direksiyon kutusu iç rot bağlantı noktası #44 ve amortisör alt bağlantı noktası da #4 olarak tanımlanmıştır. Bütün bu bağlantı noktaları süspansiyonun şekillendiği geometri merkezleri (hardpoint) olarak belirtilebilir.

#### 2.7.4. Süspansiyon elastokinematik model kurulumu

Süspansiyon elastokinematik modelini kurulumunda belirli temel parametreler üzerine çalışılmaktadır. Öncelikle süspansiyon tipi bilgisine göre (McPherson, double wishbone gibi), süspansiyon yerleşim yapısı çoklu cisim dinamiği uygulaması içerisinde kurgulanır. Ardından derlenen geometri dosyası kullanılarak süspansiyon bağlantı noktalarının uzaydaki yeri net bir şekilde tanımlanır. Süspansiyon bağlantı noktalarında kullanılan elastik burçların bilgileri (bütün eksenlerdeki nonlinear burç eğrileri) de ilgili teknik

resimlerden alınarak, gerekli referans eksen takımı değişiklikleri ile, elastokinematik modele girilir. Bunların yanı sıra tüm parçaların ağırlık merkezi, kütle ve atalet momenti bilgileri de modele tek tek eklenir.

Elastokinematik modelin tamamlanabilmesi adına, direksiyon, burulma çubuğu ve lastik alt sistemleri de modellenerek MBD yazılımında bir montaj kompleksi oluşturularak modelleme tamamlanmış olur.



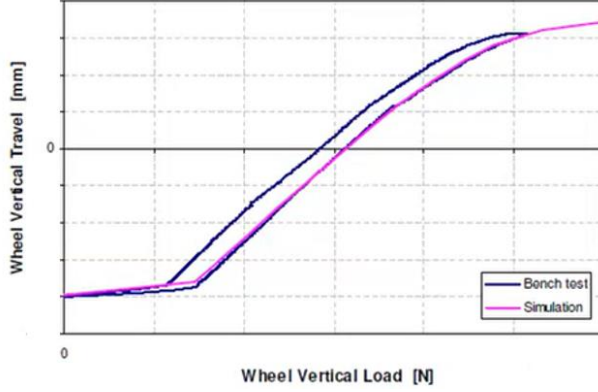
**Şekil 2.64.** Araç süspansiyon elastokinematik modeli

### 2.7.5. Elastokinematik analizler ve çıktıları

Elastokinematik analizler hem konfor için hem de sürüş için değerlendirilen öncü analizler olarak belirtilebilir. Bu analizler gerçekleştirilirken genellikle öngörü süspansiyon noktaları ile başlanır. Süspansiyon geometri noktaları eğer analiz cevapları uygun değilse, sürekli değiştirilerek bir çevrim şeklinde beklenen performansın yakalanabileceği nihai geometri noktaları kararlaştırılmaya çalışılır. Bu çevrim sırasında başta şasi ürün geliştirme olmak üzere süspansiyon geometrisinden etkilenen bütün paydaşlar ile süreç paylaşılarak yönetilir. Süspansiyon geliştirme projeleri genellikle bu akış ile yinelenen çevrimler sonrası tasarım uzayının dondurulmasıyla alt parça bazlı spesifik geliştirme sürecine geçiş yapılır.

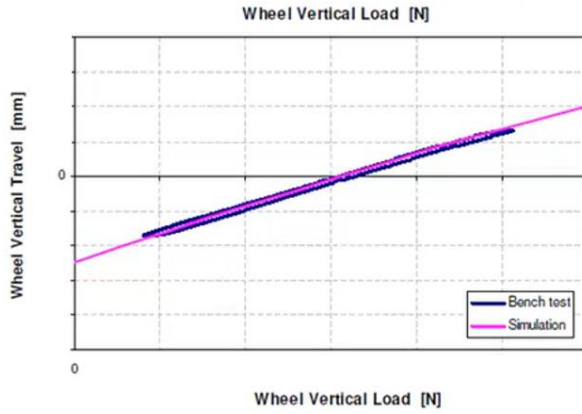
En temel elastokinematik eğrilerden biri “wheel rate” eğrisidir. Bu eğri tekerlek üzerindeki dikey kuvvetin tekerlek kursuna göre olan değişimini gösterir (Şekil 2.65). Eğrideki rijitlik lineer bölge olan yayların etkisini gösterir. Bu lineer eğri bir yerden itibaren kırılım gösterir ve amortisör burçlarının elastik etkisi devreye girer. Eğrinin son noktasında ise bump-stop durumunun hangi kursta etkin olduğu görülebilir. Aynı

zamanda bu eğri ile tekerlek kurslarının sağlanıp sağlanmadığı da kontrol edilebilir. Tekerlek kursunun maksimum ve minimum değerleri üzerinden bu limit noktalar ve eğri üzerinden süspansiyon histerezis durumu da değerlendirilebilir.



**Şekil 2.65.** Paralel tekerlek kursu için wheel rate eğrisi

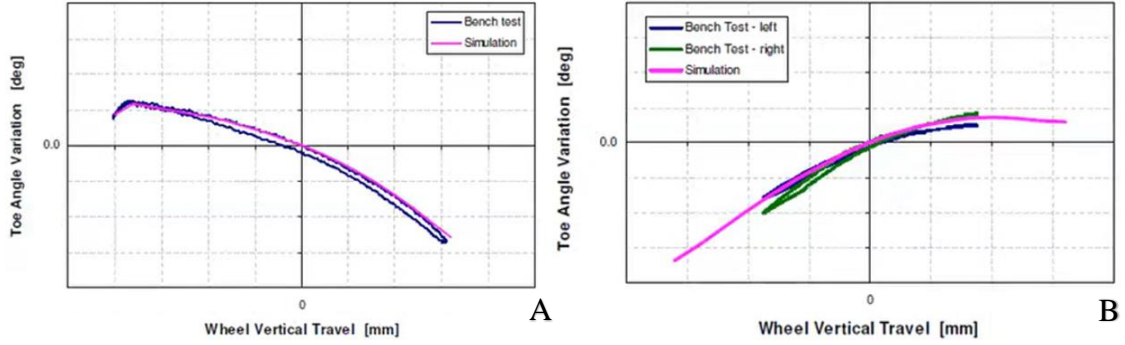
Paralel tekerlek kursunun yanı sıra, aynı analiz karşıt tekerlek hareketi için de gerçekleştirilir. Bu analizin gerçekleştirilmesi ile ters tekerlek hareketinde burulmaya maruz kalan viraj çubuğunun etkinliğinin incelenmesi sağlanır (Şekil 2.66).



**Şekil 2.66.** Karşıt tekerlek kursu için wheel rate eğrisi

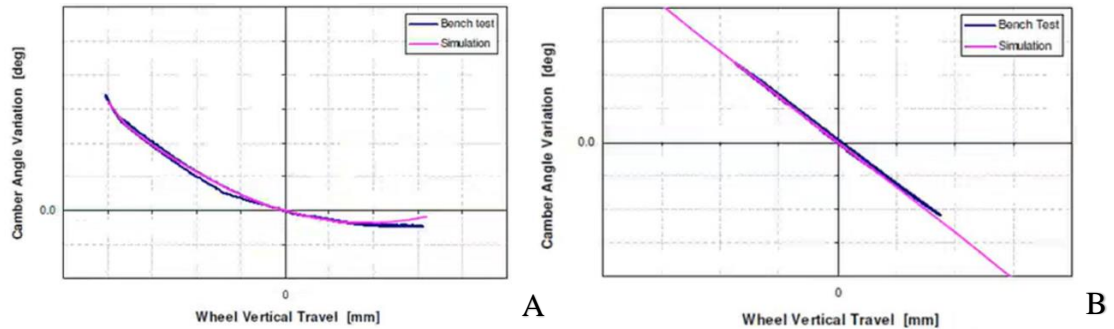
Bir diğer temel elastokinematik analizlerden biri de tekerlek hareketine dayalı olarak toe açısı değişimidir. Araçta understeer cevap görülebilmesi için ön tarafın toe-out, arka tarafın ise toe-in açısına sahip olması gerekir. Süspansiyonun bu şekilde kurgulanması virajlama stabilitesini artıracaktır. Eğriden görülebileceği üzere, ön süspansiyon için tekerlek dikey ekseninde yukarı çıktığı durumda toe açısı negatif (toe-out), arka süspansiyon için ise

tekerlek dikey ekseninde yukarı çıktığı durumda toe açısı pozitif (toe-in) cevap verdiği görülebilir (Şekil 2.67 a, b). Bu cevapların, bağlantı noktalarının geometri merkezlerinin değiştirilmesi sayesinde tam tersi bir davranış sergilemesi de mümkündür ve elastokinematik analizlerin bu kapsamda güçlü bir araç olduğu belirtilebilir.



**Şekil 2.67.** Tekerlek hareketine göre toe açısı değişimi  
**A) Ön süspansiyon B) Arka süspansiyon**

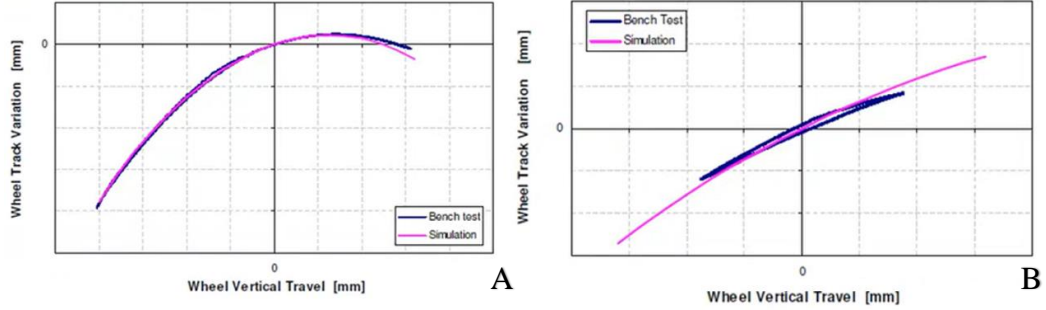
Elastokinematik analizler ile değerlendirilebilecek bir parametre de kamber açısındaki değişimdir. Baskın olan tekerleğin (genellikle ön aks) yukarı doğru çıktıkça (tekerleğe yük geldikçe) kamber değişiminin negatif olması hedeflenir ve özellikle arka tekerleklerin bu kapsamda kamber değişiminin negatif olması çok daha önemlidir (Şekil 2.68 a, b). Sonuç olarak virajlama kabiliyetinin yükseltilebilmesi için süspansiyonlarda tekerleklerin yol ile olan temas yüzeyin maksimize edecek çözümler aranmaktadır.



**Şekil 2.68.** Tekerlek kursuna bağlı olarak kamber açısının değişimi  
**A) Ön süspansiyon B) Arka süspansiyon**

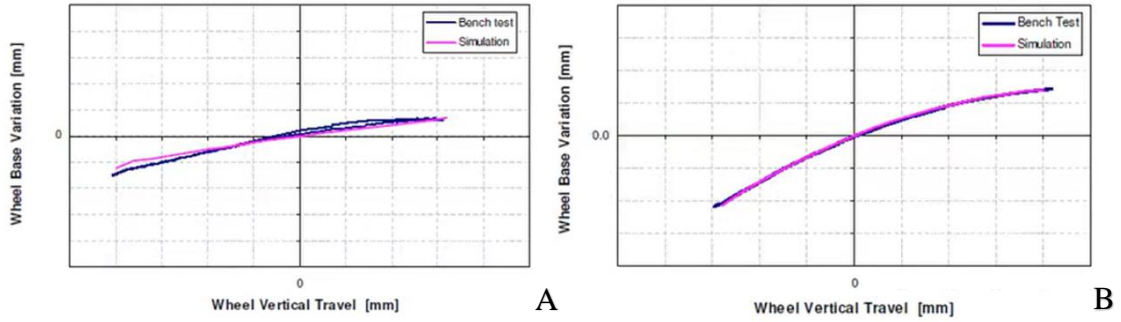
Bir diğer elastokinematik analiz çıktısı ise tekerlek hareketine bağlı olarak aks açıklığının (wheel track) değişmesidir (Şekil 2.69 a, b). Bu analizde orijindeki eğim yuvarlanma

merkezi yüksekliği ile doğrudan ilişkilidir. Bu eğim ne kadar yüksek olursa yuvarlanma merkezinin de yüksekliği o kadar artacaktır.



**Şekil 2.69.** Tekerlek kursuna bağlı olarak aks açıklığındaki değişim  
A) Ön süspansiyon B) Arka süspansiyon

Elastokinematik analizler kapsamında incelenebilecek bir analiz de tekerleklerin dikey hareketine karşılık olarak X eksenindeki deplasmanın değişmesi (wheelbase, dingil mesafesinin artması veya azalması yönünde) konfor performansı için, özellikle de boyuna konfor için önemli bir parametredir. Eğer araç bir cisme çarpıp, tekerlekler o cisimden kaçma yönünde hareket ediyorsa bu konforu artırıcı bir özelliktir. Ancak araç, bu cisim veya tümsekten kaçmanın aksine, bu cisim yönünde hareket ediyorsa bu durum konforu azaltıcı bir öncü analiz olarak değerlendirilebilir (Şekil 2.70 a, b).

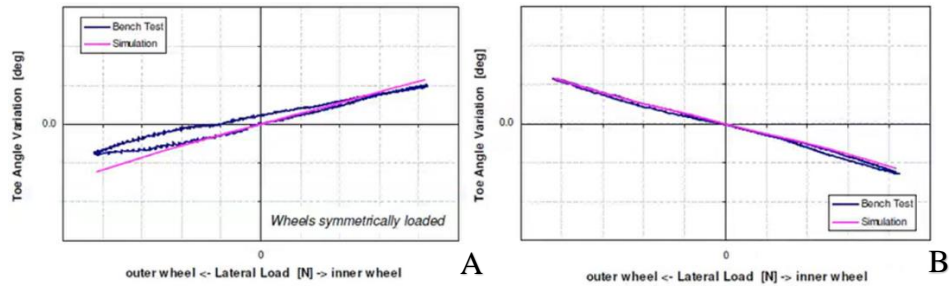


**Şekil 2.70.** Tekerlek kursuna bağlı olarak dingil mesafesinin değişimi  
A) Ön süspansiyon B) Arka süspansiyon

Yanal yükler altında toe açısı değişimi de elastokinematik analizler kapsamında incelenen bir süspansiyon davranışıdır (Şekil 2.71 a, b). Bu davranışı tekerlek kursuna bağlı olarak toe açısı değişimi analizi ile değerlendirmek gerekir. Çünkü daha önce belirtildiği üzere ön aks için toe-out, arka aks için ise toe-in hedefi belirlenir. Aracın örnek olarak viraj aldığı

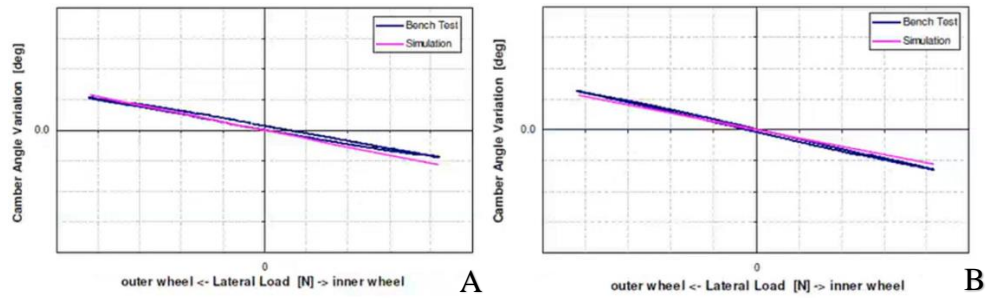
(yanal yükler etkin) ve tekerleğin dikey olarak yukarı hareket ettiği (viraj alan iç tekerlek durumu) bir durumda, toplam toe açısı değişimi tekerlek kurs hareketi ve yanal yük analizlerine göre çıkan değerlerin bileşkesi olarak ifade edilebilir.

Elde edilecek bu bileşke değer hedef toe açısı değişimini sağlamıyor ise, statik toe açısı vermek veya farklı süspansiyon geometrisi (hardpoint) denenerek toplam toe değerinin istenen değerlere getirilmesi amaçlanır.



**Şekil 2.71.** Yanal yüke bağlı olarak toe açısı değişimi  
A) Ön süspansiyon B) Arka süspansiyon

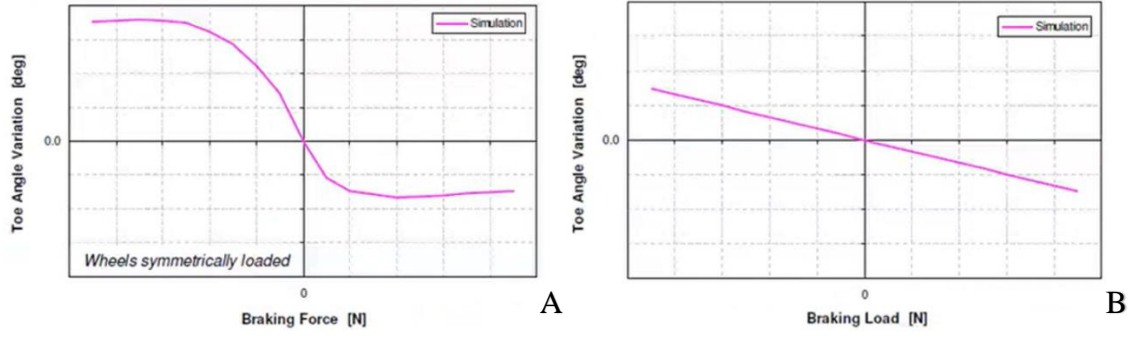
Tekerlek kursu ve yanal yüklerle bağlı olarak toe açısı değişimini beraber değerlendirmenin benzer şekilde kamber açısı değişimi için de gerçekleştirildiği belirtilebilir. Hem tekerlek kursu hem de yanal yüklerle bağlı kamber açısı değişimi değerlendirilerek toplam kamber açısı değişiminin negatif değerlerde kalması amaçlanır (Şekil 2.72 a, b).



**Şekil 2.72.** Yanal yüke bağlı olarak kamber açısı değişimi  
A) Ön süspansiyon B) Arka süspansiyon

Elastokinematik analizlerde daha önce belirtildiği üzere frenleme etkileri de incelenebilmektedir. Frenleme kuvvetinin (negatif eksende) toe açısına etkisi simülasyon sonuçlarına göre görülebilir (Şekil 2.73 a, b).





**Şekil 2.73.** Frenleme kuvvetine bağlı olarak toe açısı değişimi  
**A) Ön süspansiyon B) Arka süspansiyon**

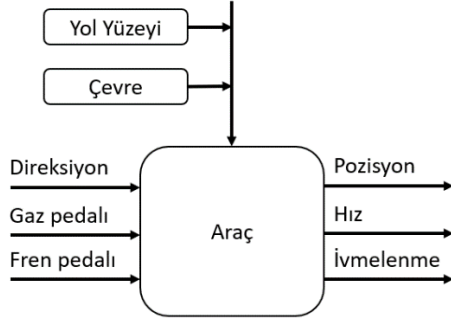
Bütün bu elastokinematik analizler, geliştirilen araç projesindeki hedef değerleri yakalamak adına gerçekleştirilir. Bu hedefler genellikle kıyaslanan araçlar üzerinde gerçekleştirilen benchmarking çalışma verilerine, araç segment isterlerine ve tecrübeye dayanmaktadır. Hedeflerin yakalanamadığı durumlarda, belirtildiği üzere hardpointler değiştirilerek yeni analiz çevrimleri ile hedef değerlerin uygunluk aralığına ulaşılmaya çalışılır. Hedefler kapsam olarak kinematik (toe, kamber ve kaster açısı değişimleri, yuvarlanma merkezi yüksekliği gibi), direksiyon (dönme yarıçapı, direksiyon oranı, Ackerman hatası gibi) ve elastik analizler (yanal yük, ivmelenme, frenleme altındaki davranışlar gibi) olmak üzere üç ana kısım altında belirlenir.

## 2.8. Taşıt Yanal Dinamiği

Aracın yanal dinamiği aracın sürüş karakteristiği olarak belirtilebilir ve aslında yanal yönden gelen kuvvetlere karşı aracın davranışını inceler. Yanal dinamik kapsamında birçok konunun değerlendirildiği belirtilebilir. Örneğin viraj kuvvetleri geldiğinde araç ve lastiğin verdiği cevaplar ve viraj alırken aynı zamanda frenleme veya ivmelenme durumunun yanal kuvvetlere etkisi bu kapsamda incelenir. Virajlama anında yanal kuvvetler oluşurken tekerlek üzerinde oluşan düzeltici momentler, lastik modelleri, yanal ivme, araç ve bisiklet modeli bu kapsamda sürüş karakteristikleri ile incelenir.

Aracın yanal dinamiği veya sürüşü, aracın dümenlendiğinde veya rüzgâr ve yol eğimi gibi çevresel etkilerle yanal yönde bir kuvvet geldiğinde, aracın bu kuvvetlere karşı verdiği dinamik davranışların da incelenmesini içerir.

Araç üzerine sürücü olarak verilebilecek girdiler direksiyon simidi ile dümenlemeyi sağlamak, gaz pedalı ile ivmelenme ve fren pedalı ile de frenleme sayesinde boyuna kuvvet üretmeyi sağlamaktır. Bütün bunların sonucu olarak aracın pozisyonu, hızı ve ivmelenmesi, yol yüzeyi ve çevresel faktörlerin de etkisiyle değişmektedir (Şekil 2.74).

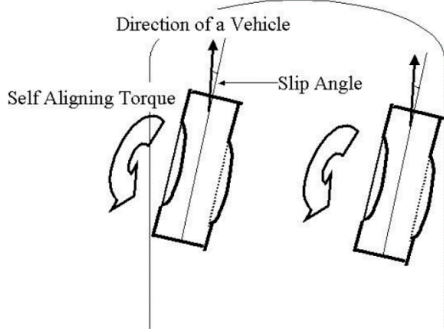


Şekil 2.74. Araç sistemi

### 2.8.1. Kayma açısı ve yanal kuvvetler

Yanal dinamik için en temel kavramlardan biri kayma açısı ve bu açıdan dolayı oluşan virajlama kuvveti olarak belirtilebilir. Bir viraj alma esnasında Ackerman geometrisi baz alınarak iç tekerlek dış tekerleğe göre daha fazla dönmektedir. Bu tekerleklerden çizilen normaller ile arka aks üzerinden çizilen doğrunun birleştirilmesiyle, bu doğruların kesiştiği nokta olan dönme merkezi etrafında araç dönmektedir. Dönüş esnasında, D'alembert ilkesi baz alınarak, araç üzerindeki ataletin de etkisiyle araç üzerinde virajın dışına doğru bir merkezkaç kuvveti, aracın ağırlığı, boyuna hızı, dönme merkezinin yarıçapına ilişkili olarak oluşmaktadır. Bu merkezkaç kuvvetinin, dönüş yapan tekerleklerin merkezinden virajın dışına doğru dik bir şekilde etkidiği belirtilebilir. Bu kuvveti karşılayabilmek için ise lastikler (lastiklerin yol ile temas eden dışları) deformasyona uğrayarak bir virajlama kuvveti üretebilmektedir. Ancak bu temas yüzeyindeki deformasyonun etkisiyle, tekerleğin çevrildiği eksenin aksine (daha düşük açuya sahip) bir eksen boyunca hız vektörü üretebilmektedir. Bu da istenilen doğrultu yerine, lastikteki deformasyonlar ile, kayarak daha farklı bir eksenle viraj alınmasını sağlamaktadır. Bu iki eksen arasındaki açı ise kayma açısı olarak tanımlanır (Şekil 2.75). Önceki bölümlerde açıklanan kayma durumu boyuna kayma, viraj alma durumunda

oluşan ve yanal dinamik kapsamında belirtilen söz konusu kayma ise yanal kayma durumu olarak adlandırılabilir.



**Şekil 2.75.** Kayma açısı (Maruyama ve Yamazaki 2001)

Boyuna kaymada olduğu gibi, eğer tekerlekte bir kayma yoksa (tekerlek dişleri yol ile temas edip deforme olmuyorsa) lastik bir kuvvet üretmez (düz giderken yanal bir kuvvet üretmek mümkün olmayacaktır). Ancak deformasyon durumunda, bir kayma açısı varsa yanal kuvvet üretilebilir. Üretilen bu yanal kuvvet ile de merkezkaç kuvvetlerine karşı direnç gösterilebilir. Eğer tekerleğin üretebildiği bu yanal kuvvetler merkezkaç kuvveti ile eşit olursa (bir kuvvet dengesi varsa), araç virajı sağlıklı bir şekilde alabilir. Ancak, bu yanal kuvvet, merkezkaç kuvvetine karşı yetersiz kalırsa (karşılayamazsa), araç kaymaya başlar.

Söz konusu yanal kuvvet, tekerlek düzlemine dik olarak lastik tarafından üretilir. Bu kuvveti etkileyen parametreler kayma açısı, lastik hava basıncı ve tekerlek üzerine düşen yük olarak belirtilebilir. Kayma açısı arttıkça virajlama kuvveti artmaktadır. Hızla viraj alındığı durumda (daha yüksek bir boyuna hızın varlığı düşünülürse), merkezkaç kuvveti artacak, dolayısıyla daha yüksek virajlama kuvveti ihtiyacı oluşacak, bunu gerçekleştirebilmek için ise lastikler daha fazla deforme olacak, bundan dolayı da kayma açısı artacaktır. Dolayısıyla kayma açısı arttıkça lastik ile yol arasındaki deformasyon ve direnç artar ve virajlama kuvvetini artırır.

Virajlama kuvvetine etkileyen bir diğer girdi de lastik basıncıdır. Eğer lastiğin basıncı artırılırsa, lastik daha rijit bir duruma geçer ve üretilecek virajlama kuvvetine olumlu etkide bulunur. Ancak lastik basınç artışı bir değerden sonra lastiğin yer ile olan temas

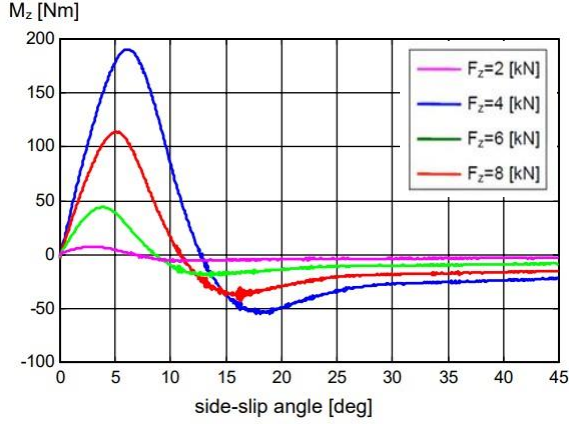
yüzeyini azaltacağından dolayı (noktasal bir temas) virajlama kuvveti de bu doğrultuda azalacaktır. Düşük lastik basınçlarında ise, lastik daha yumuşak olacağı için, yeteri kadar yanal kuvvet üretilmeyebilir ve sürüş performansı düşürücü etkide bulunacaktır. Bu doğrultuda araç üreticileri tarafından aracın çeşitli yükleme koşullarına göre farklı lastik basınçları önerilmektedir.

