

T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ACKERMANN PRENSİBİNE YAKLAŞIM SAĞLAYAN
YÖNLENDİRME SİSTEMİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

AHMET CAN SAK

DENİZLİ, MART - 2024

**T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**ACKERMANN PRENSİBİNE YAKLAŞIM SAĞLAYAN
YÖNLENDİRME MEKANİZMASI TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

AHMET CAN SAK

DENİZLİ, MART - 2024

Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulgularının analizlerinde bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle riayet edildiğini; bu çalışmanın doğrudan birincil ürünü olmayan bulguların, verilerin ve materyallerin bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini ve alıntı yapılan çalışmalara atfedildiğine beyan ederim.

Ahmet Can SAK

ÖZET

ACKERMANN PRENSİBİNE YAKLAŞIM SAĞLAYAN YÖNLENDİRME MEKANİZMASI TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

AHMET CAN SAK

PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

(TEZ DANIŞMANI: PROF. DR. ERKAN ÖZTÜRK)

DENİZLİ, MART- 2024

Bu çalışmada, dört tekerlekli ön akstan yönlendirmeli bir taşıta ait yönlendirme mekanizmasının tasarımı ve optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Uygun tekerlek açılarının sağlanması için perisikloid yapıda bir mekanizma önerilmiştir. Optimizasyon çalışmalarında Ackermann yönlendirme hatası göz önünde bulundurularak, yönlendirme mekanizmasının izleyeceği kinematik veriler ile türetilen objektif fonksiyonlar minimize edilmiştir. Minimize işlemi, MATLAB ortamında genetik algoritma ile gerçekleştirilmiştir. MATLAB ortamında alt programlar kullanılarak özgün mekanizmanın oluşturacağı tekerlek açıları