Bir diğer etken ise, dikey olarak tekerleğin üzerine Z ekseninde gelen normal yüklerdir. Tekerleğin üzerine gelen yük arttıkça, üretebileceği yanal kuvvet de artacaktır. Virajlama kuvveti merkezkaç kuvvetinden farklı bir eksen üzerinde etki edip, bir moment kolu yaratmaktadır. Tekerlek merkezine göre yanal kuvvetin uygulandığı bu mesafe ise pnömatik iz olarak tanımlanmaktadır. Bu kuvvetin farklı ekseninde oluşmasının sebebi ise, lastiğin yol ile temasındaki deformasyonun aslında simetrik olmamasından kaynaklanmaktadır. Viraj baz alınarak, lastiklerdeki temas alanı arkada daha büyük, önde ise daha küçük bir alanı kapsamaktadır. Dolayısıyla lastiğin ürettiği virajlama kuvveti tam merkezden geçmeyerek daha arkasında oluşmaktadır. Bu durumda, merkezkaç kuvveti ile virajlama kuvveti arasındaki mesafe pnömatik iz olarak tanımlanır.

Virajlama kuvvetinin merkezden geçmemesi ile, pnömatik iz mesafesine orantılı olarak lastik üzerinde bir düzeltici moment oluşmaktadır. Bu momentin düzeltici olarak tanımlanmasının sebebi, lastik merkezine etkiyerek lastiği aslında başlangıç (düz) konumuna getirmeye çalışmasından kaynaklanmaktadır.

Sürücü olarak bir viraj alınırken, direksiyon simidinde dönüşün tersi (geri toplama) yönünde bir ağırlaşma hissedilir. Direksiyonda meydana gelen bu ağırlaşma ve sertlik, lastik pnömatik izi üzerinden etkileyen yanal kuvvetin oluşturduğu düzeltici momentlerdir. Düzeltici moment ile kayma açısı arasında da bir ilişki bulunmaktadır. Kayma açısı arttıkça, virajlama kuvveti de artacağından dolayı düzeltici moment de artacaktır. Ancak belli bir kayma açısından sonra düzeltici moment azalarak sıfır olur ve hatta negatif değere ulaşma eğilimi gösterecektir. Bunun nedeni de arkada daha fazla alan kaplayan lastik temas alanının öne doğru yığılmasıyla beraber pozisyonunun değişmesidir. Dolayısıyla virajlama kuvvetinin de pozisyonu değişmektedir. Bu kapsamda lastik pnömatik izi azalır, virajlama kuvvetinin uygulama doğrultusu merkeze (merkezkaç

kuvveti doğrultusuna doğru) yaklaşır, tam merkezde olduğunda düzeltici moment sıfır olur (pnömatik iz ile). Kayma açısı daha da arttığında virajlama kuvveti, lastik temas yüzeyinin de ön tarafa doğru daha fazla alan kaplamasıyla merkezin önünde negatif bir düzeltici moment oluşumuna (lastiği içe doğru kapatmaya zorlayıcı) yol açar (Şekil 2.76).



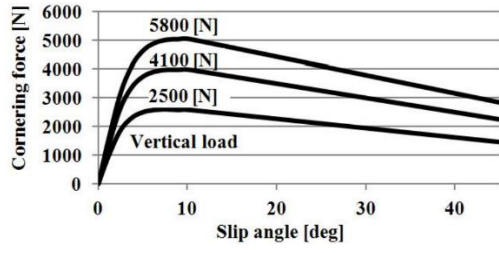
**Şekil 2.76.** Düzeltici moment ile kayma açısı (Gipser 1999)

Düzeltilen momentin kayma açısıyla açıklanan değişimini profesyonel sürücüler, direksiyon hissiyatı ve direksiyon cevabı değişimi olarak test pistlerinde kullanmaktadır. Oluşan bu momentleri sürüş anında değerlendirerek araç, limitlerinde kullanılmaya çalışılır. Direksiyondaki düzeltme yönündeki moment azaldığı veya boşaldığı zaman aracın yanal yönde üretebileceği kuvvetin limitlerine geldiği anlaşılabilir.

Genellikle 4°'lik kayma açılarna kadar virajlama kuvveti ile kayma açısı lineer bir ilişkiye sahiptir. *Yanal yük ile virajlama direngeliği ve kayma açısı*

$$F_C = C_S \cdot \alpha$$

olarak tanımlanır. Lastiğin nonlinear bir yapıya sahip olmasından dolayı, belli bir açıdan itibaren söz konusu davranış değişmektedir (Şekil 2.77).

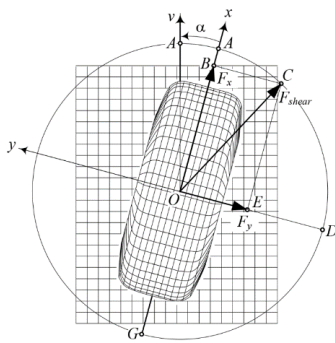


**Şekil 2.77.** Yanal yük ile kayma açısı (Yoshino ve Nozaki 2014)

Viraj alma davranışını etkileyen bir diğer etmen de kamber açısıdır. Pozitif kamberli bir tekerlekte kamber itkisi virajın dışına doğru (merkezkaç kuvveti yönünde) oluşup toplam virajlama kuvvetini düşürücü etkide bulunurken, negatif kamberli bir tekerlekte ise lastiğin ürettiği virajlama kuvveti yönünde bir kamber itkisi oluşur ve toplam virajlama kuvvetini artırıcı bir yönde etki sağlar. Özet olarak negatif kamberin virajlama için bir avantaj oluşturduğu belirtilebilir.

### 2.8.2. Boyuna kuvvetlerin yanallara etkisi

Sürüş kapsamında belirtilen yanallara kuvvetler aynı zamanda boyuna kuvvetlerden de etkilenmektedir. Sürtünme çemberi veya sürtünme elipsi olarak tanımlanabilecek bir model vasıtasıyla, çekiş kuvveti ile yanallara kuvvetlerinin belirli bir kapasite dahilinde üretilebileceği belirtilebilir.



**Şekil 2.78.** Sürtünme çemberi (Tsiotras 2014)

Çekiş kuvveti veya frenleme kuvveti  $F_t$ , virajlama kuvveti (yanal kuvvet)  $F_c$  ve dikey tekerlek kuvveti  $W$  olarak belirtildiğinde *sürtünme çemberi*

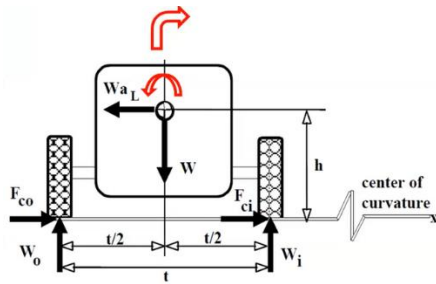
$$\sqrt{F_T^2 + F_C^2} \leq \mu \cdot W$$

olarak tanımlanabilir. Sürtünme çemberi pratik olarak yorumlanırsa, bir viraj alma esnasında gaz pedalına basılıp daha fazla bir boyuna kuvvet uygulanırsa üretilebilecek yanal kuvvetler azalacaktır, hem de hızlanma dolayısıyla merkezkaç kuvveti artacağı için viraj almak zorlaşacaktır.

Tam tersi bir senaryoda, hızlı girilen bir virajda ani fren gerçekleştirilirse tekerleğin üretebileceği kuvvetlerden bazıları frenleme için boyuna kuvvetlere dönüşeceğinden yanal kuvvetler yine azalacaktır. Her ne kadar aracın hızı azalsa da yanal kuvvet üretme kapasitesi düşeceğinden dolayı virajı güvenli bir şekilde alamama riski olacaktır.

### 2.8.3. Virajlamada yük transferi

Aracın düz ilerlediği durumda, araca arkadan bakıldığında statik olarak her iki tekerleğin üzerinde bulunan (aynı aksta) yüklerin aynı veya benzer olduğundan bahsedilebilir. Ancak viraj anında yük transferinden dolayı iç tekerlekten dış tekerleğe doğru bir kuvvet aktarımı olur (Şekil 2.79). Aktarılan bu delta kuvvet ağırlık merkezinin yüksekliğinden, aracın iz genişliğinden ve yanal ivmeden etkilenmektedir.



Şekil 2.79. Virajlamada yükler

*Tekerlek üzerindeki yükler*

$$W_i = \frac{W}{2} - \Delta W$$

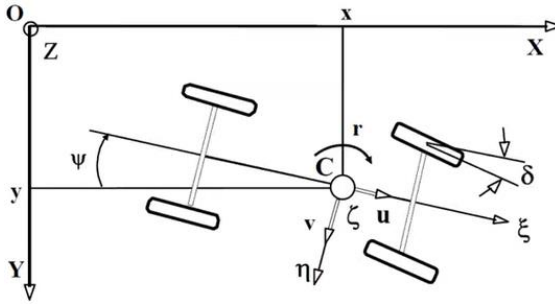
$$W_o = \frac{W}{2} + \Delta W$$

$$\Delta W = \frac{h}{t} W a_L$$

olarak tanımlanabilir. Belirtilen formül baz alınarak, ağırlık merkezi yere yakın spor bir aracın, yüksek bir iz genişliğine sahip olmasıyla düşük bir yük transferi oluşturması beklenir. Yük transferi de düşeceği için, iki tekerlek de yüksek yanal kuvvetler üretir ve aslında yanal kuvvetler nonlineer davranışa sahip olduğundan, tek tekerlekte üretilen yüksek yanal kuvvet ile iki tekerlekte de üretilen toplam yanal kuvvetten daha düşük olacaktır. Bundan dolayı virajlamada yük transferi düşük olan araçların viraj performansları daha iyi olacaktır.

#### 2.8.4. Araç modelleri

Bu bölümde dört izli bir taşıt modelinden yola çıkarak araç modelleri tanıtılacaktır (Şekil 2.80). Bu görsel baz alınarak aracın boyuna hızı ( $u$ ), yanal hızı ( $v$ ) ve açısal hızı ( $r$ ) biliniyorsa aracın nereye gittiği (heading angle),  $x$  ve  $y$  koordinat bilgileri ve nasıl bir hareket yaptığı çeşitli denklemler ile bulunabilmektedir.



Şekil 2.80. Basit araç modeli

Burada önemli olabilecek bir nokta, aracın boyuna hızının türevi boyuna ivmesini veya yanal hızının türevi yanal ivmesini vermeyecektir zira açısal olarak da bir hareket de bulunmaktadır ve dikkate alınmalıdır. *Basit araç denklemleri*

$$\dot{\psi} = r$$



$$\dot{y} = v \cos \psi + u \sin \psi$$

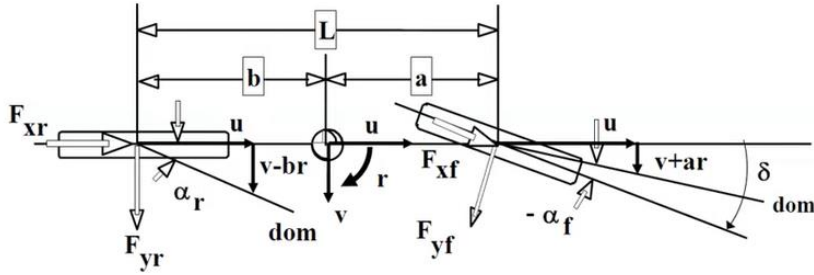
$$\dot{x} = u \cos \psi - v \sin \psi$$

$$\vec{a} = \frac{d\vec{V}}{dt} = (\dot{u} - vr)\vec{i} + (\dot{v} + ur)\vec{j}$$

olarak tanımlanabilir. Bu gibi basit modeller genellikle rijit bir yapı olarak aracı ele alır, herhangi bir süspansiyon yoktur. Yalpa açısı (roll) ve yunuslama açısı (pitch) gibi süspansiyon özelliklerinden dolayı oluşan açıların etkisi bulunmamaktadır. Bunların yanı sıra kamber etkisi, düzeltici momentler, virajlamada yük transferi gibi etmenler de bu modellerin kapsamında değildir. Aracın lineer bölgesinde (0,3g ve altındaki ivme değerleri) makul sonuçlar vermektedir. Çeşitli öncü analizler için kullanımına yer verilebilir.

### 2.8.5. Bisiklet modeli

ESP gibi eşzamanlı çalışan, sürekli araçtan aldığı verileri kontrol edip, bu modellere göre aracın olması gereken hareketi yapıp yapmadığını sorgulayan sistemlerde, araç modeli için bir önceki bölümde çift izli bir model yerine, daha basit, bisiklet modeli olarak adlandırılabilir tek izli modeller kullanılmaktadır.



**Şekil 2.81.** Bisiklet modeli

Bisiklet modeli aslında dört tekerlekli basit araç modelinin aynı aksdaki tekerleklerinin birleştirilip, sanki bir bisikletmiş gibi tek tekere indirgenmiş halidir (Şekil 2.81). Bu modellerde de ağırlık merkezinin konumu, toplam aks açıklığı ve ağırlık merkezinden akslara olan mesafeler önemlidir. Boyuna hız, yanal hız, savrulma açısal hız, kayma açısı

bilgileri bu model kapsamında bulunmaktadır. Bu model tekerleklerinde oluşan *yanal kuvvetler*, virajlama direngenliği ve kayma açısı cinsinden

$$F_{yf} = C_s^{right} \alpha_f + C_s^{left} \alpha_f = C_s^{faxle} \alpha_f$$

$$F_{yr} = C_s^{right} \alpha_r + C_s^{left} \alpha_r = C_s^{raxle} \alpha_r$$

olarak ifade edilebilir. Bisiklet modeli kapsamında kayma açıları, direksiyon girdisini de göz önüne alarak hesaplanabilir. Böylece aracın nasıl bir hareket yaptığı, araç üzerindeki yaw rate (savrulma açısal hızı), kayma açısı gibi değerleri anlık takip eden sistemlere cevap verilebilmesi için değerlendirilir. Örneğin bir esp sistemi, fazla bir savrulma açısı veya kayma açısı hesaplırsa, fren sistemi üzerinde tekil momentler vererek düzeltici yönde aracı stabil hale getirmeye çalışır. *Bisiklet modeli kayma açıları* ise

$$\alpha_f \cong \frac{v + ar}{u} - \delta$$

$$\alpha_r \cong \frac{v - br}{u}$$

olarak tanımlanabilir. Bisiklet modeli kullanılarak aracın durum denklem formuna geçiş gerçekleştirilebilir. *Durum denklem takımı birinci dereceden diferansiyel denklem takımı*

$$\{\dot{x}(t)\} = [A]\{x(t)\} + [B]\{u(t)\}$$

olarak belirtilebilir. Burada A sistem matrisi, x(t) vektörü olarak belirtilen durum değişkenleri (bunlar yanal hız v ile açısal hız r olarak tanımlanmıştır), kontrol girdisi sistem matrisi B ve kontrol girdisi vektöründen oluşan u(t) ile durum denklemi oluşturulmuştur.

Denklemdaki kontrol girdisi aslında direksiyon açısıdır. Sistem matrisi ise aracın özelliklerini ifade etmektedir. Durum denklem takımının detaylandırılmış versiyonu ile *açık durum denklemi*

$$\begin{Bmatrix} \dot{v} \\ \dot{r} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{C_f + C_r}{mU} & \frac{aC_f - bC_r}{mU} - U \\ \frac{aC_f - bC_r}{JU} & \frac{a^2C_f + b^2C_r}{JU} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ r \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -\frac{C_f}{m} \\ -\frac{aC_f}{J} \end{Bmatrix} \delta$$

üzerinden formüle edilebilir. A sistem matrisi içerisinde görülebileceği üzere lastiklerin virajlama direngenliği, aracın kütlesi, boyuna hızı, ağırlık merkezinin pozisyonu ve atalet bilgileri bulunmaktadır. Kısaca bu parametreler aracın kararlılığını ve performansını en yüksek ölçüde etkileyen parametrelerdir.

Sistem matrisinin öz değerleri alınarak karakteristik denklemin kökleri incelenir. Elde edilen denklem aracın stabil davranışını tanımlamaktadır. Aracın *stabilite şartı*

$$L^2 C_f C_r + (aC_f - bC_r)mU^2 > 0$$

olarak tanımlanır. Bu şarttan yola çıkarak, aracın ağırlık merkezi, pozisyonu, ağırlığı, aks aralığı ve lastiklerin virajlama direngeliklerini içeren bir *understeer* katsayısı oluşturulmuştur. Söz konusu *understeer katsayısı*

$$K_{US} = \left( \frac{a}{C_r} - \frac{b}{C_f} \right) \frac{W}{L} = \left( \frac{W_r}{C_r} - \frac{W_f}{C_f} \right)$$

olarak tanımlanabilir. Understeer katsayısı kullanılarak araç stabilite şartı daha basit hale getirilebilir. *Denge şartı* olarak da belirtilen formül

$$\frac{L}{R} + K_{US} \alpha_L > 0$$

olarak oluşturulmuştur. Bu denklem içerisinde L aks açıklığı, R dönüş yarıçapı,  $\alpha$  yanal yöndeki ivme ve  $K_{us}$  understeer katsayısı olarak geçmektedir. Eğer bu formül sonucu pozitif ise araç dengededir, negatif ise araç dengesiz olup, kararlı değildir.

### 2.8.6. Sürüş karakteristikleri

Denge şartı detaylı incelendiğinde bu şartı sağlayan üç farklı durum bulunmaktadır. Bu durumlardan biri “neutral steer” durumudur. Bu halde understeer katsayısı sıfırdır. Ön ve arka tekerlek aynı olarak kabul edilirse ( $C_f = C_r$ ), aracın ağırlık merkezinin tam ortada olduğu belirtilebilir. Sonuç olarak *neutral steer* durumu

$$K_{US} = 0 \rightarrow aC_f = bC_r \rightarrow \frac{L}{R} > 0$$

olarak ifade edilebilir. Bir diğer şart understeer olma şartıdır. Bu durumda understeer katsayısı pozitif bir değer alır. Benzer şekilde lastiklerin aynı kabul edilmesi halinde, ağırlık merkezinin aracın önüne daha yakın olacağı belirtilebilir. Eğer aracın ağırlık merkezi ön tarafa daha yakın ise, genel olarak understeer karakteristiğe sahip bir araç olduğundan bahsedilebilir. Dolayısıyla *understeer* durumu

$$K_{US} > 0 \rightarrow |aC_f| < |bC_r| \rightarrow \frac{L}{R} + K_{US}a_L > 0$$

olarak ifade edilebilir. Son şart ise oversteer olma durumudur. Bu kapsamda understeer katsayısı negatiftir. Understeer olma şartına benzer olarak düşünüldüğünde, bu durumda aracın ağırlık merkezinin arkaya daha yakın olduğu belirtilebilir. Belirli bir sınıra kadar bu denge şartı sağlanır, ancak denge şartı denklemindeki negatiflik (negatif understeer katsayısından dolayı oluşan) büyüdükçe, denge denkleminin sağlanmasından uzaklaşılır. Sonuç olarak *oversteer* durumu

$$K_{US} < 0 \rightarrow |aC_f| > |bC_r| \rightarrow \frac{L}{R} + K_{US}a_L > 0 \text{ eğer } U^2 < \frac{gL}{K_{US}}$$

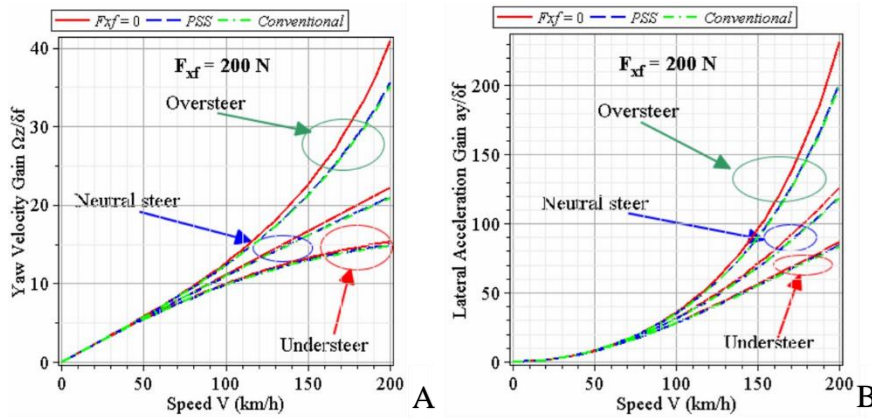
$$\text{eğer } U^2 > \frac{gL}{K_{US}} \text{ ise dengesiz}$$

olarak ifade edilebilir. Oversteer durumda denge şartının sağlanamadığı ve boyuna hıza bağlı bir kritik değer bulunmaktadır. Araç hızının bu değer ve üzerindeki durumlarda stabilitesinin sağlanamayacağı belirtilebilir. *İlgili kritik hız*

$$U_{Cr} = \sqrt{\frac{-gL}{K_{US}}}$$

olarak ifade edilebilir. Buradaki denklemler düzenlenerek direksiyon girdisine karşılık savrulma açısız hız kazancı ve direksiyon girdisine karşılık yanal ivme kazancı olarak yorumlanabilir. Bu kapsamda, neutral steer durumuna sahip bir araçta ne kadar hızlanılırsa hızlanılsın bir yanal ivme üretilebilir ve araç dönme eğilimi gösterir (istenilen virajı tamamlayabilir). Understeer durumda ise belirli bir savrulma açısız hızı veya yanal ivme üretilebilir ancak belirli bir noktadan sonra araç daha fazla yanal ivme ve savrulma açısız hızı üretilemez ve araç dönmeme eğilimi gösterir. Bundan dolayı istenilen viraj tamamlanamayacaktır ve virajın dışına çıkma eğilimi gösterilir.

Oversteer bir araç oldukça çevik tepkiler vermektedir. Verilen direksiyon açısından daha fazla aracı virajın içine dahil edebilmektedir. Ancak oversteer araçta belli bir kritik hızdan sonra hem savrulma açısız hızı hem de yanal ivme sonsuza gitmektedir ve bu da stabilitenin korunamadığı durumdur (Şekil 2.82 a, b). Bu durumda araç kontrolden çıkarak arka taraftan spin atmaktadır.



**Şekil 2.82.** Boyuna hız karakteristikleri (Zhu, Khajepour, ve Esmailzadeh 2010)  
**A) Savrulma açısız hızı B) Yanal ivme**

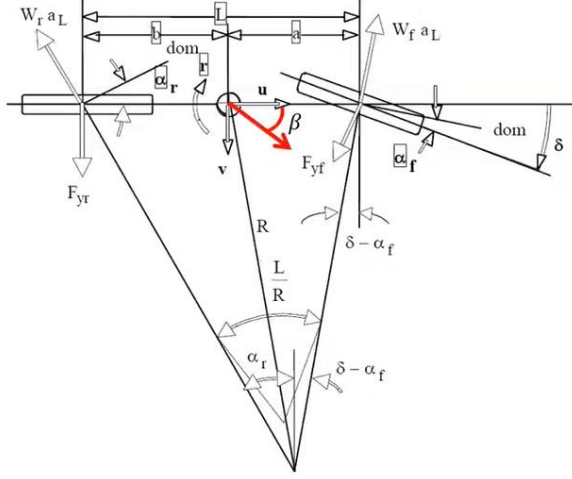
En iyi konfigürasyonun neutral steer içinde gerçekleştiği belirtilebilir. Bu durumda kontrol sürücüdür, istenildiği gibi viraj alınabilmektedir, hız artırılarak daha iyi viraj alınabilmektedir. Ancak bu durumdaki eksiklik ise neutral steer şartının kararlı olmamasıdır. Zira bagajda ek bir yük, arka koltukta ek bir yolcu bulunmasıyla 50-50 dağılan ağırlık merkezi arkaya doğru bozularak aracı oversteer duruma getirecektir ve bundan dolayı da neutral steer sürdürülebilir bir seçenek olmaktan çıkacaktır.

Oversteer karakteristiğe sahip bir araç belirli bir hıza kadar manevra kabiliyeti oldukça yüksek olup virajları rahatça alabilse de belli bir hızdan sonra denge denklemlerini sağlayamayarak dengesini kaybeder, kontrolden çıkar ve bu da standart sürücüler için yönetmesi zor bir durumdur. Aracın ne zaman kontrol çıkabileceğini anlayabilmek normal sürücüler için kolay değildir. Dolayısıyla binek araç üreticilerinin tercihi understeer araç üretmektir. Araçlarda en büyük kütle olan motorun da önde olması ön aksı daha ağır kılarak ağırlık merkezinin öne daha yakın olma şartını sağlamaya yardımcıdır. Bunun dışında toe ve kamber açısı değişimleri gibi süspansiyon geometrisine yapılan müdahaleler ile araç understeer karakteristiğe getirilir.

Araç viraj almanın başlangıcında ön ve arka tekerleklerde belirli kayma açıları ile belirli bir virajlama kuvvetleri üretir. Ancak belli bir noktadan sonra, arka kayma açısı ön kayma açısını geçtiği zaman, arka tekerlekler artık cevap vermemeye, daha fazla kuvvet üretememeye başlar. Böylece aracın arka tarafına olan hakimiyet ve araç stabilitesi azalır, arka tutunamaz ve spin atma eğilimi gösterir. Dolayısıyla araç kontrolü kaybedilir.

Oversteer bir araçta, istenilenden daha fazla virajın içine girme eğilimi vardır ve bunu doğru yere aktarabilmek için ters yönde bir direksiyon girdisi gerekir. Ancak çok hızlanılırsa, arkanın kaybedilip spin atma eğilimi gösterilebilir. Understeer bir araçta virajın dışına çıkma eğilimi vardır çünkü öndeki kayma açıları arkadaki kayma açılarından büyük olduğu için, ön taraf dışarı doğru kayma eğilimi gösterir. Bu durumda istenilen ideal çizgiye girebilmek için daha fazla virajın içine doğru direksiyon girdisi verilmesi gerekmektedir. Understeer durumda araç kontrolünü daha uzun süre sağlanabildiği ve daha stabil araçlar olduğu ayrıca belirtilebilir, oversteer bir araç gibi araç kontrolü anlık bir şekilde kaybolmamaktadır.

Taşıt yanal dinamiği kapsamında performans kriterlerinden biri de yana kayma açısıdır (Şekil 2.83). Bu kayma açısı da tekerlekteki kayma açlarına benzer şekilde aracın boyuna düzleminde, aracın gitmesi istenilen yön ile aracın hız vektörü arasındaki açıdır (tekerlekte de lastik normali ile hareket yönü arasındaki açı kayma açısıdır). Belirtilen  $\beta$  açısı aslında aracın ne kadar kaydığını tanımlamaktadır.



Şekil 2.83. Yana kayma açısı

Kayma açlarına göre *karakteristikler* ise

$$\alpha_f > \alpha_r \rightarrow \text{understeer}$$

$$\alpha_f < \alpha_r \rightarrow \text{oversteer}$$

$$\alpha_f = \alpha_r \rightarrow \text{neutral steer}$$

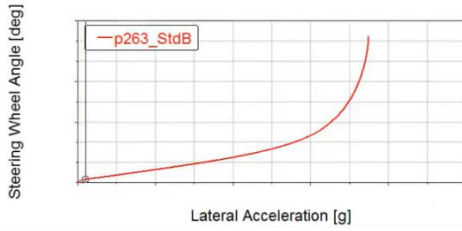
olarak ifade edilebilir.

### 2.8.7. Çoklu cisim dinamiği ile sürüş analizleri

Aracın sürüş karakteristiklerini belirleyebilmek için çeşitli analizler gerçekleştirilmektedir. Bu analizlerden en önemlileri “slow ramp steer” (yavaş rampa direksiyon cevabı), “frequency sweep” (frekans cevabı testi) ve ATI-90 manevrası olarak belirtilebilir.

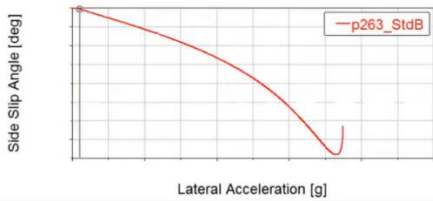
Bu analiz kapsamında aracın belirli bir hızda düz olarak ilerlediği kabul edilir. Belirli bir süre sonra bir rampa şeklinde (örneğin 10°/s) bir direksiyon girdisi verilmektedir. Bu direksiyon girdisi belirlenen açı değerine ulaşana kadar devam eder (örneğin 0°'den 180°'ye kadar).

Bu test kapsamında aracın yanal ivmesine göre direksiyon cevabı incelendiğinde bazı önemli sürüş karakteristikleri hakkında bilgi verecektir. Aracın ne kadarlık bir yanal ivmeye kadar lineer bir direksiyon davranışına sahip olduğu, hangi noktadan sonra nonlineer tepkiye geçtiğine bu analiz ile ulaşılabilir (Şekil 2.84). Aracın nonlineer bir direksiyon cevabına geçiş yapması aslında sürücünün, beklediğinden farklı bir direksiyon cevabı oluşmasıdır (sürücü lineer bir cevap beklemeyi sürdürür). Bunun yanı sıra maksimum ne kadarlık bir yanal ivmeye çıkılabildiği de bir performans kriteridir (yer çekimi ivmesi g cinsinden, aracın hangi hızda, nasıl bir virajı alabileceği sorusuna cevap aranır). Aynı zamanda lineer cevap bölgesinin eğiminden aracın understeer katsayısı elde edilebilir.



**Şekil 2.84.** Slow ramp steer direksiyon cevabı

Aracın daha önce belirtilen yana kayma açısı da slow ramp steer analizi ile incelenebilir. Aracın maksimum ne kadar kayabildiği, kaymanın eğim değeri (örneğin 0.4g için aracın kayma açısı ve eğri eğimi), yatma açısı (roll angle) gibi bilgiler diğer araçlar ile sürüş açısından karşılaştırılabilmesini sağlar (Şekil 2.85).



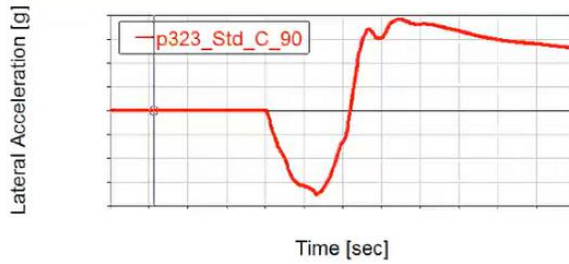
**Şekil 2.85.** Slow ramp steer yana kayma açısı



Slow ramp steer daha çok quasi-static olarak tanımlanabilecek yarı-statik bir analiz türüdür. Frequency sweep testi ise aracın dinamik cevabını göstermektedir. Bu test kapsamında frekansa göre hızlanan direksiyon girdileri verilmektedir. Öncelikle belirli bir ivmenin verilebilmesi için açı cinsinden ne kadarlık bir direksiyon girdisi verilmesinin gerektiği (örneğin 0,3g'lik bir ivme için 30°'lik bir direksiyon girdisinin gerekliliği gibi) ölçülür. Ardından bu direksiyon girdisi sürekli (örneğin +30° ve -30° arasında) ve hızlanan bir şekilde (örneğin 1Hz değerinden 4Hz değerine kadar, saniyede bir kereden dört kereye kadar) belirli bir hızla ilerleyen araç üzerine uygulanır.

Bu test sonucunda aracın tepkileri değerlendirilir. Aracın hangi noktadan itibaren direksiyon girdisine cevap vermediği, amortisörlerin ne kadar etkin çalıştığı, aracın yanal ivme değerleri, doğal frekansı, direksiyonlanabilirliği, lastikteki gecikmeler gibi sonuçlar bu kapsamda incelenen parametrelerdendir.

Bir başka sürüş analizlerinden biri ATI 90 olarak adlandırılan bir güvenlik manevrasına aittir. Bu testte aracın belirli bir hızla ilerlerken, karşısına bir cisim çıktığı senaryosuyla bu cisimden kaçmak adına ani bir manevra yaptığı öngörülür. Bu test ile aracın stabilitesi, yanal ivmelerin ve kayma açılarının belirli bir değer üstünde olup olmadığı, tekerleklerin yer ile teması gibi parametreler izlenir (Şekil 2.86).

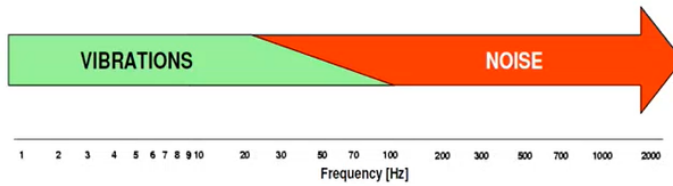


**Şekil 2.86.** ATI-90 analizi

## 2.9. Taşıt Dikey Dinamiği

Bu bölümde aracın dikey dinamiği ve aslında konfor performansı incelenecektir. Aracın konfor veya vibro-akustik performansı kullanıcı açısından araç kalitesi ile ilişkilendirilen ve müşteri beğenisini direkt etkileyen en önemli kriterlerden biridir. Vibro-akustik

performans için genellikle NVH (Noise, vibration, harshness) terimi ile karşılaşılmaktadır. Aracın dikey konforu ise NVH terimindeki vibration (titreşim) başlığıyla ilgilidir. Vibration kapsam olarak genellikle 0 ile 20-25Hz arasındaki titreşimleri, 25-100Hz arasındakiler harshness (yarı ses yarı titreşim olarak algılanan salınımlar), 100Hz ve üstü ise genellikle gürültü (noise) olarak hissedilmektedir (Şekil 2.87). Dikey konfor çalışmaları genellikle 0 ile 30/50Hz aralığını kapsamaktadır.



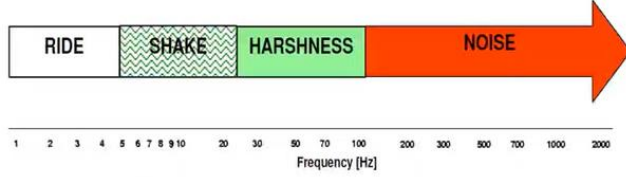
**Şekil 2.87.** Frekansa bağlı NVH aralığı

Araç üzerine yolun düzensizliklerinden dolayı gelen bazı etkilerin veya kuvvetlerin olduğundan bahsedilebilir. Farklı tip yollar farklı tip frekans bölgelerini tetiklemektedir. Bu nedenle dikey konfor için farklı tipte yollar üzerinde çalışmalar gerçekleştirilmektedir. Örneğin arnavut kaldırım yollar araç üzerinde 0 ile 30Hz frekans bandını girdi olarak etkileyerek tarayan yollardır. Yol üzerindeki tekil engeller genellikle zaman domaini içerisinde değerlendirilen (frekansın aksine), anlık “transient” etkilerin incelenmesini sağlar. Bunun dışında yamalı asfalta sahip, çukur/kırıkların olduğu bozuk/köy yolları da düzenli/sağlam yollar (otoyol gibi) ile değerlendirme kapsamındadır. Bu yollar üzerinde aracın verdiği cevaplar, sürücünün hissettiği titreşimler, ivmeler değerlendirilir.

Bu kapsamda ana amaç aslında süspansiyonun bu girdileri nasıl sönümlendiği, bu girdilere nasıl cevaplar verdiği, süspansiyonun iletiminin, titreşim izolasyonunun nasıl olduğu incelenmektedir. Kısaca yoldan gelen girdiler ile süspansiyonun iletimi aracın cevap fonksiyonunu tanımlar.

SAE NVH aralıkları baz alınarak farklı frekans bölgelerinin varlığından bahsedilebilir. Bu ayırmda 0 ile 5Hz arası birincil sürüş olarak adlandırılan ve genellikle araç gövdesinin doğal frekanslarını içeren, aracın yaptığı salınımları hissedilen bölgedir. 5 ile 25Hz aralığında genel olarak ikincil sürüş olarak adlandırılan ve yaysız kütlelerden, şasi

parçalarının etkilerinden oluşan titreşim bölgesidir. Bir sonraki bölge harshness bölgesidir, 25Hz le 100Hz aralığında olduğu kabul edilebilir ve daha önce de belirtildiği gibi genellikle 50Hz'e kadar aracın davranışlarının incelendiği bölgedir. 100Hz ve üzeri bölge ise gürültü bölgesidir ve aracın dikey dinamiği kapsamında incelenmez (Şekil 2.88).



**Şekil 2.88.** SAE NVH aralığı

Bu frekans bölgelerinin insan özelinde de farklı etkileri bulunmaktadır. Bu noktada çalışmalar daha çok NASA tarafından uzaya astronot gönderiminde, personellere bir uzay kapsülü veya roket içerisinde çeşitli frekans bölgelerinde yüksek titreşimlere maruz kalındığındaki sonuçları incelemek adına gerçekleştirilmiştir. İnsanın doğası gereği, çeşitli organları farklı frekanslarda farklı şekillerde etkilenirler çünkü bu farklı organlar farklı doğal frekanslara sahiptirler. Bu doğal frekans bölgelerinde titreşimleri daha yüksek hissetmektedirler. Bunlar incelenerek 4 ile 8Hz bant aralığının insanların en çok etkilendiği frekans bölgesi olarak belirlenmiştir. Bu banttaki ivmelere insan daha çok tepki vermektedir. Daha yüksek frekanslarda, ivmenin genliği artsa bile bu etkiler karşısında insan tarafında oluşan tepkiler azalmaktadır.

### **2.9.1. Yol tahriki**

Dikey konforu etkileyen ana parametreler yoldaki düzensizliklerden/bozukluklardan dolayı oluşan ve lastikler tarafından taşınan dinamik kuvvetler ve motor tarafından oluşarak iletilen titreşimlerdir. Sonuç olarak araç bir kapalı kutu olarak düşünülürse, bu girdilere araç tarafından verilen cevaplar aracın frekans cevabını (FRF, frequency response function) oluşturur. Kısaca dikey konfor aracın bu etkilere karşı nasıl cevap verdiğini, ne kadar sönümleyerek izolasyon sağlayabildiğini inceler.

Farklı yol şartlarına bağı olarak farklı performans kriterleri belirlenmektedir. Örneğin bir dikdörtgen standart profil üzerinden araç geçtiğinde, koltuk kızıağında veya sürücünün üzerinde g değeri olarak ölçülen, önce ön tekerlek, ardından arka tekerleklerin geçiş anında araç üzerinde bir ivme oluşur. Zaman domaini altında bu ivmelerin tepe-çukur aralıkları (ivme genlikleri) ön ve arka için ayrı ayrı değerlendirilerek bir konfor performansı indikatörü olarak kullanılır. Aynı zamanda bu ivmelerin ne derecede sönümlenebildiği ve ne kadar sürede sönümlenebildiği (belirli bir enerjiye düşüş süresi, sönüm süresi) de konfor parametreleri arasındadır.

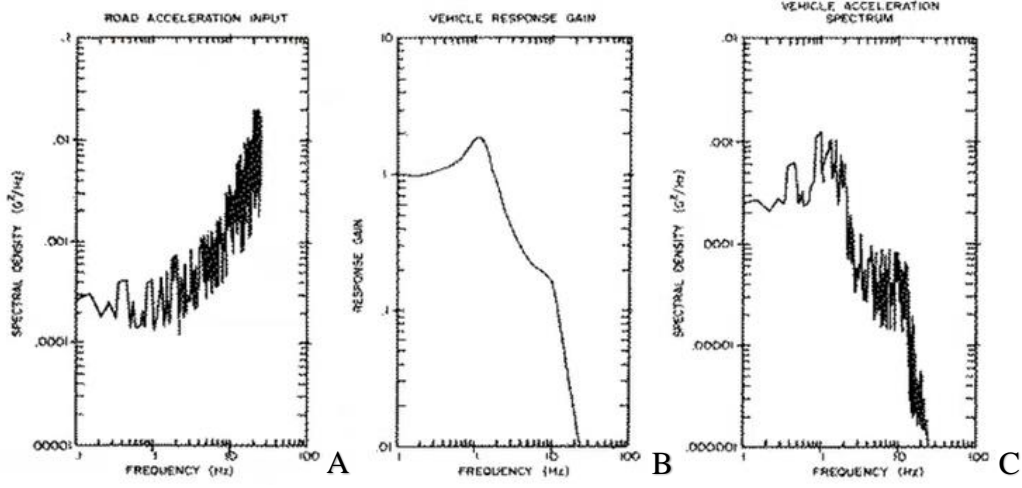
Farklı bir yol şartı olarak uzun dalga yolu belirtilebilir. Bu yol uzun bir mesafede (5m ve daha fazla) kısa bir çukur (50mm ve daha az) profile sahip olmasıyla yüksek dalga profiline sahiptir. Belirtildiği şekliyle bu yol üzerindeki çukurlar gözle fark edilebilecek seviyede değillerdir. Ancak bu çukura yüksek hızla girildiğinde araç bir pitch açısı yapar, önce öne doğru eğilir sonra da yukarı doğru çıkar. Bu testte gerçekleşen pitch açısı, amortisörlerin ne kadar çalıştığı gibi etkilerin görülebileceği analizlerdir.

Bozuk yollar (gözle görülür çukurlar, köy yolu) da dikey konfor değerlendirmesi kapsamındadır. Aracın birincil bölgesi, gövde modlarının olduğu 0 ile 5Hz aralığındaki cevaplar, daha yüksek frekanslarda motor süspansiyonunun etkileri, lastik ve yaysız kütlelerin etkilerinin incelendiği yol tipidir. Son olarak düzgün yollar da dikey konforda incelenir. Dikey konfor testleri objektif testlerdir ve araç sensörler ile donatılıp, belirli şartlarda ve pistlerde belirli manevralar yapılmakta ve sensörlerden okunan ivme bilgileri yorumlanarak performans değerleri oluşturulmaktadır.

### **2.9.2. Araç cevabı**

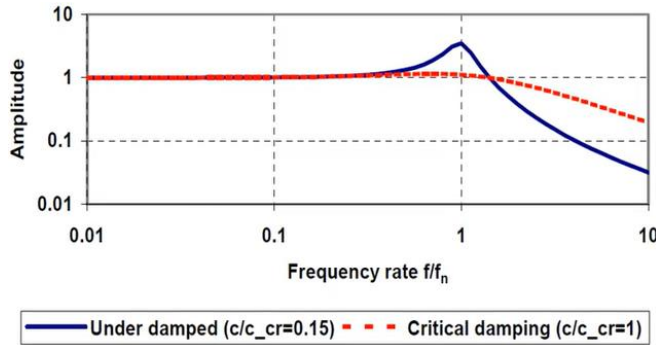
Önceki bölümde yol girdileri ve aracın bunlara karşı verdiği cevaplar belirtilmişti. Kabaca bütün yollar ele alındığında grafik frekans bandına göre bir yoğunluk haritası oluşturulmaktadır (Şekil 2.89 a). Belirtilen bu girdiler, yine aynı şekilde araç iletim (cevap) fonksiyonu ile çarpıldığında, araç cevabı oluşmaktadır (Şekil 2.89 b, c). Gövdenin sahip olduğu doğal frekans değerine bağı olarak, bu kısımda yoldan gelen etkileri araç artırarak yansıtmaktadır. Ancak belli bir frekanstan sonra izolasyon bölgesi

başlar ve bu bölgede yoldan gelen etkiler artsa bile araç süspansiyon karakteristiği ile bu etkiler azaltılabilmektedir.



**Şekil 2.89.** Yoldan gelen titreşimlerin izolasyonu ve araç iletimi (Gillespie 1992)  
A) Yol ivmesi B) Araç iletimi C) Araç cevabı

Araç süspansiyon karakteristiğini belirtirken araçtaki amortisör yapısı ve dinamiklerini açıklamak gerekir. Amortisörler belirli bir noktaya kadar yüksek sönüm üretir, belirli noktadan sonra ise sönümü düşürerek izolasyon bölgesinde konforu artırma yönünde özellik gösterirler. Düşük sönüm ile aracın doğal frekans bölgesinde salınımların arttığı; ancak izolasyon bölgesinde bu salınımları düşürerek konfor performansının artış gösterdiği görülebilir (Şekil 2.90).



**Şekil 2.90.** Araç iletim fonksiyonu

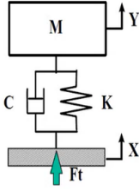
Aracın doğal frekans bölgesinde konfor performansı istenirse yine aynı grafik üzerinden salınımların düşük olduğu yüksek sönüm kullanılması gerektiği sonucuna varılabilir.

Fakat yüksek sönüm devam ettirilirse izolasyon bölgesinde de düşük sönüm çözümüne göre bir konfor kaybının yaşanacağı göz ardı edilmemelidir. Dolayısıyla amortisör üzerindeki bir blow-off valfi ile amortisör eğrisi kırılarak birinci bölgede (aracın doğal frekans aralığı) yüksek sönüm elde edip konforu artırma, ikinci bölgede de düşük sönüm elde edip konfor artışını devam ettirme üzerine çalışmalar gerçekleştirilmektedir. Aracın *doğal frekans ve modal sönüm değerleri*

$$f_n = \frac{2}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

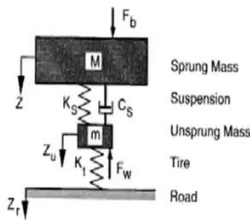
$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c}{c_{cr}}$$

bir öncü denklem olarak ifade edilebilir. Burada süspansiyon yay rijitliği  $k$ , aracın kütlesi  $m$  olarak alınabilir. Modal sönüm için ise ek olarak süspansiyon amortisör sönümü  $c$  kullanılır. Denklemlerin bir serbestlik dereceli basit konfor modeli baz alınarak oluşturulduğu ve bu araç cevaplarıyla öncü konfor parametrelerinin hesaplandığı belirtilebilir (Şekil 2.91).



**Şekil 2.91.** Bir serbestlik dereceli basit konfor modeli

Bu modelin biraz daha geliştirilmiş versiyonu, aracın çeyrek taşıt modeli olarak da adlandırılabilen iki serbestlik dereceli De Carbon modelidir (Şekil 2.92).



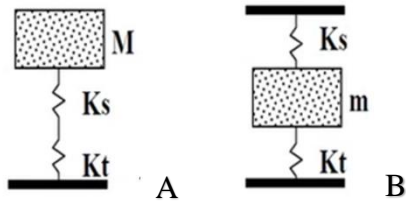
**Şekil 2.92.** De Carbon modeli (Gillespie 1992)

Yaylı kütle  $M$ , yaysız kütle  $m$ , yay sabiti  $K_s$ , amortisör sönümü  $C_s$  ve lastik  $K_t$  olarak tanımlanmaktadır. Model iki serbestlik derecesine sahip olduğu için iki adet doğal frekans hesaplanabilmektedir. Bu modelde bulunan yaylı kütle ve yaysız kütle için *iki ayrı doğal frekans*

$$f_s = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_s K_t}{K_s + K_t} \frac{1}{M}}$$

$$f_{ns} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_s + K_t}{m}}$$

olarak ifade edilebilir. Oluşturulan denklemler sırasıyla De Carbon modelinden yaylı kütle ve yaysız kütle baz alınarak öne çıkarılmıştır (Şekil 2.93 a, b).



**Şekil 2.93.** Ayrıştırılmış De Carbon modeli  
A) Yaylı kütle B) Yaysız kütle

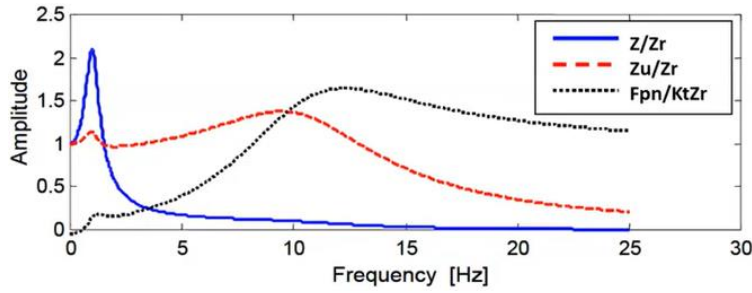
De Carbon modelini kullanılarak oluşturulan cevap fonksiyonu FRF ile değerlendirilebilir. Yoldan gelen girdinin ( $Z_r$ ), araçtaki çıktısı ( $Z$ ) ve yoldan gelen girdinin yaysız kütle ( $Z_u$ ) üzerindeki etkileri böylece belirlenebilir. De Carbon modelinde *FRF denklemleri*

$$\frac{Z}{Z_r} = \frac{K_1 K_2 + j K_2 C \omega}{[\chi \omega^4 - (K_1 + K_1 \chi + K_2) \omega^2 + K_1 K_2] + j [K_2 C \omega - (1 + \chi) C \omega^3]}$$

$$\frac{Z_u}{Z_r} = \frac{K_1 K_2 - K_2 \omega^2 + j K_2 C \omega}{[\chi \omega^4 - (K_1 + K_1 \chi + K_2) \omega^2 + K_1 K_2] + j [K_2 C \omega - (1 + \chi) C \omega^3]}$$

$$\chi = \frac{m}{M}, \quad C = \frac{C_s}{M}, \quad K_1 = \frac{K_s}{M}, \quad K_2 = \frac{K_t}{M}$$

olarak belirtilebilir. Gerçekçi veriler ile hesaplanmış bir çeyrek taşıt modeli ait sonuçlara ve aracın verdiği cevaplar De Carbon frekans cevabı üzerinden erişilebilir (Şekil 2.94). Grafikte mavi ile gösterilen eğri, yol girdisinin yaylı kütle üzerindeki etkisini göstermektedir. Aracın doğal frekans bölgesinde (~1 Hz) bir tepe gerçekleştiği görülebilir. Ardından yalıtım bölgesinde verilen bir birimlik girdinin 1/10'a kadar düştüğü görülebilir.



**Şekil 2.94.** Örnek bir De Carbon frekans cevabı

Grafikteki kırmızı olan eğri ise yaysız kütlelerin etkisidir. Bu eğride de yaysız kütlelerin doğal frekansları olan ~11Hz değerinde tepe değerine ulaşmaktadır. Bunun etkisiyle de şasiye iletilen kuvvetler bu bölgede artış göstermektedir.

Belirtilen bilgiler ışığında çeşitli farklı senaryolar için aracın nasıl bir konfor cevabı üreteceği konusunda çıkarımlar yapılabilir. Bu senaryolardan biri olarak farklı süspansiyon direngenliğinden (farklı N/mm değerlerine sahip yayların kullanımı) bahsedilebilir. Yay bir sönümleme elemanı olmayıp (süspansiyonda sönümlemeyi amortisör gerçekleştirmektedir) üzerinde sadece enerji depolasa da yayın sertliğinden dolayı modal sönüm değişmektedir. Dolayısıyla aracın sönüm oranı değişmektedir. Yay yumuşatıldığında yaylı kütlelerin doğal frekansları düşmektedir. Yay sertleştirildiğinde ise doğal frekans yükselip, kritik sönüm arttığı için modal sönüm düşmektedir. Sönüm düştüğünden dolayı da ilk bölgedeki pik değeri yumuşak yaya göre artış gösterir. Böylece sert yayların aracın birincil bölgesindeki konfor cevabını kötüleştirdiği belirtilebilir. Bunun dışında yaysız kütlelerin doğal frekansları veya şasiye iletilen kuvvetler yay rijitliğinden nispeten az etkilenmektedir.



Bir diğler parametre ise lastiğın dikey yöndeki direngenliğidir. Farklı lastik direngenlikleri aracın birincil doğal frekansını pek etkilememektedir ancak yaysız kütlelin doğal frekansını önemli ölçüde etkiler. Yüksek lastik direngenliğı iletilen kuvvetleri artırıp izolasyon bölgesindeki konfor performansına negatif etki etmektedir. Bu kapsamda yüksek lastik basınçları veya sert lastik kullanımıyla aracın izolasyon bölgesindeki konfor performansı kötüleşir.

Yaylı kütle konfor çalışmalarında bir diğler etken olarak belirtilebilir. Yaylı kütle tanım açısından aracın gövdesinin kütlesi olarak belirtilebilir. Aracın ağırlığı bu kapsamda ne kadar ağır olursa, izolasyon bölgesinde daha yüksek konfor sağladığı belirtilebilir. Bu durum sezgisel olarak da açıklanabilir. Alttan gelen kuvvetler karşısında yaylı kütlelin ağırlığından dolayı oluşan aşağı yönlü kuvvet ne kadar büyük olursa, bu alttan gelen kuvvetlerin etkisi o denli az olacaktır.

Yaysız kütle de önemli parametrelerden biridir. Yaylı kütle arttıkça şasiye iletilen kuvvetlerde bir artış olacaktır. Zira yoldan gelen cevaplarla beraber aşağıdan etkiyen kütle bir etki oluşturmaktadır. Dolayısıyla yaysız kütle ne kadar artırılırsa konfor da o denli düşecektir.

Süspansiyon sönüm etkisi de sürüş konforunda bahsedilmesi gereken noktalardandır. Süspansiyon sertleştirilirse birinci bölgede konfor artar, ancak ikinci bölgede konfor azalımı gösterecektir. Çok yumuşak süspansiyon ise izolasyon bölgesinde yüksek frekans bölgesindeki cevap için faydalı olsa da araçta gövdenin doğal frekanslarını sönümleyemeyeceğı için birinci bölgede salınımlara neden olacaktır. Süspansiyona çok fazla sönüm verilir ise süspansiyonda kilitlenmeler olmaktadır ve konfor performansı oldukça düşmektedir.

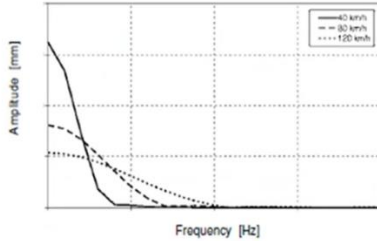
### **2.9.3. Çoklu cisim dinamiğı analizi**

Sürüş konforu için yapılan analizler araç alt sistemlerindeki etkileşimleri de içerdiğinden bu analizler için komple araç modellerine ihtiyaç vardır. Sürüş konforu modeli içerisindeki alt sistemler olarak araç gövdesi, ön ve arka süspansiyon, motor

süspansiyonu, motorun kinematığı ve ataleti, direksiyon sistemi, aktarma organları, lastik, jant, sürücü, koltuk ve bagajlar bu model içerisine eklenmektedir.

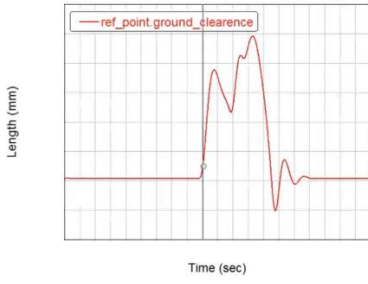
Süspansiyon modelleri genellikle geometri noktalarına göre oluşturulur ve sistemdeki her bir parçanın ağırlığı ve ataleti tanımlanır. Eğer bulunuyorsa burulma çubuğu bilgileri, yay, burçlar ve bumpstop ve reboundstop için kurs ve deplasman eğrileri, amortisöre ait kuvvet ve hız eğrileri, lastik modelleri, hidrolik tip takozlar (motor takozları) varsa dinamik direngenlik ve frekansa bağlı olarak direngenlik ve faz açısı olarak belirtilen sönüm oranları olarak modellenip ayrıca statik olarak kuvvet ve deplasman eğrileri eklenebilir. Bu şekilde araçlar modellenip konfor performansları, yol girdisi üzerindeki konfor cevapları incelenebilir.

Konfor analizlerinde kullanılan çeşitli yol tiplerinden biri de sinüs çukuru olarak belirtilebilecek, gözle fark edilemeyecek derinlik ve mesafedeki bir çukurdur. Bu çukura değişik hızlarda girilip, aracın pitch açısı, amortisörlerin etkin çalışıp çalışmadığına, motor süspansiyon cevabına ve genel olarak düşey konfor olarak adlandırılacak parametreler değerlendirilir (Şekil 2.95).



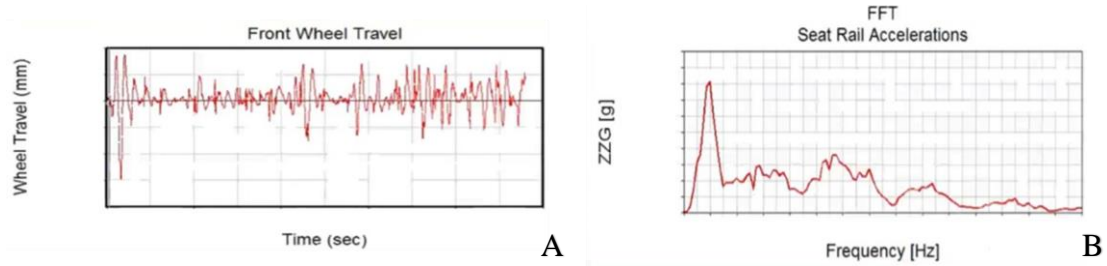
**Şekil 2.95.** Sinüs çukuru analizi

Konfor kapsamında gerçekleştirilen bir diğer analiz de tümsek üzerinden geçme simülasyonudur. Bu değerlendirmedeki tümsek kabaca bir tren rayı olarak düşünülebilir. Aracın bu dikdörtgen profil üzerinden geçmesiyle zaman bölgesinde ivme pik değerleri arasındaki genlikler, ivmelerin sönüm süreleri gibi parametreler ön ve arka süspansiyon için ayrı ayrı incelenir (Şekil 2.96).



**Şekil 2.96.** Tümsek geçme analizi

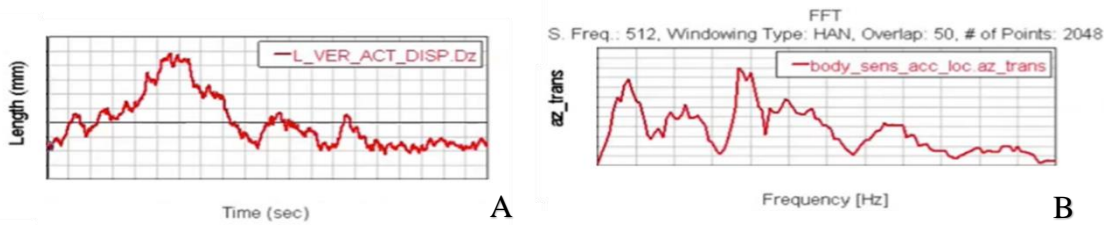
Ön ve arka süspansiyon modellerini elastokinematik modeller ile kurduktan ve sürüş analizlerini gerçekleştirdikten sonra konfor analizlerine geçiş yapılır. Analizin koşturulacağı belirli bir yol tipi taranarak çoklu cisim dinamiği uygulamasına girilir. Analiz kapsamında da araç yol üzerinde sanal olarak sürülürken lastikler üzerine yoldan gelen bozukluk ve etkilerin sürücüde oluşturacağı yansımalar değerlendirilmektedir (Şekil 2.97 a, b).



**Şekil 2.97.** Konfor analizi  
A) Yol etkileri B) Koltuk kızıağı ivmesi

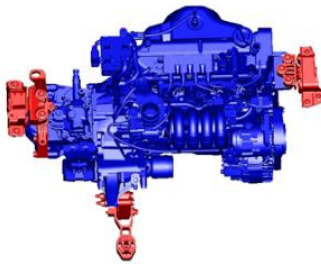
Sanal model kapsamında amortisörler çalışmakta olup, bumpstop etkisi görülebilmektedir. Lastik hareketleri ve özellikleri, yay hareketleri, arka köprünün burulma direngenliği gibi etmenler de uygulama tarafından göz önüne alınmaktadır. Koltuk kızıağındaki ivmeler frekans bandında incelenebilmektedir. Kızak ivme grafiğindeki ilk pik aracın birinci bölgesine aittir. Potansiyel bir çalışma olarak bu pikler düşürülmeye çalışılabilir. Grafiğin geri kalanı ise izolasyon ve yalıtım bölgesine aittir. Genellikle 10Hz civarlarında motor kaynaklı pikler bulunmaktadır. Devamında ise yaysız kütlelerin diğer pikleri olduğundan bahsedilebilir. Koltuk kızıağına ait ivme frekans eğrisinin altında kalan alan RMS olarak belirtilen enerji yoğunluğu olup süspansiyon konfor performansının değerlendirilebildiği bir parametredir.

Konfor analizlerinde farklı yollara ait veriler kullanılmaktadır. Bu kapsamda arnavut kaldırım yol, otoyol, belirli çukur ve bozuklukların olup konfor yolu olarak tanımlanan yollar örnek olarak verilebilir. Bu yollar üzerinde aracın verdiği cevaplar belirli bir frekans çerçevesi içerisinde taranarak birinci bölgede ne gibi ivmelerin olduğu, motor süspansiyon bölgesinin verdiği cevaplar, izolasyon bölgesinde diğer parçaların doğal frekans bölgelerinde ne gibi çıktıların olduğu, toplam ivmelerin enerji yoğunluğu performans kriterleri olarak belirtilebilir (Şekil 2.98 a, b).



**Şekil 2.98.** Dikey deplasman ve frekans açısından ivmeler  
A) Dikey yer değiştirme B) Dikey ivme

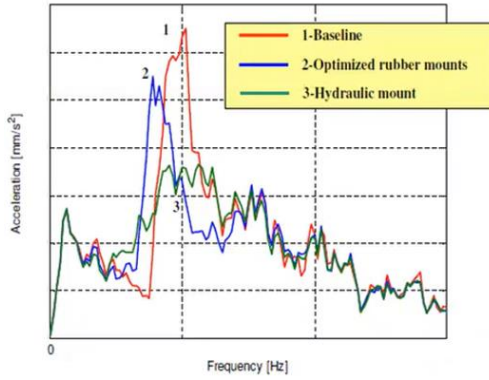
Aracın dikey konforunda motor süspansiyonu da incelenen noktalardan biridir. Motorun göz önünde bulundurulacak bir kütleye sahip olması sebebiyle, araç seyir halindeyken bir engel ile karşılaştığında motor hareketi sebebiyle, araç gövde ve şasi parçalarını veya sürücüyü etkileyecek kuvvet ve ivmeler üretmektedir. Bu durum da aracın konfor performansını etkilemektedir. Bu kapsamda çözüm adına motor takozları kullanılmaktadır (Şekil 2.99).



**Şekil 2.99.** Motor takozları

Sürücünün konfor (köy yolu veya bozuk asfalt) yolunda ayak dinlendirme bölgesinden belirli bir frekans aralığından ölçülen dikey ivmeler belirli bir hızla giderken kaydedilebilir. Bu kapsamda konfor adına bir motor süspansiyon analizi gerçekleştirmek

mümkündür (Şekil 2.100). Analizde kırmızı olarak çizilen eğri ilk tasarlanan motor süspansiyonudur. Motorun doğal frekans bölgesinde yüksek ivme cevapları oluşturmuştur. Ardından mavi ile gösterilen egride optimize edilen kauçuk burçlar sayesinde doğal frekans bölgesinden burçlar yumuşatılarak kaçınılmaya çalışılmış ve frekansa bağlı ivme cevabı azalmıştır. Ancak elde edilen değerler konfor parametrelerini sağlamadığından dolayı yeşil eğri ile gösterilen hidrolik motor takozu yardımıyla çok daha yüksek bir etki sağlanmış ve istenen seviyedeki değerler yakalanabilmiştir.

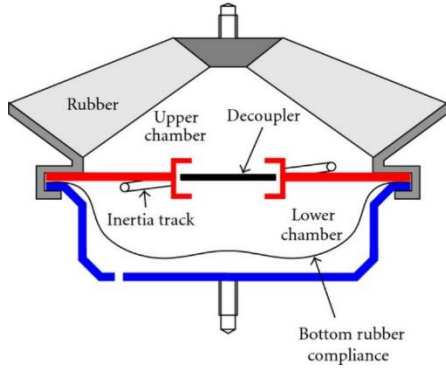


**Şekil 2.100.** Bozuk yol üzerinde ayak dayama bölgesindeki dikey ivmeler

Motor süspansiyonu kapsamında hidrolik takozlara da değinmek gerekir. Hidrolik motor takozlarında kauçuk malzemeler bulunsa da ayrı olarak iki odacıktan oluşan bir yapıyı barındırmaktadır. Bu iki odacığı da birbirine bağlayan bir kanal bulunmaktadır. Bu kanal yapısı aslında alt odacıktan üst odacığa veya tam tersi yönde, motor üzerine gelen yer değiştirmelerin etkisiyle, sıvının transferini sağlamaktadır. Amortisörde olduğu gibi sıvı bir odacıktan diğerine geçerken akışkan, kanalın çapından dolayı bir direnç ile karşılaşmasıyla bir sönüm üretir. Bu sönüm de istenilen frekans bölgesine ayarlanırsa (örneğin 10Hz), ayarlanan frekans bölgesinde yüksek sönüm üretecek şekilde ayarlanıp, daha sonra düşük sönüm verilebilecek şekilde tasarlanabilir.

Yüksek frekansta düşük sönüm hidrolik motor takozları tasarımda bir engel oluşturmamaktadır. Çünkü bir odacıktan diğer odacığa sıvı transferi yüksek salınımlarda gerçekleşmektedir ve bu da düşük frekanslarda olmaktadır. Frekans yükseldikçe aslında motorun hareketleri de azaldığı için sıvı bir odacıktan diğerine geçememektedir.

Dolayısıyla bu durumda sadece elastik kauçuğun sönümü etkin eleman olmaktadır ve takoz normal bir kauçuk takoz gibi davranmaktadır.



**Şekil 2.101.** Hidrolik takoz kesiti (Christopherson, Mahinfalah, ve Jazar 2012)

Sonuç olarak hidrolik takoz ile motor süspansiyonun doğal frekans bölgesinde yüksek sönüm ile ivme cevapları azaltılır ve izolasyon ve yalıtım bölgesinde de normal bir kauçuk takoz gibi çalışmaktadır. Böylece iyileştirilmiş bir birinci bölge cevabı ile kötüleşme gerçekleşmeyen bir ikinci bölgeye sahip olunmaktadır. Birinci bölgedeki kazanç ise aracın konfor performansını önemli ölçüde artırmaktadır.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

ADAMS/Car ile kapsamlı bir ön süspansiyon çoklu cisim dinamik modeli oluşturularak K&C değerlendirmesi mümkündür. Model geliştirme sürecinde sanal araçları daha iyi kullanmak, fiziksel test gereksinimini azaltarak gelecek projeler için geliştirme süresini kısaltmak, araç özelliklerini sürekli bir döngü içinde gözlemek ve test tekrarını sağlamaktır (Sert ve Boyraz 2017). K&C özellikleri araç davranışı için gerekli olduğundan, güvenilir hesaplama sonuçları sağlamak çok önemlidir. Model oluşturma ve CAE analizi sonuçları, bu tezde sunulan banko test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. C segment bir binek araç çalışma kapsamında temel alınmıştır ve araca ait ön süspansiyon modeli tam bir şekilde ADAMS/Car üzerinde modellenmiştir. Model kapsamı McPherson süspansiyon sistemi elemanları, burulma çubuğu ve direksiyon sistemini içermektedir.

İlk adım, araçla ilgili parametrelerin ölçümlerini tanımlamaktır ve sonraki adımlarda güvenilir bir analiz sağlamak için bunları statik olarak fiziksel araçla ilişkilendirmektir. Bu birincil parametreler dingil mesafesi, araç kütlesi, lastik sertliği, yük altındaki lastik yarıçapı ve araç ağırlık merkezi yüksekliği olarak belirtilebilir. İkinci adımda, fiziksel K&C banko ölçümleri toplanır ve MBD simülasyon modeli ile karşılaştırılır; böylece sanal model doğrulanır. Bu adımda, K&C analizini sağlayan hassas elastik dinamik modeli oluşturmak için ön süspansiyon bileşenlerinin noktaları ve özellikleri tanımlanır ve modele uygulanır (Kang vd. 2011). Korelasyon yardımıyla model, analiz sonuçlarına göre süspansiyon K&C performans değerlendirmesi gerçekleştirilir ve bu sonuçlara göre hedeflenen direksiyon davranışını iyileştirmek adına direksiyon kinematiği optimizasyon çalışmaları için hazır hale gelir.

Üçüncü adım, optimizasyona odaklanılacak faktörleri tanımlamak için seçilen direksiyon kinematiğini önemli ölçüde iyileştirebilecek temel tasarım değişkenlerini (hardpoint) bulmayı içerir. Bu noktalar Adams/Car modelinin en temel unsurlarıdır ve modelin tüm kritik pozisyonlarını tanımlayarak yorumlarlar (X. Liu vd. 2013; Shim ve Velusamy 2011; Wilde, Heydinger, ve Guenther 2006). DOE tarama (2-seviye) araştırma stratejisinin yardımıyla, önemli noktalar tanımlanır. En etkili bağlantı noktalarını

seçmenin amacı, çok sayıda alt bileşenin değiştirilmesine yol açabileceğinden, çok fazla maliyete neden olabilecek birçok süspansiyon bağlantı noktasını değiştirmenin mümkün olmamasıdır. Ayrıca tüm süspansiyon noktalarının optimizasyonu, seçilen K&C özellikleri için düşük etkiye sahip noktaları kontrol etmek için gereksiz yere fazla zaman alacak ve DOE kapsamında daha büyük bir veri setine ihtiyaç duyacaktır. NN ve optimizasyon algoritmaları, noktaları tahmin etmek için vekil modeller olarak uygulanır. Vekil tabanlı optimizasyon yöntemi, özellikle optimizasyon modeli hesaplamalı modelleme karmaşıklıkları ve belirsizliklere dayalı olarak kurulduğunda, optimizasyon süreçlerinde önemli bir rol oynar. Araç ortamına bağlı olarak genellikle sınırlı bir tasarım alanı mevcuttur ve mühendisler, her bir süspansiyon alt bileşeni için en iyi noktaları bulmaya çalışır. Bununla birlikte, her bir K&C özelliği arasında karmaşık etkileşimler olduğundan, birden fazla K&C özelliğinin iyileştirilmesine ihtiyaç duyulduğunda, sınırlı tasarım alanından en iyi noktaları bulmak zaman alıcıdır.

Bu tez kapsamında, DOE ve NN tabanlı genetik algoritma optimizasyon stratejisinin kullanılması, geleneksel RSM yöntemlerine kıyasla direksiyon kinematiği üzerindeki Ackerman hatasını ve kamber açısı varyasyonunu önemli ölçüde iyileştirmiştir.

### **3.1. Adams/Car Konfigürasyonu**

Çalışma kapsamında ADAMS/Car ile hazır şablonlardan bağımsız olarak spesifik alt sistemler oluşturulabilmesi adına uygulama “Template Builder” ile açılmalıdır. Template Builder seçeneği uygulama ilk açıldığında kullanıcının karşısına bir seçenek olarak gelmiyorsa, uygulamanın uzman kullanıcı girişi olarak ayarlanmadığı belirtilebilir.

Bu durumu düzeltebilmek için acar.cfg dosyası herhangi bir metin editörüyle açılarak, dosya içerisinde “ENVIRONMENT MDI\_ACAR\_USERMODE” olarak belirtilen girdideki değer “standard” yerine “expert” yazılarak kaydedilmesi gerekir (Şekil 3.1). Bu değişiklik sonrası ADAMS/Car uygulaması girişinde template builder seçeneği aktif hale gelecektir.



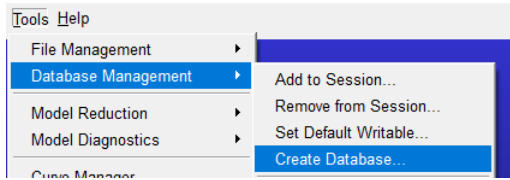
```

acar.cfg - Not Defteri
Dosya Düzen Biçim Görünüm Yardım
!*****!
!***      Car Database Configuration Info      ***!
!***      ***!
!***      Do NOT edit this file, for configuration changes edit the ***!
!***      private configuration file found in the $HOME directory ***!
!***      See the ADAMS documentation for more details ***!
!*****!
! Desired user mode (standard/template_builder/session_file)
ENVIRONMENT MDI_ACAR_USERMODE      standard
ENVIRONMENT MDI_ACAR_MODEPROMPT    yes
!
! Enable access to Adams View interface
ENVIRONMENT MDI_ACAR_PLUS_AVIEW    yes
!

```

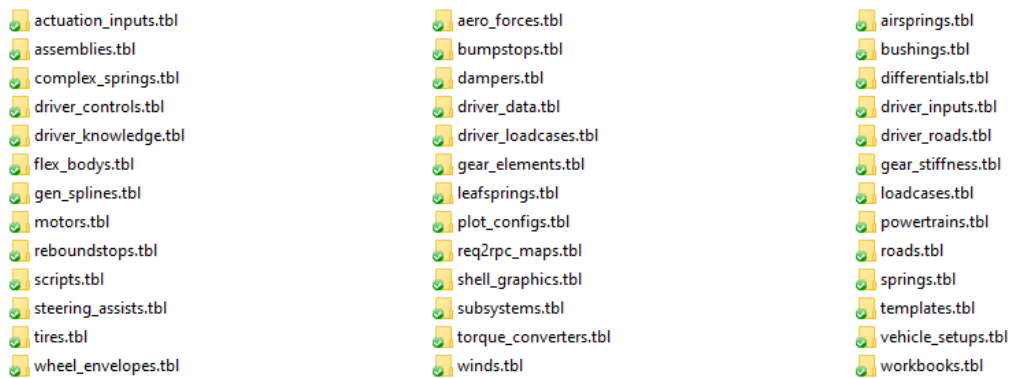
**Şekil 3.1.** ADAMS/Car expert kullanıcı ayarı

Uygulama içerisinde öncelikle verilerin belli bir yerde tutulabilmesi adına bir veri tabanı oluşturulmalıdır. “Tools” → “Database Management” → “Create Database” yoluyla klasör adı ve konumu seçilebilir (Şekil 3.2).



**Şekil 3.2.** Veri tabanı oluşturma

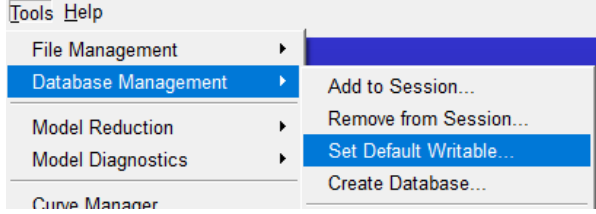
Oluşturulan veri tabanı, içerisinde yapılacak çalışmaya dair bilgileri tutacağı alt klasörleri de otomatik olarak tanımlamaktadır (Şekil 3.3).



**Şekil 3.3.** ADAMS/Car veri tabanı

Veri tabanı oluşturmanın ardından, gerçekleştirilecek çalışmanın oluşturulan veri tabanı içerisinde gerçekleştirileceği bilgisi ADAMS/Car uygulamasına belirtilmelidir. Bunun

için, “File” → “Select Directory” komutu ardından oluşturulan “.cdb” ekine sahip veri tabanı seçilir. Bu işlemin ardından seçilen veri tabanını varsayılan olarak ayarlamak adına “Tools” → “Database Management” → “Set Default Writable” yoluyla veri tabanı varsayılan olarak seçilir.



**Şekil 3.4.** ADAMS/Car varsayılan veri tabanı ayarlama

### 3.2. Elastokinematik Modelleme ve Doğrulaması

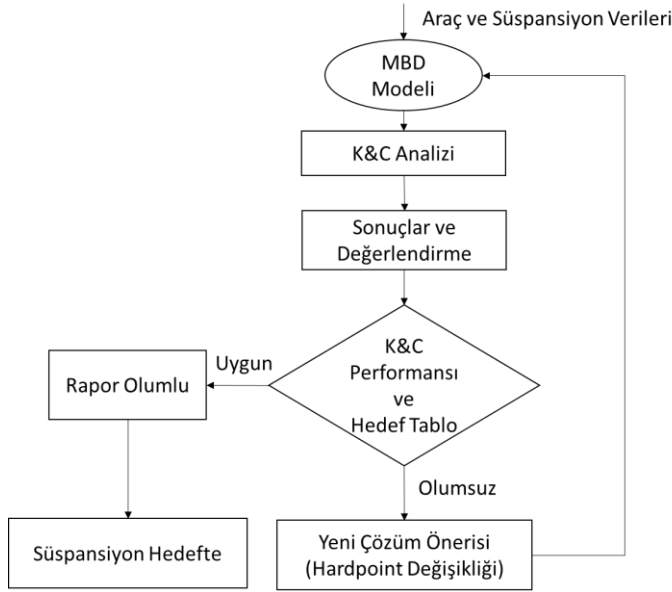
Çalışmada kompakt bir binek araç kullanılmış ve aracın komple ön süspansiyonlu MBD modeli ADAMS/Car üzerinde tam olarak oluşturulmuştur. MBD model kapsamı, McPherson süspansiyon sistemi elemanlarını, viraj demirini ve direksiyon alt sistemlerini içerir. McPherson süspansiyonu, double wishbone (Çift A kolu) süspansiyon sistemine göre daha az parça içeren ve daha düşük karmaşıklık ve maliyet sunan bağımsız bir süspansiyon sistemidir. Özellikle FWD (önden çekişli) kompakt segment araçlar için yaygın olarak kullanılmaktadır ve motor, şanzıman ve yarı aks bileşenlerinden elde edilen araç tasarım hacmi göz önüne alındığında paketleme açısından avantajlıdır. Bu süspansiyon tipi ayrıca elektrikli araç mimarilerine önemli ölçüde fayda sağlayarak elektrikli tahrik ünitelerinin daha kolay yerleştirilmesini sağlar (Niessing ve Fang 2021).

K&C analizleri, süspansiyonun kinematik özelliklerini (genel olarak tekerleğin kinematik davranışı) ve elastik bileşenlerden (burçlar gibi) kaynaklanan deformasyonu dikkate alarak süspansiyon sistemini karakterize eder. Bu analizler esas olarak süspansiyonu doğrulamak ve iyileştirmek için yapılır.

Sanal K&C analizleri, geometri dosyaları ve CAD modelleri aracılığıyla süspansiyon modelleri oluşturularak gerçekleştirilir. Fiziksel test bankoları sayesinde aracın prototip aşamasında K&C analizleri ve doğrulamaları yapılabilmektedir. Fiziksel testlerde analiz

tipine göre tekerleği hareket ettiren veya kuvvet uygulayan bir aktivatör yardımıyla ve tekerleğin açılarını, pozisyonlarını ve kinematik süspansiyon hareketlerini kaydeden bir test cihazı ile yapılır (Jing vd. 2017).

K&C analizleri araç dinamiği, konfor ve sürüşü açısından değerlendirilen öncü analizler olarak belirtilebilir. Bu analizleri gerçekleştirirken amaç, süspansiyon geometri noktalarını değerştirme döngüsü ile geometri noktalarını ve diğer tasarım değerşiklerini (örneğin burç rijitlikleri, statik toe değerleri) geliştirme aşamasında dondurmaktır. Bu döngü sırasında, başta şasi bileşenleri olmak üzere süspansiyon geometrisinden etkilenen tüm araç alt sistemleri geliştirmesi ile süreç yönetilir. Süspansiyon geliştirme süreci, yinelemeli döngülerden sonra genellikle alt bileşen tabanlı spesifik bir geliştirme sürecine geçer (Şekil 3.5).



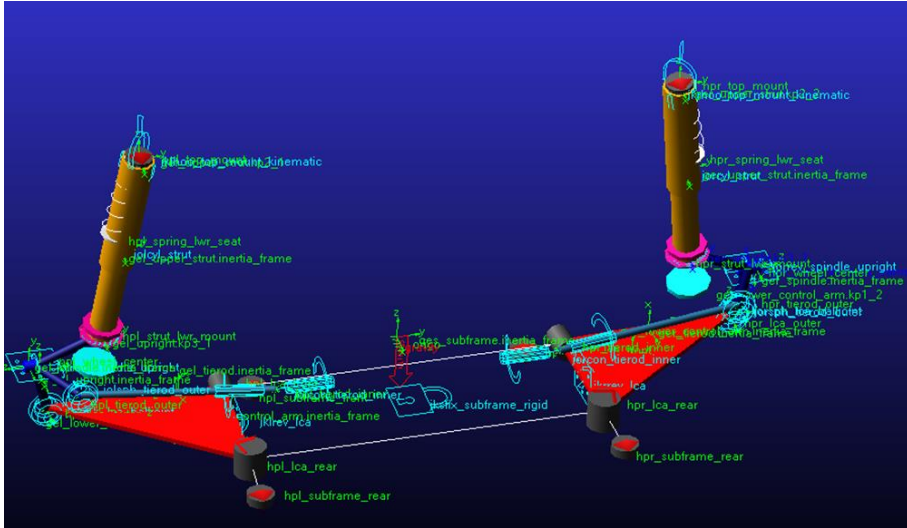
Şekil 3.5. K&C geliştirme süreci

### 3.3. Süspansiyon Sistemi Modellemesi

McPherson süspansiyon sistemi bağımsız bir süspansiyon sistemi ile olmakla beraber, Double Wishbone (Çift A-kollu) süspansiyon sistemine göre daha az sayıda parça içermesi, karmaşıklığının düşük olması, maliyet avantajı ve özellikle önden çekişli araçlar

için motor, şanzıman ve yarı aks yerleşimi göz önüne alınarak araç tasarım hacminde avantaj sağlamasıyla ön süspansiyon sisteminde yaygın olarak tercih edilmektedir.

Süspansiyon sisteminde amortisör, amortisör takozu, yay, tekerlek göbeği, travers, alt salıncak kolu ve burçlar bulunmaktadır. Süspansiyon modeli ADAMS/Car şablonlarından “McPherson suspension” temel alınarak geliştirilmiştir. Alt salıncak kolunun travers bağlantıları, akson bağlantısı, yay çanağı, amortisör akson bağlantısı, iç ve dış rotlar, amortisör kulesi gövde bağlantısı ve tekerlek merkezi noktasal olarak CAD model üzerinden elden edilerek modele aktarılmıştır. Böylece süspansiyonu oluşturan 11 adet hardpoint ve ilgili koordinatları ile toplam 33 değişken tanımlanmıştır (Şekil 3.6).

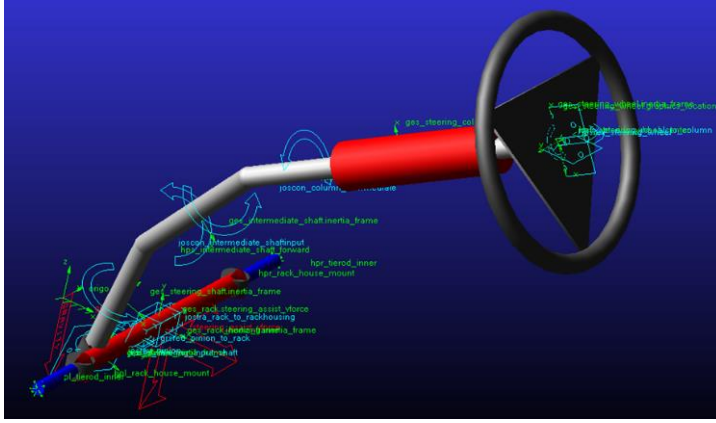


Şekil 3.6. ADAMS/Car süspansiyon modeli

Toe açısı ve kamber açısı süspansiyon parametreleri olarak ADAMS modeline girilmiştir. Her bir parça için kütle, malzeme tipi ve eylemsizlik moment bilgileri de modele tasarım pozisyonundaki geometri noktalarıyla eklenmiştir. Yay için kuvvet-uzama eğrileri, tekerlek süspansiyon hareketinin alt ve üst noktalarını belirleyen bumpstop ve reboundstop rijitliklerine ait kuvvet-deformasyon eğrileri, amortisöre ait kuvvet-hız eğrileri de modele eklenmiştir. Özellikle alt salıncak koluna ait burçların ve amortisör takozuna ait burcun kuvvet-yer değiştirme eğrileri de modele tanımlanmıştır.

### 3.4. Direksiyon Sistemi Modellemesi

Direksiyon sistemi içerisinde direksiyon simidi, iki kardan kavramaya sahip direksiyon mili, sonsuz dişli bağlantısına sahip direksiyon kutusu ve bu direksiyon kutusuna ait direksiyon rotları bulunmaktadır. Direksiyon alt sistemine dair ADAMS modeli, ADAMS/Car şablonlarından “Rack and Pinion Steering System” temel alınarak geliştirilmiştir. Direksiyon kutusunun araç bağlantı noktaları, iç rot, direksiyon miline ait kardan kavramasının merkezleri, direksiyon mili alt şaftının direksiyon kutusu ile olan bağlantısı ve direksiyon simidinin merkez koordinatları CAD model üzerinden teorik tasarım pozisyonlarından alınarak MBD modeline aktarılmıştır. Böylece 6 noktaya ait 18 değişken tanımlanmıştır (Şekil 3.7).

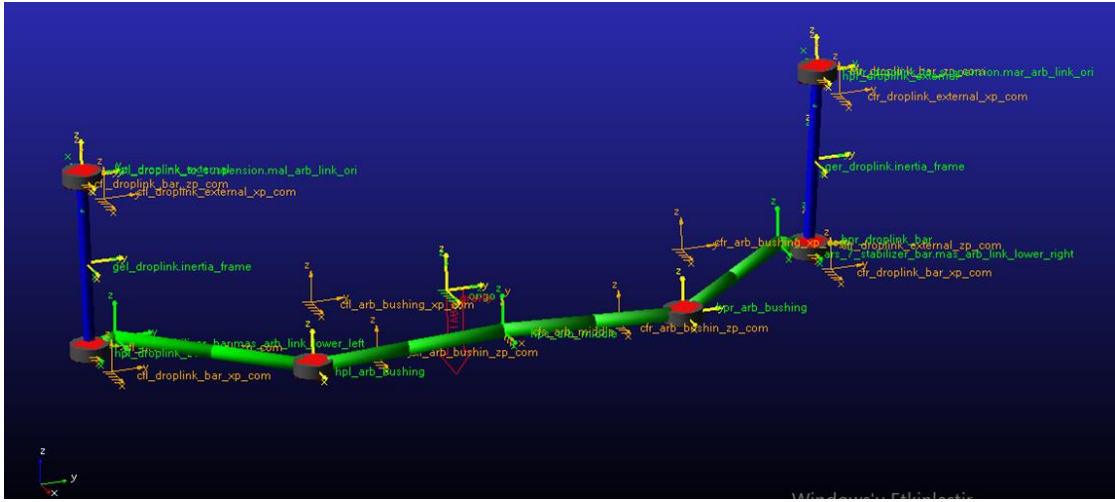


Şekil 3.7. ADAMS/Car direksiyon modeli

Her bir parça için kütle, malzeme tipi ve eylemsizlik moment bilgileri de modele tasarım pozisyonundaki geometri noktalarıyla eklenmiştir. Maksimum sonsuz dişli yer değişimi (direksiyon kutusunun doğrusal ekseninde kursu), direksiyon açısı ve sonsuz dişli oranları direksiyon parametreleri olarak ADAMS modeline girilmiştir. Direksiyon analizlerini gerçekleştirebilmek için direksiyon sisteminin çevrimsel olarak kaç dereceye sahip olduğunun uygulamaya girilmesi gerekir. Direksiyon kutusunun 144 mm kursu ve direksiyon oranının 53 olduğu ele alınarak toplam direksiyon açısı değerinin  $978^\circ$  ve her iki yöne  $\pm 478^\circ$  olduğu belirtilebilir. Direksiyon analizlerinde bu limitler kapsamında elastokinematik değerlendirmeler gerçekleştirilecektir.

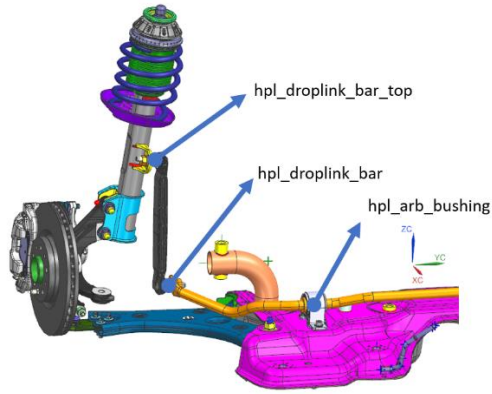
### 3.5. Burulma Çubuğu Modellemesi

Burulma çubuğu alt sistemi ise burulma çubuğu ile travers ve amortisör bağlantılarını içermektedir. Burulma çubuğunun başarılı modellenmesi özellikle tekerleklerin karşıt yönlü hareketi analizlerinde fiziksel testler ile korelasyonu sağlamada önemlidir. Burulma çubuğu geometrisinin oluşturulması adına 26 adet hardpoint kullanılmıştır. Koordinatları ile toplam 78 değişken içermektedir. Burulma çubuğunun olabildiğince fazla sayıda nokta ile tanımlanması sayesinde sistem davranışının fiziksel sonuçlar ile korelasyonu sağlanabilmektedir. Burulma çubuğu modelini iyileştirmek adına daha fazla sayıda geometri noktasının tanımlanması da mümkündür. Burulma çubuğunun travers bağlantıları, askı rotaları üzerinden amortisör kulesi bağlantıları da modelde tanımlanmıştır (Şekil 3.8).



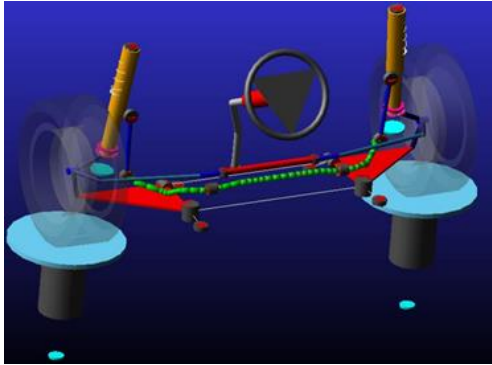
Şekil 3.8. Burulma çubuğu modeli

Geometri noktalarından “hpl\_droplink\_bar” ve “hpl\_droplink\_bar\_top” burulma çubuğunun amortisör kulesi ile olan bağlantılarını, “hpl\_arb\_bushing” ise burulma çubuğunun travers ile olan bağlantısını, “hps\_arb\_middle” ise burulma çubuğunun orta noktasını ifade etmektedir (Şekil 3.9). Burulma çubuğu modellemesine ait eleman tipi (kiriş eleman), dış çap, iç çap, malzeme, yoğunluk, young modülü, poisson oranı gibi bilgiler de modele girilmiştir.



**Şekil 3.9.** Burulma çubuğu geometri detayları

K&C modülünün compliance analizlerinde sonuçlarının anlamlı olmasını sağlamak adına süspansiyon burçlarının translasyonel ve rotasyonel sertlikleri, ilgili teknik resimlerden araç koordinatlarına göre uyarlanarak MBD modeline girilmiştir. Kurulan Süspansiyon sanal test bankosu olarak ADAMS/Car içerisinde bulunan “suspension test rig” kullanılarak aracın nihai montaj modeli oluşturulmuştur (Şekil 3.10).



**Şekil 3.10.** ADAMS/Car montaj modeli

### 3.6. Test Parametreleri

MBD testlerini gerçekleştirebilmek ve çoklu cisim dinamiği uygulamasının uygun sonuçlar verebilmesi adına süspansiyon parametrelerinin tanıtılması ve bazı parametrelerin çözücüye aktarılması gerekir. Bunlar yüksüz lastik yarıçapı, lastik rijitliği, aracın yaylı kütlesi, tekerlek kütlesi, aracın ağırlık merkezinin yüksekliği, aks aralığı, toe ve kamber açıları olarak belirtilebilir. Kurulan modelde yüksüz lastik yarıçapı olarak

yüklü lastiğe ait yarıçap girilerek lastik rijitliği ise yüksek bir değer tanımlanması tercih edilmiştir.

Sanal test bankosuna ait detaylar da çözücü içerisinde tanımlanmıştır. Dikey kuvvet uygulama ve kursun temas yüzeyinden hesaplanması gerektiği belirtilmiştir. Ayrıca direksiyon girdisi açılmal olarak tanımlanarak, araçta görülebilecek maksimum direksiyon açıları üst ve alt limit olarak belirlenmiş, analiz hassasiyeti için ise her derece başına bir birim olmak üzere analiz adımı belirlenmiştir.

### **3.7. Optimizasyon Adımları**

Optimizasyon çalışması ana olarak üç adımdan oluşmaktadır. Öncelikle K&C model validasyonu gerçekleştirilir, ardından deney tasarımı ile elastokinematik karakteristiklere en çok etki eden tasarım değişkenleri bulunur, son olarak da cevap yüzey matrisi ve genetik algoritma kullanılarak yapay sinir ağı modeli üzerinde seçili geometri noktalarına ait optimum değerleri bulunur. K&C model validasyonu ise genel olarak iki aşamadan oluşarak, öncelikle araca ve süspansiyon parçalarına ait önemli parametrelerin fiziksel olarak ölçülmesi ve korelasyonu, ardından sanal K&C model ile fiziksel K&C banko test sonuçları arasında korelasyonun yakalanması şeklindedir.

Çalışmada ilk adım olarak üzerinde çalışılacak araca ait parametrelerden ağırlık merkezinin yüksekliği, yaylı kütle, dingil mesafesi, aks yükleri, parçalara ait kütle ve eylemsizlik bilgileri, yay, amortisöre ait eğriler, yük altındaki lastik yarıçapı ve rijitliği, burulma çubuğu özellikleri gibi bilgiler ölçülerek ADAMS modeline girilmiştir. Süspansiyon sistemine ait hardpoint değerleri ise tasarım pozisyonunda kabul edilmiştir. Bu bilgiler ile statik korelasyon yakalanmaya çalışılmaktadır (Yahya Oz 2018). K&C analizlerinde anlamlı sonuçlar elde edebilmek için statik korelasyonun başarılı olması gerekmektedir.

Statik korelasyon ardından hassasiyet analizine geçiş yapılarak bütün süspansiyon sistemi içerisinde odaklanması gereken değişkenler bulunmuştur. En yüksek etkiye sahip bu noktaların bulunmasıyla beraber, bu noktaların belirli bir tasarım hacmi içerisinde



istatistiksel ve yapay sinir ağıları modelleri üzerinden gerçekleştirilen optimizasyona ait değerlerin sanal test bankosunda elde ettiği karakteristiklerin karşılaştırılması sağlanmıştır.

### **3.8. Hassasiyet Analizi**

Çalışma kapsamında hassasiyet analizi bir deney tasarımı ile gerçekleştirilmiştir. Hassasiyet analizi kapsamında bütün süspansiyona ait noktalar inceleneceği için, zaman maliyeti düşük olabilecek deney tasarımları incelenmiş ve ADAMS/Insight içerisinde yer alan yerleşik tasarım ürünlerinden kısmi faktöriyel ve Plackett-Burman potansiyel olarak seçilmiştir. Hassasiyet analizinin sonuçlarına göre de en etkili tasarım türü belirlenmiştir.

Kısmi faktöriyel ve Plackett-Burman tasarımları indirgenmiş faktöriyel tasarımlar olarak adlandırılırlar. Önemli değişkenleri taramak için sıklıkla kullanılırlar ve esas olarak iki seviyeli faktörler ile kullanılırlar. Bu tasarımlar sadece araştırma altındaki yanıtları etkileyen en önemli faktörleri belirlemekle ilgilenildiğinde iki seviyeli tarama deneyleri için uygundur. Kısmi faktöriyel, tam faktöriyel bir alt kümesi olarak daha az deneme gerektirir, ancak faktör etkileşimleri ana etkilerle karıştırılmasına neden olabilir. Bundan dolayı bu yöntem sadece tarama odaklı kullanılmalıdır.

Bu tasarım türleri, belirli koşullarda deneme sayısının belirlenmesini sağlar. Örneğin, dört faktör ve bir doğrusal model için mümkün olan tek deneme sayısı 8'dir. Beş faktör ve doğrusal bir model için 8 veya 16 deneme olacaktır. Kısmi faktöriyel deney tasarımı için deney sayısı ikinin katı olmalıdır (8, 16, 32 gibi).

Plackett-Burman tasarımları ise çok sayıda faktörün en önemlilerini bulmak için oldukça kullanışlıdır. Bu tasarımlar, herhangi bir klasik tasarım türünün en az sayıda çalışmasını gerektirir; ancak faktörler arasındaki etkileşimleri tahmin etmeye izin vermez. Plackett-Burman tasarımı için deney sayısı dördün katı olmalıdır (4, 8, 12, 16, 20, 24, 28, 32, 36, 40, 44, 48).

Söz konusu hassasiyet analizinde kullanılacak deney tasarımları, iki seviye tarama araştırma stratejisi (yöntemi) ile oluşturulmuştur. DOE tarama iki seviye yönteminde, bir sistemin davranışını en çok etkileyen faktörler ve faktörlerin kombinasyonları tanımlanır. Yanıtı potansiyel olarak etkileyebilecek her faktör göz önünde bulundurulur ve her birinin yanıtta ne kadar katkıda bulunduğunu belirlemek için bir tarama analizi kullanılır.

DOE tarama iki seviye yönteminde, bir aralığın yalnızca yüksek ve düşük değerleri seçilir ve bu nedenle iki seviyeli analiz olarak adlandırılır. Tarama, deneyi önemli faktörlerle sınırlandırmaya yardımcı olur ve önemli faktörleri veya etkileri atlamamayı sağlar.

### **3.9. RSM Analizi**

Hassasiyet analizinin ardından, en önemli faktörler üzerinde daha detaylı çalışabilmek adına cevap yüzey matrisi farklı tasarım tipleri ile oluşturulmuştur. Potansiyel olarak tam faktöriyel, Box-Behnken ve CCF seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir.

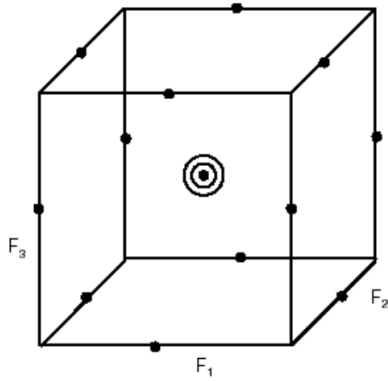
Bu yöntemde, polinomlar deneydeki denemelerin sonuçlarına uyarlanır. Uyarılama (fitting) işlemi, sistemin davranışına ve performansına ilişkin kullanımı kolay bir yaklaşım sağlar. Bu yöntem tez kapsamında optimizasyon çalışması için girdi olarak kullanılmıştır. RSM deneyleri aynı sayıda faktör için bir hassasiyet analizinden daha fazla sayıda test gerektirir. Bu nedenle önce bir hassasiyet analizi çalıştırmak, hangi faktörlerin önemli olduğunun belirlenmesi ardından bu yeni faktör alt kümesiyle bir RSM deneyi çalıştırılmalıdır.

Tam faktöriyel tasarım türlerinin en kapsamlısıdır ve faktörler için olası tüm düzey kombinasyonlarını kullanır. Bu tasarımda düzey sayısı  $m$  ve faktör sayısı  $n$  olmak üzere, toplam deney sayısı  $m^n$  kadardır. Toplam deney sayısı çok hızlı arttığından dolayı, tam faktöriyel yalnızca birkaç faktörlü deneyler için pratiktir.

Tam faktöriyel algoritması ile her faktör için farklı sayıda değere sahip karma seviyeli tasarımlar üretilebilir. Sabit bir listeden değerler alan ayrı değişkenlerin olduğu durumda karma düzey tasarımlar ortaya çıkabilir. Örneğin, karma düzeyli bir tasarım, biri iki

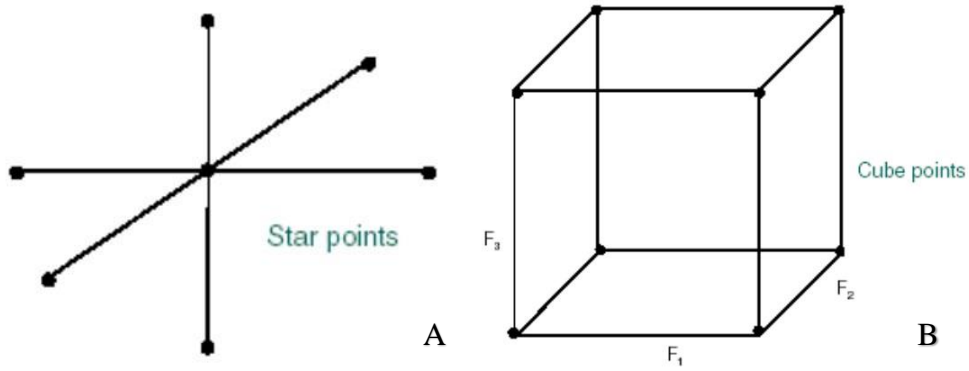
düzeyle, diğeri üç düzeyli iki tasarım değişkenine sahip olabilir. Böyle bir tasarım için deney sayısı  $2*3=6$ 'dır.

Box-Behnken tasarımları, tasarım uzayının düzlemleri üzerindeki noktaları kullanır (Şekil 3.11). Bir Box-Behnken tasarımı nispeten az sayıda deneme gerektirir. Örneğin, 12 faktörlü bir tasarım için, 12 merkez noktasına sahip toplam 204 denemeden oluşur. Deneme sayısı az olsa da sonuçlar faktör etkileşimi hakkında bilgi verir ve bu da bu tasarımları model tipinin ikinci dereceden olduğu RSM deneyleri için uygun hale getirir. Box-Behnken tasarımları her faktörün üç düzeyde kullanılmasını gerektirir ve 3, 4, 5, 6, 7, 9, 10, 11, 12 veya 16 faktörlü tasarımlar mevcuttur.



**Şekil 3.11.** Box-Behnken tasarımı (MSC Software 2022)

CCF tasarımları ise tasarım alanının köşelerindeki noktalara (küp noktaları) ek olarak her bir faktör eksenindeki noktaları (yıldız noktaları) ve merkez noktaları kullanır (Şekil 3.12 a, b). CCF tasarımı, Box-Behnken tasarımından nispeten daha fazla sayıda test üretir ve aynı tip problemlere uygulanabilir. Model türünün ikinci dereceden olduğu RSM deneyleri için CCF tasarımları kullanılabilir. Standart CCF tasarımları, deneydeki faktörlerin bir alt kümesi için kısmi faktöriyel veya tam faktöriyel tasarımı kullanır. Alt kümenin dışında kalan faktörler için CCF tasarımları ikinci dereceden etkileri tahmin eden ek noktalar kullanır. Bu tasarımlar, tüm faktör alanı üzerinde yüksek kaliteli tahmine izin verir.



**Şekil 3.12.** CCF tasarımı  
**A)** Yıldız noktaları **B)** Küp noktaları

Bir regresyon analizi yaparken amaç, denklem tarafından tahmin edilen değerler ile gerçek gözlenen değerler arasındaki hatayı en aza indirecek şekilde verilere bir denklemi (model olarak adlandırılan) sığdırmaktır. Tez kapsamındaki gözlenen değerler sanal test bankosu vasıtasıyla elde edilen değerler olacaktır. Bir modele ait sabit terim, doğrusal terimler, ikinci dereceden veya üçüncü dereceden terimler olabilir. Örneğin *iki faktörlü model formları*

$$\text{Lineer } R = a_1 + a_2 * F_1 + a_3 * F_2 + e$$

$$\text{Etkileşim } R = a_1 + a_2 * F_1 + a_3 * F_2 + a_4 * F_1 * F_2 + e$$

$$\text{Kuadratik } R = a_1 + a_2 * F_1 + a_3 * F_2 + a_4 * F_1 * F_2 + a_5 * F_1^2 + a_6 * F_2^2 + e$$

$$\text{Kübik } R = a_1 + a_2 * F_1 + a_3 * F_2 + a_4 * F_1 * F_2 + a_5 * F_1^2 + a_6 * F_2^2 + a_7 * F_1 * F_2^2 + a_8 * F_1^2 * F_2 + a_9 * F_1^3 + a_{10} * F_2^3 + e$$

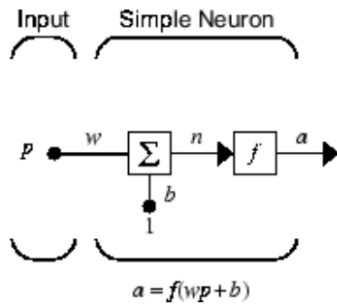
olarak tanımlanabilir. Burada cevap değeri R olmak üzere, ilk faktörün değeri  $F_1$ , ikinci faktörün değeri  $F_2$ ,  $a_1-10$  değerleri regresyon analizi ile hesaplanan katsayılar ve  $e$  ise regresyon analizi ardından kalan hata değeridir.

### 3.10. Yapay Sinir Ağları

Bir yapay sinir ağı tasarım sürecine ait iş akışının yedi ana başlığı bulunmaktadır. Bunlar veri toplama, ağ oluşturma, ağ düzenleme, katsayıları belirleme, ağı eğitme, ağın

validasyonu ve ağın kullanımı olarak belirtilebilir. Tez kapsamında yapay sinir ağları uygulaması için MATLAB içerisindeki “Deep Learning Toolbox” kullanılmıştır (Mathworks 2021). Bir sinir ağı oluşturulduktan sonra yapılandırılması ve ardından eğitilmesi gerekir. Yapılandırma, ağın çözülmesi istenen sorunla uyumlu olacak şekilde örnek verilerle beraber düzenlenmesini içerir. Ağ yapılandırıldıktan sonra ağ performansının optimize edilmesi ayarlanabilir ağ parametrelerinin ayarlanması gerekir. Bu ayar işlemi, ağın eğitimi olarak adlandırılır. Yapılandırma ve eğitim, ağa örnek veriler sağlanmasını gerektirir.

Sinir ağları için temel yapı taşı, tek girişli nörondur (Şekil 3.13). Bir nöronda gerçekleşen üç farklı fonksiyonel işlem vardır. İlk olarak  $p$  girdisi  $w$  çarpımını oluşturmak için  $w$  ağırlığı ile çarpılır. Ardından net girdi  $n$  oluşturulması için başka bir ağırlık  $b$  ile toplanır. Son olarak,  $a$  çıktısını üreten  $f$  transfer fonksiyonundan geçirilir. Sırasıyla bu üç işleme ağırlık fonksiyonu, net girdi fonksiyonu ve transfer fonksiyonu denir. Yapay sinir ağlarında belirtilen  $w$  ve  $b$  gibi parametreler ayarlanarak ağın belirli bir işi yapması veya istenen davranışı sergileyebilmesi için eğitilebilmesi mümkündür.

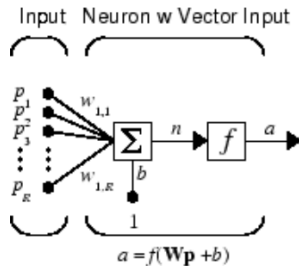


**Şekil 3.13.** Yapay sinir ağında nöron (Deep Learning Toolbox™ User’s Guide 2022)

Yapay sinir ağları kapsamında birçok transfer fonksiyonu kullanılabilir olsa da en yaygın kullanılanları doğrusal transfer fonksiyonu ve log-sigmoid transfer fonksiyonudur. Doğrusal transfer fonksiyonuna sahip nöronlar genellikle çok katmanlı ağların son katmanında ve fonksiyon uydurma (fitting) problemlerinde kullanılır. Alternatif olarak, çok katmanlı ağlar tan-sigmoid transfer fonksiyonu da kullanılabilir. Sigmoid transfer fonksiyonu, artı ve eksi sonsuz arasındaki bir değere sahip olan girdiyi kullanarak

çıktısını 0 ile 1 değeri arasına getirir. Bu tip transfer fonksiyonu türevi alınabildiği için çok tabakalı ağların gizli katmanlarında yaygın olarak kullanılır.

Basit nöron kurgusu, birçok girdiyi içine alabilecek şekilde genişletilebilir. Girdi elemanları  $p_1, p_2$  gibi olmak üzere, ağırlıklar olan  $w_1, w_2$  gibi parametreler ile çarpılarak  $Wp$  sonucu elde edilir. Yine basit kurguda olduğu üzere, nöron net girdi  $n$  oluşturulabilmesi için ağırlık  $b$  ile toplanır (Şekil 3.14).

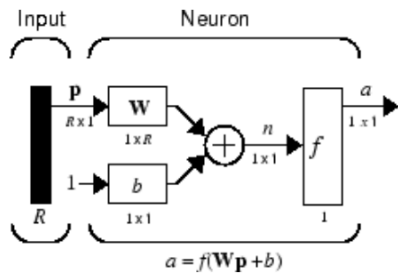


Şekil 3.14. Vektör girdiye sahip nöron (Deep Learning Toolbox™ User's Guide 2022)

Burada transfer fonksiyonuna konu olan *net girdi* ise

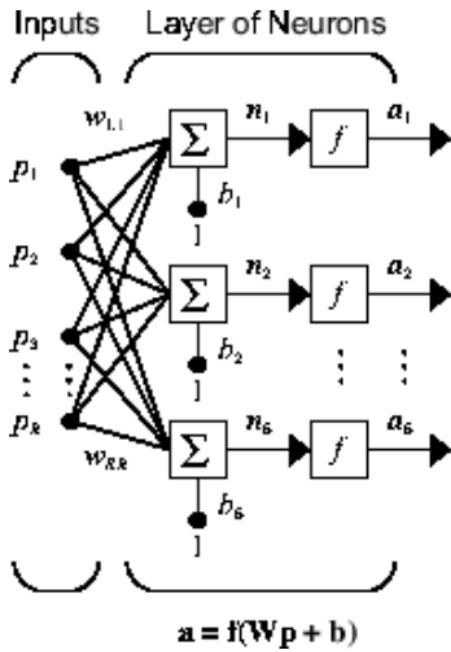
$$n = w_{1,1}p_1 + w_{1,2}p_2 + \dots + w_{1,R}p_R + b$$

olarak tanımlanır. Ancak bu gibi bir gösterim oldukça fazla ayrıntı içermektedir. Bundan dolayı, genellikle daha sade ve kısaltılmış bir gösterim kullanılmaktadır. Burada giriş vektörü  $p$  düz bir dikey çubukla temsil edilir. Burada  $p$  bir  $R$  girdi öğelerinin vektörüdür. Bu girdiler ise  $R$  sayıda sütuna sahip  $w$  ağırlığı ile çarpılır. Daha önce olduğu gibi bu çarpıma  $b$  ile toplanarak transfer fonksiyonu için  $n$  girdisini oluşturur. Böylece ağ için katman tanımlanmış olur.



Şekil 3.15. Basit ağ yapısı (Deep Learning Toolbox™ User's Guide 2022)

İki veya daha fazla nöron bir katmanda birleştirilebilir ve belirli bir ağ bu tür bir veya daha fazla katman içerebilir.  $R$  sayısında girdi elemanlarına sahip ve  $S$  sayısında nöronlara sahip bir ağ ele alınabilir (Şekil 3.16). Bu ağda,  $p$  girdi vektörünün her bir elemanı,  $W$  ağırlık matrisi aracılığıyla her bir nöron girdisine bağlıdır. Burada her nöron, kendi çıktısı  $n$  oluşturulması adına kendi ağırlık parametrelerini kullanır. Birlikte değerlendirilen  $n$  değerleri ile, nöron katmanı çıktıları  $a$  sütun vektörünü oluşturur. Burada vurgulanması gereken önemli durum ise, bir katmandaki girdi sayısının toplam nöron sayısından farklı olabileceğidir. Böylece söz konusu ağ katmanı, belirli bir nöron sayısı ile sınırlı değildir.



**Şekil 3.16.** Tek katmanlı nöronlara ait ağ yapısı

Çok katmanlı ileri beslemeli (feed-forward) sinir ağları, hem fonksiyon uydurma (function-fitting), hem örüntü tanıma (pattern recognition) hem de tahmin problemleri için kullanılabilir. İleri beslemeli ağlar genellikle bir veya daha fazla gizli sigmoid nöron katmanına sahiptir. Doğrusal olmayan transfer fonksiyonlarına sahip çoklu nöron katmanları, ağın girdi ve çıktı vektörleri arasındaki doğrusal olmayan ilişkileri öğrenmesine izin verir. Bu şekliyle ilgili ağlar doğrusal olmayan regresyon problemleri için elverişli hale gelir.

Ağ tasarım sürecine başlamadan önce örnek verilerin toplanması gerekir. Bir sinir ağı, bu ağı eğitmek için kullanılan veriler kadar doğru olabilir. Veriler ağın kullanılacağı girdi aralığını kapsamalıdır. Çok katmanlı ağlar, eğitildikleri girdi aralığı içinde iyi bir tahmin yapabilirler. Ancak, bu aralığın dışında tahmin yetenekleri nispeten düşüktür, bu nedenle eğitim verilerinin tüm girdi uzayını kapsaması önemlidir.

Sinir ağlarının eğitiminde genellikle veriler öncelikle üç kümeye bölünür. İlk alt küme ağ ağırlıklarını güncellemek için kullanılan eğitim kümesidir. İkinci küme ise doğrulama için kullanılır. Doğrulamada oluşan hatalar kaydedilir ve ağ ağırlıkları minimum doğrulama seti hatasında dondurulur. İleri beslemeli ağlar için varsayılan performans göstergesi ortalama hatanın karesidir. *Ağ çıktısı a ve hedef çıktı t olmak üzere performans*

$$F = mse = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (e_i)^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (t_i - a_i)^2$$

olarak tanımlanır. Söz konusu performansı iyileştirmek için herhangi bir sayısal optimizasyon algoritması kullanılabilir ancak ağ ağırlıklarına göre ağ performansının gradyan bazlı veya Jacobianı üzerine geliştirilen optimizasyon yöntemleri başarılıdır. Gradyan ve Jacobian, ağ üzerinden geriye doğru hesaplamalar yapmayı içeren geri yayılım algoritması adı verilen bir teknik kullanılarak hesaplanır.



## 4. BULGULAR

Alt başlıklar içerisinde, tez kapsamında elde edilen analizler incelenmektedir. ADAMS/Car ortamında modellenen bir McPherson süspansiyonunun sanal K&C sonuçları ile fiziksel K&C test bankosundan elde edilen ölçümler ile karşılaştırılarak sunulmaktadır. Genel olarak, sanal ve fiziksel sonuçların korelasyonu tatmin edici düzeyde olduğu kabul edilebilir. Bu sonuçlar, yeni süspansiyon ayarlarının (değişik geometri noktaları veya burç rijitlikleri) sanal olarak denenmesine ve sonuçların daha fazla fiziksel test yapılmadan alınmasına yardımcı olarak geliştirme süresini ve maliyetlerini azaltacaktır. Ardından korelasyona sahip direksiyon kinematik analizleri üzerinde, RSM ve NN yöntemiyle optimizasyon çalışması gerçekleştirilecektir.

### 4.1. K&C Dikey Tekerlek Hareketi Çoklu Cisim Dinamiği Sonuçları

K&C analizi yapılmadan önce statik bir korelasyon sağlanır. MBD modelindeki araçla ilgili değerler, teorik tasarım parametreleri gerçek araçla tam olarak örtüşmediğinden dolayı ölçümlere dayalı olarak değiştirilir (Yahya Oz 2012). Bu değerler, yaylı kütle, ağırlık merkezi yüksekliği, aks yükleri, dingil mesafesi, tekerlek kütlesi, tekerlek izi ve yük altındaki lastik yarıçapını içerir. Sanal model boyunca kullanılan noktalar ise teorik tasarım konumları olarak bırakılmıştır.

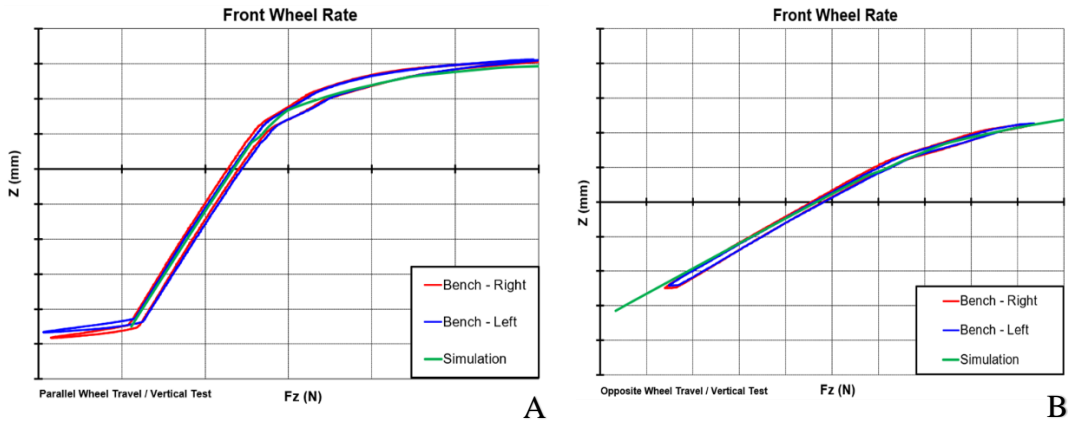
ADAMS/Car süspansiyon sanal test bankosu kullanılarak paralel yönde tekerlek hareketi, zıt yönde tekerlek hareketi, direksiyon cevabına ait K&C analizleri gerçekleştirilmiştir. Tez kapsamında odak noktası direksiyon kinematiki olduğu için, seçilen süspansiyon modeli direksiyon cevabı bazında iyileştirilecektir.

Dikey hareket testleri, paralel tekerlek hareketi ve zıt tekerlek hareketi analizini içerir. Paralel tekerlek hareketi, her iki tekerleğin aynı anda yukarı veya aşağı hareket etmesinin benzetimini sağlar (örneğin, bir tümsek üzerinden geçerken, her iki süspansiyon tekerleği de aynı anda tam sarsıntı ve geri tepme değerleriyle etkilenir). Öte yandan, karşıt tekerlek hareketi analizi, tekerleği benzer şekilde dikey olarak etkinleştirerek aynı çıktıları kontrol eder; ancak, bir tekerlek süspansiyon üst noktasına doğru giderken, diğer tekerlek karşıt

olarak alt noktaya doğru salınma geçer. Bu tür bir analiz, özellikle bir manevra yaparken süspansiyonun davranışını anlamaya yardımcı olur. Her iki analiz de temas alanından yalnızca Z ekseninde etkinleştirilen tekerleklerle yapıldığından dikey testler olarak sınıflandırılabilir.

#### 4.1.1. Wheel rate

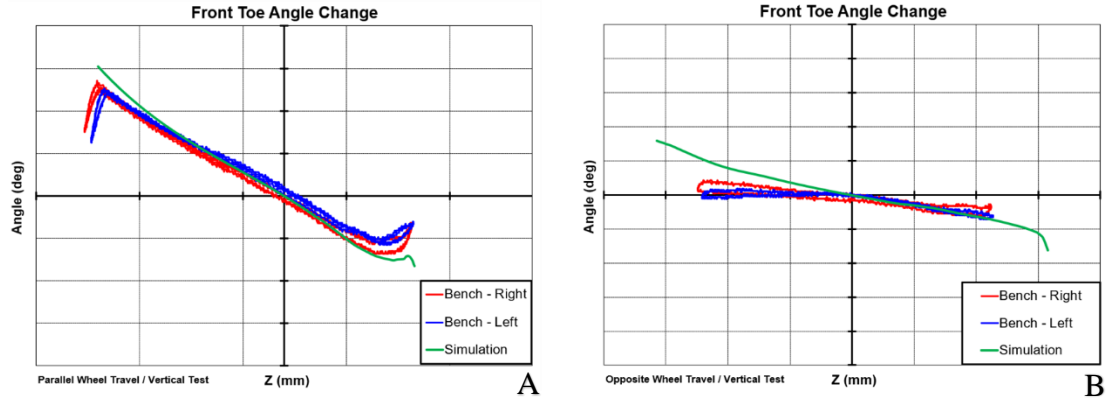
En temel K&C analizlerinden biri wheel rate eğrisidir (Şekil 4.1 a, b). Bu eğri, tekerlek kursuyla ilgili olarak tekerlek üzerindeki dikey kuvvetin değişimini gösterir. K&C analizinden elde edilen değerler, gizlilik amacıyla gizlenmiştir. Paralel tekerlek hareketinde lineer bölge yayların etkisini gösterir. Grafiğin sol ve sağ taraflarında geri tepme-durdurma (reboundstop) ve çarpma-durdurma (bumpstop) koşullarının hangi kursta aktif olduğu görülebilir. Bu analiz aynı zamanda, sarsıntı ve geri tepme koşullarında olduğu gibi maksimum tekerlek kurslarının kontrol edilmesini sağlar. Bu kapsamda süspansiyon histerezisini de değerlendirmek mümkündür. Karşıt tekerlek hareketinde, bu test konfigürasyonunda burulma çubuğu bileşeni bir burulmaya maruz kaldığı için wheel rate eğrisi üzerindeki viraj denge çubuğunun etkisini kontrol etmek ve hesaplamak mümkündür (Harzheim ve Warnecke 2010).



**Şekil 4.1.** Wheel rate eğrisi  
A) Paralel teker hareketi B) Karşıt teker hareketi

#### 4.1.2. Ride steer

Diğer bir temel K&C analizi, tekerlek hareketine dayalı toe açısı değişimidir (Şekil 4.2 a, b). Sürüş gereksinimleri nedeniyle, binek araçlarda önden savrulma tepkisi (understeer) istenmektedir. Bunu başarmak için sürüş sırasında, ön süspansiyonun toe-out ve arka süspansiyonun toe-in açısına sahip olması gerekir. Süspansiyonun bu şekilde ayarlanması viraj dengesini artıracaktır. Toe açısı, tekerlek kamberinin olumsuz etkilerini ortadan kaldırmayı ve düz bir yolda seyahat ederken tekerleklerin düzgün ve eşit bir şekilde dönmesini sağlamayı amaçlar. Genellikle beklenen varyasyon  $\pm 0,5^\circ$ 'nin altındadır (Peicheng vd. 2021; Suh ve Yoon 2018). Buna aynı zamanda ride steer denir ve dikey ekseninde belirli tekerlek kursları dikkate alınarak varyasyonu için hedefler tanımlanır. Toe açısında daha düşük bir varyasyon, düz çizgi kararlılığını ve lastik aşınmasını iyileştirir.



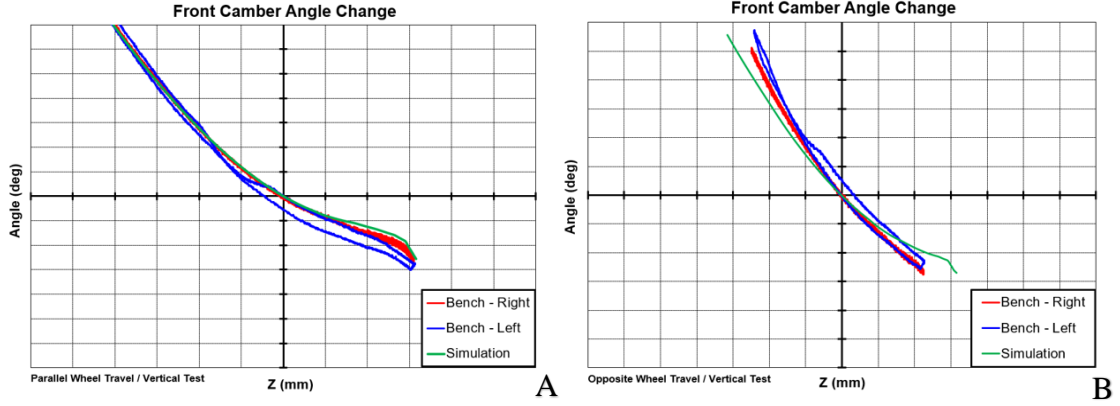
Şekil 4.2. Ride steer

A) Paralel teker hareketi B) Karşıt teker hareketi

#### 4.1.3. Kamber açısı değişimi

K&C analizi ile değerlendirilebilecek diğer bir parametre ise kamber açısındaki değişimdir (Şekil 4.3 a, b). Baskın tekerlek (genellikle ön aks) yukarı doğru hareket ettikçe (tekerleğe yük uygulandığı için) kamber değişikliğinin negatif olması hedeflenir. Viraj alma kabiliyetini artırmak için süspansiyonlarda tekerleklerin yol ile temas yüzeyini en üst düzeye çıkaracak çözümler aranır. Genel olarak, statik değer ve varyasyon  $0^\circ \sim 1^\circ$  aralığındadır (Peicheng vd. 2021). Bu analiz aynı zamanda sürüş kamberi olarak da

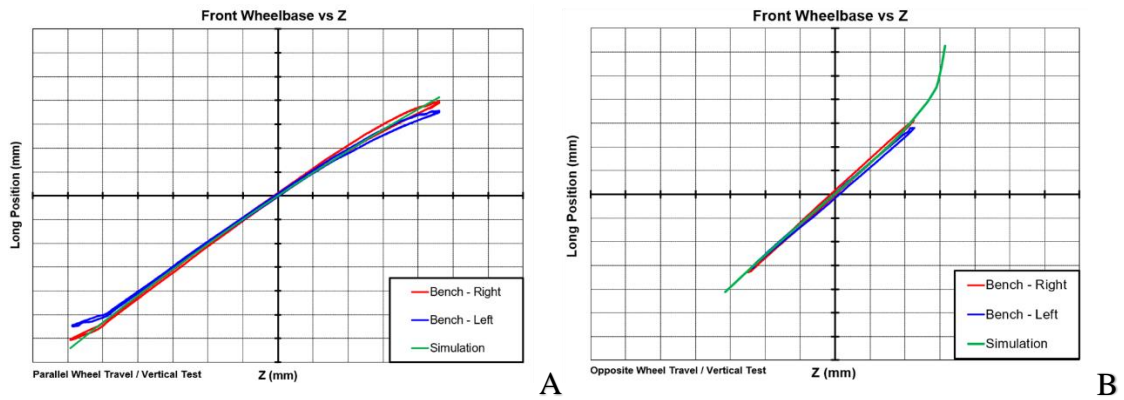
adlandırılır. Kamber açısındaki varyasyonun, lastik aşınmasını azaltmaya yardımcı olmak için daha küçük bir değere sahip olması amaçlanır (Kakria, Sriharsha, ve Wagh 2015).



**Şekil 4.3.** Kamber açısı değişimi  
A) Paralel teker hareketi B) Karşıt teker hareketi

#### 4.1.4. Dingil mesafesi değişimi

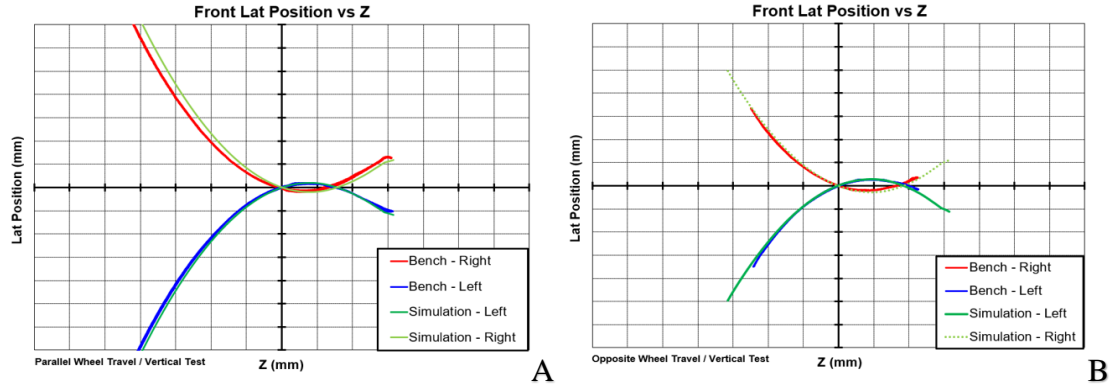
Tekerleklerin dikey hareketine tepki olarak X eksenindeki yer değiştirme (dingil mesafesini artırma veya azaltma gibi) özellikle uzunlamasına konfor kapsamında konfor performansı için temel bir parametredir (Şekil 4.4 a, b). Araç bir cisme çarparsa ve tekerlekler kaçış yönünde hareket ederse, bu konfor artırıcı bir özelliktir. Aynı mantıkla eğer araç cisimden kaçmak yerine cismin yönünde hareket ediyorsa konforu azaltan bir ön analiz sayılabilir.



**Şekil 4.4.** Dingil mesafesi değişimi  
A) Paralel teker hareketi B) Karşıt teker hareketi

#### 4.1.5. Tekerlek merkezi değişimi

Tekerlek süspansiyon kursu boyunca artikülasyonu ile ilgili olarak Y eksenindeki (yanal, tekerlek izi) tekerlek pozisyonunun değişimi de tekerlek hareketi K&C testinde kontrol edilen bir parametredir. Toe açısı ve kamber açısı değişikliği için rebound durumundaki hafif bir sapma dışında, tekerlek dikey hareketi için sonuçlar kabul edilebilir (Şekil 4.5 a, b). Hesaplamalı MBD model tahminlerinin, dikey tekerlek hareketi testini simüle etmede tatmin edici bir şekilde korelasyona sahip ve bu kapsamda deney tasarımı ile yeni simülasyonlar için güvenilir olacağı belirtilebilir.



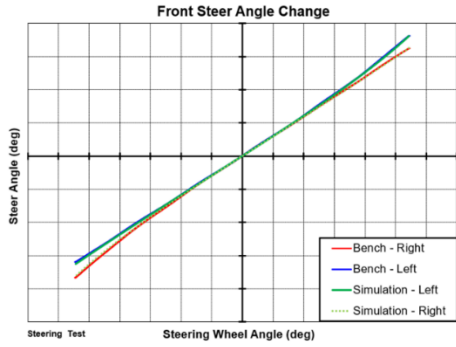
Şekil 4.5. Tekerlek merkezinin yatayda değişimi  
A) Paralel teker hareketi B) Karşıt teker hareketi

#### 4.2. K&C Direksiyon Çoklu Cisim Dinamiği Test Sonuçları

Direksiyon analizi hem sol hem de sağ yönlerde maksimum direksiyon dönüşü sırasında kontrol edilen ve direksiyon kutusu kremayer dişlisi hareketi ile sınırlandırılan K&C özelliklerini kapsar. Direksiyondaki önemli parametrelerden biri, direksiyon simidinin açısasal yer değiştirmesinin yönlendirilen tekerleklerin açısasal yer değiştirmesine oranı olan direksiyon oranıdır (Wei, Shi, ve Lin 2013). Kamber değişimi, dikey tekerlek hareket testlerindeki gibi direksiyon kinematikiğinde de kontrol edilir. Son olarak, tam direksiyon açısı aktivasyonu ile ilgili olarak tekerlek merkezi konum değişikliğini kontrol etmek de mümkündür ve ilgili eğriler alt başlıklarda eklenmiştir. Tekerlek merkezi konumu, düz bir sürüş dengesi üzerinde kritik bir etkiye sahiptir (B. M. Kim vd. 2014). Simülasyon sonuçları, fiziksel banko verileriyle iyi bir korelasyon göstermektedir.

### 4.2.1. Direksiyon açısı değişimi

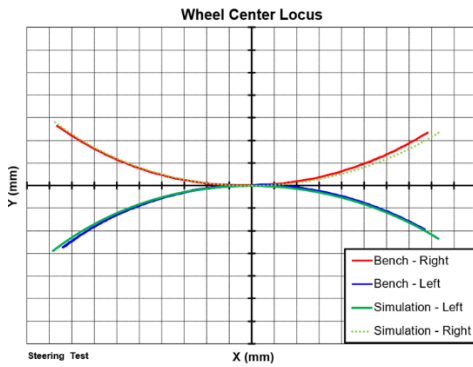
Direksiyon açısı değişimine dair sonuçlar, direksiyon simidinin tam sol ve tam sağa çevrilmesiyle tekerleklerin ne kadar yönlendirildiğini derece cinsinden gösterir (Şekil 4.6). Bu veri aynı zamanda direksiyon oranı (steering ratio) olarak da adlandırılır. Çalışma kapsamında iyi bir korelasyon yakalandığı belirtilebilir.



Şekil 4.6. Direksiyon simidi açısına karşılık direksiyon açısı

### 4.2.2. Tekerlek merkezi değişimi

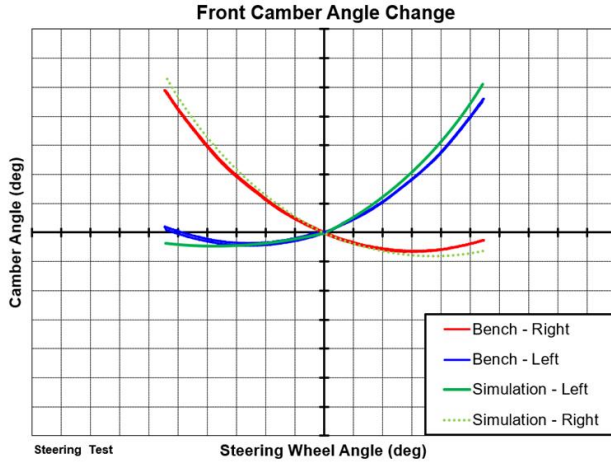
Tekerlek merkezi, dönüş manevrası sırasında (sürücü tarafından araca direksiyon girdisi verildiğinde) süspansiyon geometrisi nedeniyle konumunu olduğu gibi korumaz. Tekerlek merkezinin bu durumda boyuna yöne göre yanal yönde yer değiştirme gerçekleştirecektir (Şekil 4.7). Tekerlek merkezi yer değiştirmeleri ADAMS modeliyle kuvvetli bir şekilde ilişkili olduğundan, direksiyon girdisine dayalı tekerlek kinematığının uygun şekilde tanımlandığını belirtmek mümkündür.



Şekil 4.7. Teker merkezi değişimi

### 4.2.3. Kamber açısı değişimi

Kamber açısı, temel ön düzen açılarından biridir ve tekerlek düzleminin araç eksenine göre dikey olarak yaptığı açı olarak tanımlanır. Lastiğin üst kısmı dışa doğru eğimli olduğunda pozitif, üst tarafı içe eğimli olduğunda ise negatiftir. Direksiyon açısının kamber açısı üzerindeki değişime etkisini bulunmaktadır (Şekil 4.8). Çalışma, bu davranışı simüle eden nispeten başarılı bir model olarak kabul edilebilir, ancak; sol teker için kamber açısı değişiminde, ADAMS modelinin fiziksel sonuçlara göre daha da geliştirilebileceğini göstermektedir.



Şekil 4.8. Kamber açısı değişimi

### 4.3. K&C Performans Tablosu

K&C özelliklerine ve gerçekleştirilen analizler temel alınarak geliştirilen araç modeli için bir sentez oluşturulmuştur (Çizelge 4.1). Karakteristikler için minimum ve maksimum değerler, ilgilenilen araç projesi için rakip araçlar, önceki deneyimler ve talep edilen araç dinamiği hedefleri temel alınarak belirlenmiştir. Gizlilik nedeniyle maksimum hedef %100 olarak kurgulanmış, her satır için değerler normalleştirilmiştir. Wheel rate değerleri, zıt tekerlek hareketi %100 olarak kabul edilerek diğer değerler bu sonuca göre gösterilmiştir.

Kısaca, dikey tekerlek kinematiği hedeftedir ve genel olarak banko testi ile iyi bir korelasyon korunmuştur. Ackerman hatası ve kamber açısı değişimi için belirlenen K&C

hedefleri karşılanmadığından, süspansiyon noktalarını tahmin ve optimize etmek için bir DOE ve NN çalışması planlanmıştır.

**Çizelge 4.1.** K&C performans tablosu

Analiz Tipi		K&C Karakteristiği	Birim	Alt Hedef	Üst Hedef	K&C Banko	Sanal Model
Paralel Hareketi	Tekerlek	Ride Steer Varyasyonu (+10 mm bump konumunda)	derece	35%	100%	53%	63%
Paralel Hareketi	Tekerlek	Ride Steer Varyasyonu (+40 mm bump konumunda)	derece	24%	100%	40%	43%
Paralel Hareketi	Tekerlek	Kamber Açı Değişimi (+40 mm bump konumunda)	derece	43%	100%	46%	50%
Paralel Hareketi	Tekerlek	Kaster Açısı	derece	73%	100%	87%	96%
Paralel Hareketi	Tekerlek	Paralel Wheel Rate (zeminde)	N/mm	-	-	43%	42%
Karşıt Hareketi	Tekerlek	Karşıt Wheel Rate (zeminde)	N/mm	-	-	100%	104%
Karşıt Hareketi	Tekerlek	Anti-Roll Bar Etkisi	N/mm	-	-	57%	62%
Karşıt Hareketi	Tekerlek	Ride Steer Varyasyonu (+10 mm bump konumunda)	derece	35%	100%	37%	43%
Karşıt Hareketi	Tekerlek	Ride Steer Varyasyonu (+40 mm bump konumunda)	derece	24%	100%	26%	27%
Karşıt Hareketi	Tekerlek	Kamber Açı Değişimi (+40 mm bump konumunda)	derece	43%	100%	69%	51%
Direksiyon		Direksiyon Oranı	-	81%	100%	92%	93%
Direksiyon		Kaster İzi	mm	83%	100%	83%	86%
Direksiyon		Kingpin Açısı	derece	80%	100%	84%	85%
Direksiyon		Ackerman Hatası	derece	56%	100%	119%	126%
Direksiyon		Kingpin Ofset	mm	83%	100%	95%	98%
Direksiyon		Kamber Açı Varyasyonu	derece	65%	100%	120%	128%



## 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Tezin bu bölümünde, McPherson ön süspansiyon montaj MBD modeli için bir deney çalışması tasarımı yapılmıştır. Direksiyon analizinde kamber açısı değişimini ve Ackerman hata performansını en çok etkileyen kilit noktalar belirlenmiştir. Temel noktalar tanımlandıktan sonra, bu noktaları optimize etmek ve direksiyon kinematiğini iyileştirmek için bir RSM çalışması ve ardından NN ile genetik algoritma optimizasyon çalışması yürütülmüştür.

### 5.1. Deney Tasarımı Taraması (İki Seviye)

DOE tarama stratejisi, bir sistemin davranışını önemli ölçüde etkileyen faktörlerin kombinasyonlarını belirler. Bu yöntemde, hedef K&C yanıtını etkileyebilecek McPherson süspansiyon sabit noktaları, her bir önemli nokta değişikliğinin genel yanıtına kadar katkıda bulunduğunu görmek için bir tarama analizi ile hassasiyet analizi gerçekleştirilmiş olur.

Bir tarama DOE, "iki seviyeli" adından da anlaşılacağı gibi, ayar aralığından yalnızca yüksek ve düşük değerleri seçer. Tarama, testlerin en ilgili parametrelere odaklanmasına olanak tanır ve hiçbir temel faktörün veya etkinin gözden kaçırılmamasını garanti eder. ADAMS/Car içerisinde, ADAMS/Insight tarafından kullanılmak üzere simülasyon sırasında maksimum mutlak değerleri kaydetmek üzere Ackerman hatası ve kamber açısı değişimi için iki tasarım hedefi oluşturulur. Bu değerler oluşturulan deney tasarımı kapsamının sonucunda en aza indirilmesi gereken değerlerdir.

ADAMS/Insight içerisinde oluşturulan deney tasarım matrisi ön süspansiyon kompleksinin yirmi bir faktörünü içeren yedi noktası baz alınarak oluşturulmuştur. Seçilen noktalar, alt salıncak kolu (travers ve akson bağlantıları), McPherson amortisör kulesinin üst gövde ve alt akson bağlantısı ile iç ve dış rot bağlantılarının X, Y ve Z koordinatlarıdır.

Doğrusal model ve kısmi faktöriyel DOE tasarım tipi ile DOE taraması, 232 çalışma ile tamamlanmıştır. Daha önemli bir etkiye sahip olan kilit noktalar, kamber değişimi ve

Ackerman hatası üzerindeki en kritik faktörler olarak seçilmiştir. Bu yaklaşımın gelecekteki çalışmalar için bir potansiyel olup olmadığını kontrol etmek için Plackett-Burman tasarım tipi lineer model ile de tarama hedefi gerçekleştirilmiştir. Plackett-Burman, en kritik faktörleri bulmak için çok az sayıda deneme gerektirdiğinden (bu örnekte, 24 veya 48 olmak üzere), görevi tamamlamak için gereken süre önemli ölçüde daha azdır. Plackett-Burman tasarımları, en önemlilerini belirlemek için birçok önemsiz değişkeni elemeye izin veren bir yöntemdir. Bu tasarımlar, herhangi bir geleneksel tasarım türünden daha az işlem gerektirir; ancak, faktör etkileşimlerini tahmin etmeye izin vermez.

Sonuçlara dayalı olarak optimizasyon için en etkili beş faktör seçilmiştir. Optimizasyon çalışmasında eniyileme yapılacak tasarım değişkenlerine ait noktalar spesifik olarak, dış rot bağlantısı (X ve Y koordinatları), alt salıncak kolunun akson bağlantısı (Y koordinatı), iç rot bağlantısı (X koordinatı) ve McPherson amortisör kulesinin üst gövde bağlantısıdır (X koordinatı). Bu noktalar, direksiyon ön düzen açılarını oluşturmaları ve dolayısıyla direksiyon kinematiğine yüksek etki etmeleri nedeniyle çalışmada odaklanılmıştır (Çizelge 5.1).

**Çizelge 5.1.** McPherson süspansiyon noktaları için Ackerman hatası ve kamber açısı varyasyonunun hassasiyet analizi

	Koordinat	Kısmi Faktöriyel % Etki	Plackett-Burman % Etki
<b>Ackerman Hatası</b>			
dış tie-rod	Y	36,7	32,73
alt salıncak kolu	Y	30,34	25,28
iç tie-rod	X	10,5	11,48
<b>Kamber Açısı</b>			
dış tie-rod	X	20,9	18,79
alt salıncak kolu	Y	15,46	12,93
amortisör kulesi	X	14,47	14,06
dış tie-rod	Y	13,69	10,78

Plackett-Burman ile 24 çalışma ile gerçekleştirilen sonuçlara göre, Ackerman hatası ve kamber açısı değişimi üzerinde %10'dan fazla etkisi olan anahtar parametrelerin, kısmi faktöriyel çalışmada tanımlanan beş nokta ile aynı olduğu görülmektedir. Bu, Plackett-Burman yönteminin McPherson K&C süspansiyon testlerinde gelecekteki duyarlılık analizleri için uygun bir seçim olabileceğini göstermektedir. Sonuçların uygunluğu,  $R^2$  (R-Squared) ve  $R^2_{adj}$  (Adjusted R-Squared) tarama hedefleri için değerlerin 1'e yakın olduğundan dolayı uygun olarak ifade edilebilir (Çizelge 5.2). Benzer K&C aktivitesi için de 0,85'ten yüksek bir  $R^2_{adj}$  değeri hedeflenmiştir (Paliwal vd. 2015).

**Çizelge 5.2.** Tarama analizi uygunluk değerleri

Cevap	Kısmi Faktöriyel		Plackett-Burman	
	R2	R2adj	R2	R2adj
Ackerman Hatası	9.9898e-01	9.8829e-01	9.9260e-01	9.7705e-01
Kamber Açısı	9.9827e-01	9.8012e-01	9.8648e-01	9.5808e-01

## 5.2. Deney Tasarımı Cevap Yüzeyi Yöntemi

Tezin bu bölümünde, DOE cevap yüzeyi yöntemiyle Ackerman hatasını ve kamber açısı değişimini en aza indirmek hedeflenmiştir. Kullanılan beş faktör, DOE tarama yöntemiyle tanımlanan noktalardır. Tasarım ortamı açısından minimum etkiyi yaratmak için, her bir faktör için değerler (noktaların koordinatları) DOE tarama yönteminde tanımlandığı gibi +/- 5mm aralığındadır.

Yanıt yüzeyi yaklaşımı, optimizasyon için bir regresyon modeli kullanarak istatistiksel deney tasarımlarını ampirik model oluşturma ile birleştirir. İstatistiksel deney tasarımı, az sayıda testten hızlı ve verimli bir şekilde bilgi toplamak ve deneysel masrafları azaltmak için değerli bir araçtır. Yanıt daha sonra deneysel bir model kullanılarak belirli bağımsız değişkenlere bağlanır. DOE yönteminin birincil konsepti, hazırlanmış bir dizi deneme boyunca tüm ilgili parametreleri eşzamanlı olarak çeşitlendirmek ve matematiksel bir model kullanarak bulguları bütünleştirmektir (Witek-Krowiak vd. 2014). Bu genellikle mevcut verilere uyması için regresyon analizinin kullanılmasını içerir.

DOE tasarım matrisi, üç farklı yöntem kullanılarak oluşturulmuştur. İkinci dereceden merkezi kompozit yüzölçümü (CCF), ikinci dereceden Box-Behnken (BB) ve tam faktöriyel lineer model kullanarak deneylerinin tasarımı optimizasyon çalışmasını yürütülmüştür. İkinci dereceden bir tam faktöriyel tasarım kullanmak çok sayıda simülasyon nedeniyle çok maliyetlidir; dolayısıyla CCF ve Box-Behnken, bu modellerin umut verici sonuçlar gösterip göstermediğini kontrol etmek için eklenmiştir. Az sayıda denemeye rağmen, CCF ve Box-Behnken ile elde edilen bulgular genellikle faktör etkileşimi hakkında bilgi sağlayarak bu tasarımları RSM araştırmaları için uygun hale getirir. Optimize edilmiş noktalar, toplam maliyet fonksiyonunun karesi alınmış toplamlar olarak tanımlanmasıyla bulunur. Optimize edilmiş noktaların tanımlanmasından sonra, ilgili noktaları ayarlayarak yeni koordinatlar MBD modeline eklenir ve sanal test teçhizatı ile K&C testi tekrar gerçekleştirilir. MBD simülasyon test donanımından elde edilen K&C özelliklerinin kare toplamları, her yöntemin performansını gösteren toplam maliyet olarak kabul edilir.

İkinci dereceden modele sahip CCF tasarım türü, görevi gerçekleştirmek için yalnızca 31 çalıştırma gerektirmiştir. Temel ön süspansiyon geometrisi ile karşılaştırıldığında, Ackerman hatasında %14,4 ve kamber varyasyonunda %25,7 iyileştirme elde edilmiştir (Çizelge 5.3). Buna karşılık, ikinci dereceden bir modele sahip Box-Behnken tasarım tipi, hedefi sonuçlandırmak için 46 çalışma gerektirmiştir. Temel ön süspansiyon geometrisi ile karşılaştırıldığında, Ackerman hatasında %23,84 ve kamber varyasyonunda %24,45 iyileştirme elde edilmiştir. Her iki ikinci dereceden model de sanal test teçhizatı sonuçlarına kıyasla düşük hatalar göstermiştir.

Sonuçlar ayrıca, 32 testten oluşan bir deney tasarımı kapsamında doğrusal etkileşim tam faktöriyel tasarımıyla da karşılaştırılmıştır. Tam faktöriyel, daha kötü bir tahmin performansına rağmen, Box-Behnken ile karşılaştırılabilir bir iyileştirme sunarak daha az çalıştırma gerektirmiştir. Box-Behnken önerilen noktalar üzerinde MBD simülasyonunda daha iyi tahminler göstermesine rağmen, tam faktöriyel doğrusal etkileşimlerin kullanılması optimizasyon için daha az zamana ihtiyaç duymasını sağlamıştır. Hem Ackerman hatası hem de kamber açısı değişimi için değerler, verilerin gizliliğini sağlamak adına her bir spesifik karakteristik için izin verilen maksimum hedef değer

olarak 1'e normalleştirilmiştir. Temel süspansiyon, 1,26'lık Ackerman hatasına ve 1,28'lik kamber açısı değişimine sahip olduğu K&C performans tablosunda gösterilmiştir.

**Çizelge 5.3.** RSM optimizasyon sonuçları

Model	Ackerman Hatası				Kamber Açı Değişimi				Maliyet
	Tahmin	MBD	Hata	Gelişim	Tahmin	MBD	Hata	Gelişim	
<b>Kuadratik CCF</b>	1,074	1,081	0,68%	14,40%	0,956	0,951	-0,53%	25,70%	2,072
<b>Kuadratik Box-Behnken</b>	0,958	0,962	0,39%	23,84%	0,97	0,967	-0,27%	24,45%	1,860
<b>Lineer Etkileşim Tam Faktöriyel</b>	0,975	0,987	1,15%	21,84%	0,960	0,952	-0,82%	25,61%	1,880

### 5.3. Yapay Sinir Ağları Yaklaşımı

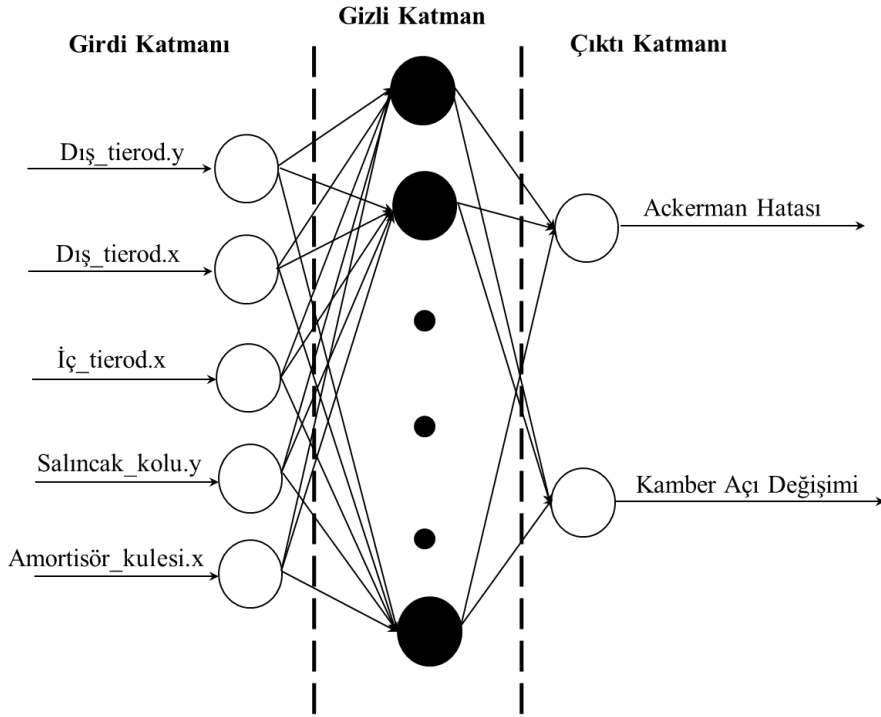
Bir sinir ağı, beynin nörolojik olarak nasıl çalıştığının matematiksel bir modelidir. Beynin öğrenme sürecini taklit etmek için bağlantılı sinir hücrelerinin ağını matematiksel olarak modeller. Bir sinir ağı, katmanlara dahil edilen nöronlar adı verilen birbirine bağlı öğelerin veriye dayalı bir modelidir ve sinir ağı modellemesi için yeterli girdi ve çıktı verileri gereklidir. Gizli katmana sahip bir giriş ve çıkış katmanları, geleneksel bir sinir ağını oluşturur (Kant ve Sangwan 2015). Gizli katmandaki yapılandırılabilir ağırlıklara sahip nöronlar sayesinde ağ, girdi ve çıktı değişkenleri arasındaki karmaşık korelasyonları hesaplayabilir. Ağırlıkların ayarlanması “eğitim” adı verilen süreçle gerçekleştirilir ve cevap yüzey matrisindeki regresyon katsayılarının hesaplanmasına benzerdir. Bu amaçla çapraz doğrulamalı denetimli bir öğrenme tekniği kullanılır (Chow vd. 2002). Ağırlıklar ilk önce rastgele seçilir ve daha sonra gerçek ve ağ çıktıları arasındaki farklılıkları en aza indiren ağırlıkları keşfetmek için yinelemeli bir süreç kullanılır.

İleri beslemeli sinir ağı, en popüler sinir ağı mimarisidir. İleri beslemeli ağ, bilgi veya sinyallerin girişten çıkışa yalnızca bir yönde gönderildiği ağdır. Herhangi bir doğrusal olmayan sürekli fonksiyon, bir geri yayılım yöntemiyle üç katmanlı bir ileri beslemeli sinir ağı kullanılarak kesin olarak tahmin edilebilir (Ahmadi 2012). Geri yayılım (Backpropagation) algoritması en sık kullanılan algoritmadır. Geri yayılım öğrenme algoritması, ağın ortalama kare hatasını (MSE) azaltmak için bir gradyan arama stratejisi kullanır (Mandal, Pal, ve Saha 2007). Bu eğitim prosedüründe, çıktı nöronlarının sonuçları ile gerçek çıktılar arasındaki hata hesaplanır ve ağ üzerinden geri iletilir. Algoritma, yanlışlığı azaltmak için her ardışık katmandaki ağırlıkları değiştirir. Bu işlem, gerçek ve hesaplanan çıktılar arasındaki fark önceden belirlenmiş bir hata gereksinimini karşılayana kadar devam ettirilir. Bu çalışmada sinir ağı modeli, Ackerman hatası ve kamber açısı değişimi olmak üzere iki çıkış nöronu ve direksiyon kutusu dış rot (X ve Y koordinatları), alt salıncak kolunun akson bağlantısı (Y koordinatı), direksiyon kutusu iç rot (X koordinatı) ve amortisör kulesi üst bağlantısı (X koordinatı) olmak üzere beş girdi etmeni içerir.

Yapay sinir ağlarının cevap yüzey matrisine göre gücü, önceki verilerden öğrenebilmesi, önceden uygun bir fonksiyonunun tanımına ihtiyaç duymaması ve evrensel yaklaşım kapasitesine sahip olması gerçeğinden gelir, bu da pratikte herhangi bir doğrusal olmayan fonksiyona yaklaşık olarak yakınsayabileceği anlamına gelir (Desai vd. 2008). Optimizasyon için, sinir ağı modelleri amaç fonksiyonları olarak ele alınabilir. Ancak, gradyan tabanlı yöntemler gibi geleneksel yaklaşımları kullanarak bir sinir ağı modelini optimize etmek, modelin türevlerini hesaplamının zorluğu nedeniyle zordur. Doğal seleksiyon yaklaşımı ile evrim kavramları üzerine kurulan genetik algoritmalar, sürekli olmayan veya türevi alınamayan amaç fonksiyonlarına sahip problemler için etkili bir arama ve optimizasyon aracı olduğunu göstermiştir. Bir popülasyon kullanarak, genetik algoritma tüm çözüm uzayını inceler. İlk başta rastgele bir popülasyon oluşturulur. Her bireyin uygunluğunu değerlendirmek için bir amaç fonksiyonu kullanılır. Sinir ağı modelleri bu anlamda amaç fonksiyonu olarak kullanılmaktadır (J. Wang ve Wan 2009). Uygunluk değerlendirmesinin tamamlanmasından sonra, bir sonraki nesli oluşturmak için uygunluklarına göre seçilen bireyler üzerinde mutasyon, çaprazlama gibi genetik algoritma işlemleri gerçekleştirilir. Bu yöntem, optimal bir çözüm bulunana kadar

tekrarlanır. Literatürdeki kitaplar, bir problem çözme ve optimizasyon aracı olarak genetik algoritmaların uygulanmasına ilişkin ayrıntılı bir genel bakış sağlar (Goldberg 1989; Holland 1992). MATLAB R2021a, bu çalışmada sunulan tüm NN modellerini ve genetik algoritmaları uygulamak için kullanılmıştır.

Ağın topolojisini tanımlamak, bir sinir ağı modelleme tekniği geliştirmenin ilk aşamasıdır. Bir sinir ağının topolojisi esas olarak probleme özgü olduğundan, tasarım parametreleri için somut bir kurallar dizisi yoktur. Sonuç olarak, bir sinir ağı için tasarım parametrelerinin seçilmesi genellikle deneme yanılmanın bir kombinasyonudur. Bu çalışmada geliştirilen sinir ağı konfigürasyonu 5-14-2 yapısına sahiptir. Beş girdi, bir gizli katmanda on dört nöron ve iki çıktıdan oluşmaktadır (Şekil 5.1).



**Şekil 5.1.** Kullanılan sinir ağı mimarisinin şeması

Her veri seti için verilerin %70'i eğitim, %15'i test ve %15'i doğrulama için kullanılır. Eğitim, Bayesian metodu ile gerçekleştirilmiş ve model performansı, ortalama hata kareleri (MSE) ve Pearson katsayısı (R) açısından değerlendirilmiştir (Çizelge 5.4).

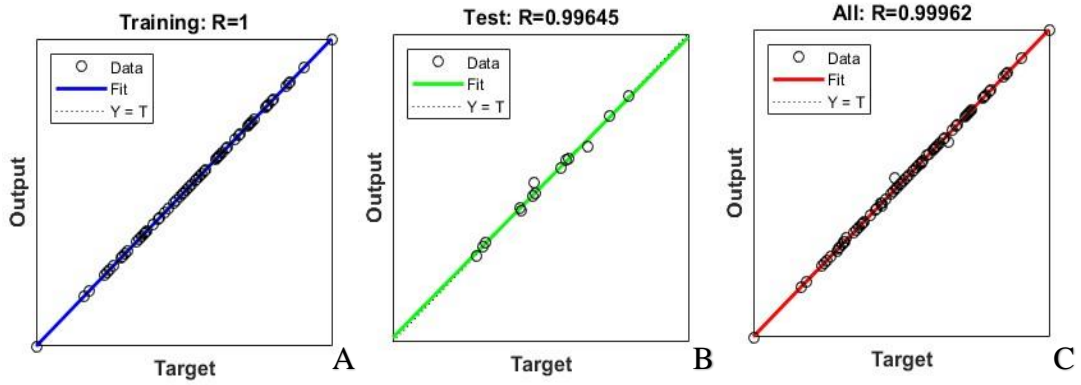
**Çizelge 5.4.** NN model performansı

Veri Seti	MSE			R		
	Deney Sayısı	Eğitim	Test	Eğitim	Test	Toplam
Tam Faktöriyel	32	6,6386E-15	0,0002024	1	0,99774	0,99986
CCF	31	3,598E-17	0,001208	1	0,99902	0,99985
Box-Behnken	46	4,5997E-15	0,0007073	1	0,99645	0,99962

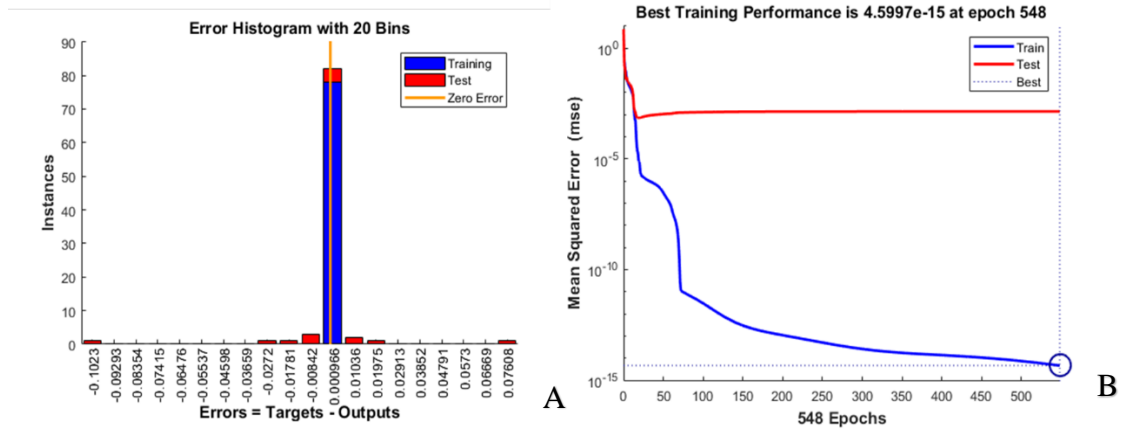
Çapraz doğrulama, verileri belirli oranlarda alt kümelerine bölerek ağırları değerlendirmek için kullanılan istatistiksel bir tekniktir. Bu araştırmada, verileri test, doğrulama ve büyük bölümünü ise sinir ağı modeli eğitimi için kullanılan veriler olmak üzere alt kümelere bölerek çapraz doğrulama için bir hold-out yöntemi kullanılmıştır (Deep Learning Toolbox™ User's Guide 2022). Bu teknik, veri seti neredeyse nadir olduğundan tercih edilir ve eğitim, test ve doğrulama için kullanılır. Ağın doğruluğunun yüksek olduğu, over-fitting olmadığı, ağın karmaşık bir yapıya sahip olmadığı ve verilerin de uygun olduğu görülmektedir. YSA modeli ve tahminleri bu çalışmada Pearson korelasyon katsayısı (R) 0.99'dan yüksek olduğunda ve iyi bir ortalama kare hata (MSE) değerleri aldığı kaydedilmiştir. R-değerinin yanında MSE de seçilmesinin nedeni, over-fitting durumunu önlemek ve doğruluğu artırmaktır.

Mevcut sinir ağı modeli, yüksek tahmin kabiliyetine sahip bir NN modeli sunar. RSM çalışmaları kapsamındaki deneysel sonuçlar alınmış ve sinir ağı modelleri için girdi seti olarak kullanılmıştır. NN ile hesaplanan tahminler, deneysel verilerle karşılaştırılmıştır (Şekil 5.2 a, b, c). İlgili eğrilerden de görüldüğü gibi NN modeli eğitim verilerine mükemmel bir şekilde uymaktadır ve tahminler doğrulama veri setindeki deneylere oldukça yakındır. Bu sonuçlar, deneysel bir model olarak sinir ağlarının potansiyelini göstermektedir (Şekil 5.3 a, b).





**Şekil 5.2.** Box-Behnken veri seti ile kurulan sinir ağı modeli  
**A) Eğitim B) Test C) Bütün veriler**

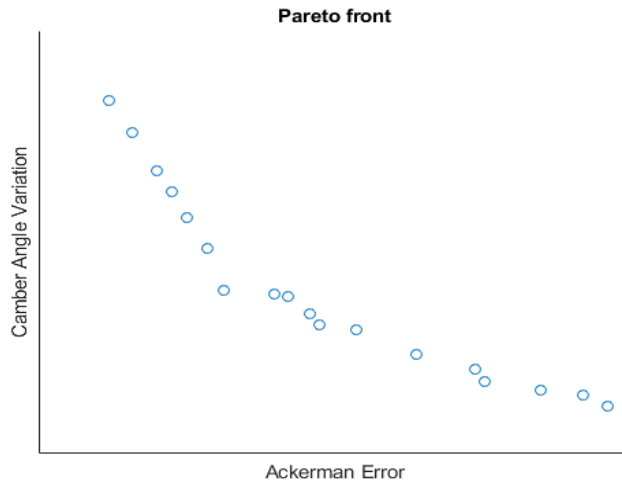


**Şekil 5.3.** BB veri seti ile sinir ağı modelin hata histogram ve öğrenme eğrisi  
**A) Hata histogramı B) Öğrenme eğrisi**

Vekil tabanlı optimizasyon yöntemi, özellikle optimizasyon modeli hesaplaması açısından maliyetli değerlendirmelere dayalı olarak kurulan durumda için de optimizasyon süreçlerinde önemli bir rol oynar (Jin, Chen, ve Simpson 2001; Pfrommer vd. 2018; G. G. Wang ve Shan 2007). NN, veri setlerinde belirsizlikler ve gürültü olması durumunda da daha iyi tahminler sağlama avantajına sahiptir (Bulut vd. 2022). Yapay sinir ağlarının önceki durumlardan öğrenebileceği ve yeni durumlar için tahmin yapılması durumunda verimli hareket edebileceğinden, tasarım hacmi dışındaki sonuçların tahmin edilmesi için de tercih edilir.

Kabul edilebilir bir sinir ağı modeli geliştirildikten sonra optimizasyona başlamak mümkündür. Bu kapsamda incelenen durum için ideal Ackerman hatası ve kamber açısı

değişimi değerleri, bir genetik algoritma kullanılarak oluşturulan NN modelinin girdi uzayı optimize edilerek bulunmuştur. NN yanıtları, 500'lük bir popülasyon ve 0,8'lik bir çaprazlama oranı ile 1000 neslin altında optimal değerlere etkin bir şekilde yakınsamıştır. Pareto front eğrisi üzerinde çizilen sonuçlara göre, karesi alınan Ackerman hatası ve kamber açısı değişiminin minimum toplamına sahip çözüm çifti optimizasyon sonucu olarak kabul edilmiştir.



**Şekil 5.4.** Pareto front eğrisi tam faktöriyel veri seti ile eğitilmiş sinir ağı modeli

Tam faktöriyel veri seti ile yapılan optimizasyon çalışması, Ackerman hatasını %28,27 ve kamber açısı değişimini %26,83 oranında iyileştirmiş ve RSM yöntemlerinden daha iyi performans sağlamıştır (Çizelge 5.5). Öngörülen değerler ve MBD simülasyonu arasındaki fark, RSM lineer etkileşim tam faktöriyel yönteminden daha iyi performans göstermiştir. CCF veri seti ile yapılan çalışma, Ackerman hatasını %26,39 ve kamber açısı değişimini %26,76 oranında iyileştirmiş, iyileştirme açısından RSM yöntemlerinden daha iyi performans göstermiş ve tam faktöriyel veri seti ile eğitilmiş NN modele kıyasla ise tahmin hatası açısından daha iyi performans göstermiştir. BB veri seti ile yapılan çalışma, Ackerman hatasını %23,99 ve kamber açısı değişimini %28,38 oranında iyileştirmiştir. Toplam maliyet, DOE RSM bölümünün optimizasyon performans değerlendirmesine benzer şekilde değerlendirilmiş olup, sanal test teçhizatından elde edilen Ackerman hatasının ve kamber açısı değişim değerlerinin karelerinin toplamı ile elde edilmiştir. Çalışma sonucunda genetik algoritma optimizasyonu gerçekleştirilen tüm NN modelleri, RSM metoduna kıyasla daha iyi bir performans göstermiştir.

**Çizelge 5.5.** RSM ve NN için optimizasyon sonuçları

Model	Ackerman Hatası				Kamber Açı Değişimi				Toplam Maliyet
	Tahmin	MBD	Hata	Gelişim	Tahmin	MBD	Hata	Gelişim	
Kuadratik CCF	1,074	1,081	0,68%	14,40%	0,956	0,951	-0,53%	25,70%	2,072
Kuadratik Box- Behnken	0,958	0,962	0,39%	23,84%	0,97	0,967	-0,27%	24,45%	1,860
Doğrusal Etkileşim Tam Faktöriyel	0,975	0,987	1,15%	21,84%	0,960	0,952	-0,82%	25,61%	1,880
NN ve GA (CCF Veriseti)	0,930	0,929	-0,13%	26,39%	0,938	0,937	-0,12%	26,76%	1,742
NN ve GA (BB Veriseti)	0,962	0,960	-0,25%	23,99%	0,919	0,917	-0,22%	28,38%	1,761
NN ve GA (Tam Faktöriyel Veriseti)	0,899	0,906	0,74%	28,27%	0,932	0,937	0,52%	26,83%	1,697

#### 5.4. Değerlendirme

Geliştirilen MBD simülasyon modeli, bu tez kapsamında fiziksel K&C test bankosu verileriyle korelasyona ulaştırılmıştır. Model, genel olarak K&C kapsamında kompakt segment binek araç bağımsız ön süspansiyon için kritik süspansiyon kinematiği özellikleri için tatmin edici sonuçlar göstermiştir.

En etkili geometri koordinatları, Ackerman hatası ve kamber açısı değişimi gözetilerek DOE taraması ile McPherson süspansiyon direksiyon kinematiği içinde bulunmuştur. Seçilen kilit koordinatlarda DOE RSM ve NN ile genetik algoritma yardımıyla optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Tarama ve optimizasyon çalışmaları için farklı stratejiler değerlendirilmiştir. Tarama için Plackett-Burman tanımlanması ve GA optimizasyonu ile tam faktöriyel veri seti ile eğitilmiş NN modeli, en umut verici sonuçları gösterdikleri için birincil süreç olarak seçilmiştir.

Geleneksel RSM yöntemleriyle karşılaştırıldığında, aynı deney veri setiyle eğitilen NN modelleri, Ackerman hatasında %14 daha fazla iyileştirme ve kamber açısı varyasyonunda ise %5,2 daha fazla iyileştirme sağlamıştır.

Optimum sabit noktaları bulmak, K&C karakteristik etkileşimleri ile karmaşık bir görev olduğundan ve araç ortamında sınırlı tasarım alanı bulunduğundan, mühendisler mevcut tasarım ortamından en iyi sonuçları bulmalıdır. NN modelleriyle yapılan optimizasyon süreci, temel ön süspansiyonun kritik noktaları için +/- 5 mm tasarım hacmi aralığında Ackerman hatasında %28'den ve kamber açısı değişiminde %26'dan fazla bir iyileşme sağlayarak RSM yöntemleriyle elde edilemeyen geliştirme sağlanmış ve tarama dahil olmak üzere toplam 56 deney seti ile bu sonuçlar elde edilmiştir. Sonuç olarak, bu kapsamda önerilen hibrit NN-GA tekniğinin, araç süspansiyonlarının K&C özelliklerinin modellenmesi ve optimizasyonu için geleneksel RSM yaklaşımına kıyasla umut verici bir alternatif olduğu gösterilmiştir.

## KAYNAKLAR

- Ahmadi, Mohammad Ali. 2012. "Neural network based unified particle swarm optimization for prediction of asphaltene precipitation". *Fluid Phase Equilibria* 314: 46–51. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fluid.2011.10.016>.
- Akhmedov, D. A., ve B. A. Aliboev. 2021. "Kinematic Optimization of the Steering and Suspension Systems of a Modernized Car". *Russian Engineering Research* 41(6): 484–88.
- Altıparmak, Duran vd. 2013. *Motorlu araçlar teknolojisi süspansiyon sistemleri*. Ankara: MEGEP.
- Van Der Auweraer, Herman vd. 2017. "Virtual Sensing Based on Design Engineering Simulation Models". *ICEDyn2017: International Conference on Structural Engineering Dynamics, Ericeira* (July).
- Bauer, Mike, ve Masayoshi Tomizuka. 1996. "Fuzzy logic traction controllers and their effect on longitudinal vehicle platoon systems". *Vehicle System Dynamics* 25(4): 277–303.
- Benaziz, Marouane, Samuel Nacivet, Jérémie Deak, ve Fabrice Thouverez. 2013. "Double tube shock absorber model for noise and vibration analysis". *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* 6(2): 1177–85.
- Bian, X. L., B. A. Song, ve W. Becker. 2003. "The optimisation design of the McPherson strut and steering mechanism for automobiles". *Forschung im Ingenieurwesen/Engineering Research* 68(1): 60–65.
- Bulut, Emre, Emre İsa Albak, Gökhan Sevilgen, ve Ferruh Öztürk. 2022. "Prediction and optimization of the design decisions of liquid cooling systems of battery modules using artificial neural networks". *International Journal of Energy Research* (December 2021): 1–16.
- Chen, Yung Chuan, Hsing Hui Huang, ve Chen Wei Weng. 2019. "Failure analysis of a re-design knuckle using topology optimization". *Mechanical Sciences* 10(2): 465–73.
- Chow, T. T., G. Q. Zhang, Z. Lin, ve C. L. Song. 2002. "Global optimization of absorption chiller system by genetic algorithm and neural network". *Energy and Buildings* 34(1): 103–9.
- Christopherson, J., M. Mahinfalah, ve Reza N. Jazar. 2012. "Suspended decoupler: A new design of hydraulic engine mount". *Advances in Acoustics and Vibration* 2012.
- Cioban, Horia, Lucian Butnar, ve Constantin Ghita. 2012. "Studies regarding molding process for industrial rubber products". *Materiale Plastice* 49(3): 158–62.
- Czop, Piotr. 2011. "Application of an inverse data-driven model for reconstructing

wheel movement signals”. *Metrology and Measurement Systems* 18(3): 491–500.  
*Deep Learning Toolbox™ User’s Guide*. 2022. The MathWorks, Inc.  
[https://www.mathworks.com/help/pdf\\_doc/deeplearning/nnet\\_ug.pdf](https://www.mathworks.com/help/pdf_doc/deeplearning/nnet_ug.pdf).

Desai, Kiran M. vd. 2008. “Comparison of artificial neural network (ANN) and response surface methodology (RSM) in fermentation media optimization: Case study of fermentative production of scleroglucan”. *Biochemical Engineering Journal* 41(3): 266–73.

Esfahani, Mohammad Iman Mokhlespour, Masoud Mosayebi, Mohammad Pourshams, ve Ahmad Keshavarzi. 2010. “Optimization of double wishbone suspension system with variable camber angle by hydraulic mechanism”. *World Academy of Science, Engineering and Technology* 61(December): 299–306.

Fouzi, M. S.M., M. S.M. Sani, ve M. F.R. Ishak. 2019. “Identification dynamic behaviour of disc brake based on finite element model updating approach”. *Journal of Physics: Conference Series* 1262(1).

Gao, Yimin. 2012. “Vehicle Vehicle Dynamics and Performance”. İçinde *Encyclopedia of Sustainability Science and Technology*, ed. Robert A Meyers. New York, NY: Springer New York, 11481–502. [https://doi.org/10.1007/978-1-4419-0851-3\\_799](https://doi.org/10.1007/978-1-4419-0851-3_799).

Gillespie, Thomas D. 1992. “Fundamentals of Vehicle Dynamics”.

Gipser, Michael. 1999. “FTire, a new fast tire model for ride comfort simulations”. *International ADAMS User’s Conference Berlin* (September): 1–11.  
[https://www.memoryleak.de/res/ftire\\_eng\\_1.pdf](https://www.memoryleak.de/res/ftire_eng_1.pdf).

Goldberg, David E. 1989. *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*. Addison-Wesley Professional.

Gysen, Bart Ludo Jozef. 2011. *Generalized Harmonic Modeling Technique for 2D Electromagnetic Problems Applied to the Design of a Direct-Drive Active Suspension System*.

Harzheim, Lothar, ve Ulrike Warnecke. 2010. “Robustness optimization of the position of an anti-roll bar link to avoid the toggling of a rear axle stabilizer”. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 42(2): 315–23.

Holland, John H. 1992. *Adaptation in natural and artificial systems: an introductory analysis with applications to biology, control, and artificial intelligence*. The MIT Press.

Huang, Hsing Hui, ve Si Liang Chen. 2019. “Effect of compliant linkages on suspension under load”. *Mechanical Sciences* 10(2): 505–16.

Jaafari, Seyed Mohammad Mehdi, ve Kourosh Heidari Shirazi. 2016. “A comparison on optimal torque vectoring strategies in overall performance enhancement of a passenger

car”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 230(4): 469–88.

Jin, R., W. Chen, ve T. W. Simpson. 2001. “Comparative studies of metamodelling techniques under multiple modelling criteria”. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 23(1): 1–13.

Jing, Lixin, Liguang Wu, Xuepeng Li, ve Yu Zhang. 2017. “Study on kinematic and compliance test of suspension”. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 231(1).

Jonasson, M., ve M. Thor. 2017. “Steering redundancy for self-driving vehicles using differential braking”. *Advanced Vehicle Control - Proceedings of the 13th International Symposium on Advanced Vehicle Control* (December 2016): 23–30.

Kakria, Sahil, Ivn Sriharsha, ve Milind Wagh. 2015. “Modeling and simulation study of BAJA SAEINDIA all terrain vehicle (ATV) using integrated MBD-FEA approach”. *SAE Technical Papers* (2015-26–0219).

Kang, D O vd. 2011. “Robust design optimization of suspension system by using target cascading method”. *International Journal of Automotive Technology* 13(1): 109–22.

Kant, Girish, ve Kuldip Singh Sangwan. 2015. “Predictive modelling and optimization of machining parameters to minimize surface roughness using artificial neural network coupled with genetic algorithm”. *Procedia CIRP* 31: 453–58.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.procir.2015.03.043>.

Karanja, Bethuel, ve Elin Skoog. 2015. “Experimental Investigation of Rolling Losses and Optimal Camber and Toe Angle”. KTH Royal Institute of Technology.

Kazemi, Mohsen, Kourosh Heydari Shirazi, ve Afshin Ghanbarzadeh. 2012. “Optimization of semi-trailing arm suspension for improving handling and stability of passenger car”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 226(2): 108–21.

Khan, Arshad vd. 2021. “A Review on Design and Assembly of Go- Kart Steering System”. (10): 193–97.

Kim, Bo Myung, Jae Won Kim, Il Dong Moon, ve Chae Youn Oh. 2014. “Optimal combination of design parameters for improving the kinematics characteristics of a midsize truck through design of experiment”. *Journal of Mechanical Science and Technology* 28(3): 963–69.

Kim, Guryong vd. 2012. “Study on durability and reliability of strut type suspension noise based on experimental methods”. *Journal of Mechanical Science and Technology* 26(1): 21–29.

Liang, Jihui, ve Lili Xin. 2012. “Simulation analysis and optimization design of front

suspension based on ADAMS”. *Mechanika* 18(3): 337–40.

Liarokapis, D. E., A. G. Zarifis, J. Trahanas, ve G. G. Tzabiras. 2015. “Experimental investigation of the wake flow of a bulk-carrier model using a five-hole pitot arrangement”. *Maritime Technology and Engineering - Proceedings of MARTECH 2014: 2nd International Conference on Maritime Technology and Engineering* (June): 885–92.

Liu, X., Wang, M., Wang, X., Li, C., Guo, H., & Luo, J. 2015. “Hardpoint correlation analysis and optimal design for front suspension of a formula sae car”. *Australian Journal of Mechanical Engineering* 13(2): 67–76.

Liu, Xiao-Ang, ve Wen-Bin Shangguan. 2014. “Elastomeric Components for Noise and Vibration Isolation and Control in the Automotive Industry”. *Encyclopedia of Automotive Engineering* (July): 1–17.

Liu, Xintian vd. 2013. “Analysis for suspension hardpoint of formula SAE car based on correlation theory”. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology* 6(24): 4569–74.

Lv, Tianqi, Yunqing Zhang, Yupeng Duan, ve James Yang. 2021. “Kinematics & compliance analysis of double wishbone air suspension with frictions and joint clearances”. *Mechanism and Machine Theory* 156: 104127.  
<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.104127>.

Lyu, Naesung vd. 2006. “Design of automotive torsion beam suspension using lumped-compliance linkage model”. *American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Division (Publication) DE* (January).

Macfarlane, Alexander Blair Stuart. 2016. “Modular Electric Automatic Guided Vehicle Suspension-Drive Unit”. Nelson Mandela Metropolitan University.  
<http://hdl.handle.net/10948/8220>.

Madhu, Anandhu, ve Aravind J R. 2020. “Software tool development for estimating forces acting on a formula student racing vehicle using simple vehicle dynamics models”. *Transportation Engineering* 2(September): 100016.  
<https://doi.org/10.1016/j.treng.2020.100016>.

Magnier, Laurent, ve Fariborz Haghighat. 2010. “Multiobjective optimization of building design using TRNSYS simulations, genetic algorithm, and Artificial Neural Network”. *Building and Environment* 45(3): 739–46.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.08.016>.

Mahmoodi-Kaleibar, M. vd. 2013. “Optimization of suspension system of off-road vehicle for vehicle performance improvement”. *Journal of Central South University* 20(4): 902–10.

Mandal, Debabrata, Surjya K. Pal, ve Partha Saha. 2007. “Modeling of electrical



discharge machining process using back propagation neural network and multi-objective optimization using non-dominating sorting genetic algorithm-II". *Journal of Materials Processing Technology* 186(1–3): 154–62.

Maruyama, Yoshihisa, ve Fumio Yamazaki. 2001. "Dynamic response of a vehicle model with six degrees-of-freedom under seismic motion". *Structural Safety* (January): 1–8.

Mathworks. 2021. "MATLAB Deep Learning Toolbox™".  
[https://www.mathworks.com/help/pdf\\_doc/deeplearning/nnet\\_gs.pdf](https://www.mathworks.com/help/pdf_doc/deeplearning/nnet_gs.pdf).

Messana, Alessandro vd. 2020. "Enhancing Vibration Reduction on Lightweight Lower Control Arm". *Shock and Vibration* 2020.

Moldovanu, D., A. Csato, ve N. Bagameri. 2019. "Study regarding the implementation of an Ackerman steering geometry in MATLAB". *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 568(1): 012092.

*Motorlu Araçlar Teknolojisi, Ön Düzen ve Tekerlekler*. 2012. T.C. Milli Eğitim Bakanlığı , ANKARA.

MSC Software. 2022. *Adams Help Documentation*. MSC Software Corporation.

Murali, Vishnu, Akash Mangaluru Ramananda, H Nitin, ve Suparshwa Pandit. 2020. "Design and Development of Four-Wheel Steering for All Terrain Vehicle (A.T.V)". *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)* (December): 1660–68.

Niessing, Tobias, ve Xiangfan Fang. 2021. "Kinematic analysis and optimisation of a novel multi-link torsion axle". *Mechanism and Machine Theory* 165(July): 104432.  
<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104432>.

Paliwal, Gaurav vd. 2015. "Investigation and Optimization of Front Suspension and Steering Geometrical Compatibility". *SAE Technical Papers* (SAE 2015 World Congress & Exhibition): 2015-01-0492.

Palma, E. S., ve E. S. Dos Santos. 2002. "Fatigue damage analysis in an automobile stabilizer bar". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 216(11): 865–71.

Park, Seong Jun, ve Jeong Hyun Sohn. 2012. "Effects of camber angle control of front suspension on vehicle dynamic behaviors". *Journal of Mechanical Science and Technology* 26(2): 307–13.

Peicheng, Shi vd. 2021. "Hard point parameter optimization of a wheel-hubdriven electric vehicle suspension based on a three-step screening method". *International Journal on Interactive Design and Manufacturing* 15(4): 681–94.  
<https://doi.org/10.1007/s12008-021-00787-9>.

- Pfeffer, P. E., M. Harrer, ve D. N. Johnston. 2008. "Interaction of vehicle and steering system regarding on-centre handling". *Vehicle System Dynamics* 46(5): 413–28.
- Pfrommer, Julius vd. 2018. "Optimisation of manufacturing process parameters using deep neural networks as surrogate models". *Procedia CIRP* 72: 426–31.  
<https://doi.org/10.1016/j.procir.2018.03.046>.
- Rahmani Hanzaki, A., P. V.M. Rao, ve S. K. Saha. 2009. "Kinematic and sensitivity analysis and optimization of planar rack-and-pinion steering linkages". *Mechanism and Machine Theory* 44(1): 42–56.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2008.02.014>.
- Sert, Emre, ve Pınar Boyraz. 2017. "Optimization of suspension system and sensitivity analysis for improvement of stability in a midsize heavy vehicle". *Engineering Science and Technology, an International Journal* 20(3): 997–1012.
- Shim, Taehyun, ve Pradheep C. Velusamy. 2011. "Improvement of vehicle roll stability by varying suspension properties". *Vehicle System Dynamics* 49(1–2): 129–52.
- Simionescu, P. A., ve D. Beale. 2002. "Optimum synthesis of the four-bar function generator in its symmetric embodiment: The Ackermann steering linkage". *Mechanism and Machine Theory* 37(12): 1487–1504.
- Sivananth, V., ve S. Vijayarangan. 2015. "Fatigue life analysis and optimization of a passenger car steering knuckle under operating conditions". *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 11(1): 2417–29.
- Sleesongsom, Suwin, ve Sujin Bureerat. 2018. *International Conference on Swarm Intelligence Optimization of steering linkage including the effect of McPherson strut front suspension*. Springer International Publishing. [http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-93815-8\\_58](http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-93815-8_58).
- Soundar Rajan, M., N. Ramesh, M. Naveen Kumar, ve R. Murali Manokar. 2017. "Design and Analysis of Steering Column by Vibration/ Structural Mode". *International Journal of Advanced Research in Basic Engineering Sciences and Technology* 3(24): 872–900.
- Suh, Kwonhee, ve Hiseak Yoon. 2018. "Design Optimization of a Rear Independent Suspension for the Korean Light Tactical Vehicle". *International Journal of Automotive Technology* 19(2): 245–52.
- Topaç, Mehmet Murat, Merve Karaca, Uğur Deryal, ve Mert Atak. 2018. *Vehicle and Automotive Engineering Design and optimization of a bus steering linkage by using response surface methodology*. Springer International Publishing.  
[http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-75677-6\\_52](http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-75677-6_52).
- Țoțu, Vlad, ve Cătălin Alexandru. 2021. "Multi-criteria optimization of an innovative

suspension system for race cars”. *Applied Sciences* 11(9): 4167.

Tsiotras, Panagiotis. 2014. “Real-Time Near-Optimal Feedback Control of Aggressive Vehicle Maneuvers”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences* 455 LNCIS(March).

Ünlüsoy, Samim. 2015. *Performance of Road Vehicles Ders Notları*.

Vivas-Lopez, Carlos A. vd. 2021. “Damping Variation Effects in Vehicle Semi-active MR Suspensions: A Stress Concentration Analysis”. *Frontiers in Materials* 8(April): 1–16.

Wang, G. Gary, ve S. Shan. 2007. “Review of metamodeling techniques in support of engineering design optimization”. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME* 129(4): 370–80.

Wang, Jianlong, ve Wei Wan. 2009. “Optimization of fermentative hydrogen production process using genetic algorithm based on neural network and response surface methodology”. *International Journal of Hydrogen Energy* 34(1): 255–61. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.10.010>.

Wang, Zhenfeng vd. 2017. “Suspension system state estimation using adaptive Kalman filtering based on road classification”. *Vehicle System Dynamics* 55(3): 371–98. <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2016.1267374>.

Wei, Jie, Guobiao Shi, ve Yi Lin. 2013. “Design of new variable steering ratio for Mechanical active steering system”. *Proceedings of 2013 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, ICVES 2013, IEEE, 27–30*.

Wilde, James R., Gary J. Heydinger, ve Dennis A. Guenther. 2006. “ADAMS simulation of ride and handling performance of the kinetic<sup>TM</sup> suspension system”. *SAE Transactions* 115: 1646–59.

Witek-Krowiak, Anna vd. 2014. “Application of response surface methodology and artificial neural network methods in modelling and optimization of biosorption process”. *Bioresource Technology* 160: 150–60. <http://dx.doi.org/10.1016/j.biortech.2014.01.021>.

Yadav, Nitesh Kumar. 2019. “Design And Fabrication of Anti-Tilting Mechanism For Design And Fabrication Of Anti-Tilting Mechanism For Three Wheelers”. Kathmandu University.

Yahya Oz, Berzah Ozan and Eren Uyanik. 2012. “Steering System Optimization of a Ford Heavy- Commercial Vehicle Using Kinematic and Compliance Analysis”. *SAE Technical Papers*: 2012-01–1937.

Yang, Yi vd. 2012. “Optimization design of double wishbone independent suspension based on ADAMS”. *Applied Mechanics and Materials* 138: 252–56.

Yi, Yong Sub, Joonhong Park, ve Kyung Jin Hong. 2014. “Design optimization of suspension kinematic and compliance characteristics”. *SAE Technical Papers*, SAE International, 2014-01-0394.

Yoshino, Takahiko, ve Hiromichi Nozaki. 2014. “Active Control Method for Critical Cornering Range”. *Engineering* 06(08): 406–17.

Zhao, Xun vd. 2019. “Braking force decoupling control without pressure sensor for a novel series regenerative brake system”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 233(7): 1750–66.

Zhou, Bing, Dongsheng Li, ve Fan Yang. 2009. “Optimization design of steering linkage in independent suspension based on genetic algorithm”. *2009 IEEE 10th International Conference on Computer-Aided Industrial Design and Conceptual Design*: 45–48.

Zhou, Donglong, ve Jianlong Chang. 2022. “Fatigue Analysis of a Light Truck Rear Axle Based on Virtual Iteration Method”. 2022.

Zhu, Jian Jun, Amir Khajepour, ve Ebrahim Esmailzadeh. 2010. “Comparative study of steady-state handling performance of a vehicle with planar and conventional suspension systems”. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing* 5(4): 273–91.

Živković, Vladica, Bogdan Nedić, ve Stefan Đurić. 2020. “Manufacturing Specificity of Vehicle’S Independent Suspension System Parts”. *Mobility and Vehicle Mechanics* 46(1): 31–41.

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Gurur AĞAKIŞI  
Doğum Yeri ve Tarihi : İstanbul, 1990  
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu  
Lise : Bursa Anadolu Lisesi – 2008  
Lisans : İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi  
Makina Mühendisliği Bölümü – 2013

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası AŞ (2013 – Günümüz)

İletişim (e-posta) : gurur.agakisi@gmail.com

Yayımları :

Ağakışı, G., Öztürk, F. 2021. Kinematic & compliance correlation of steering analysis of a passenger vehicle. 10th Automotive Technologies Congress (OTEKON 2020), 06-07 September 2021, Bursa, Turkey.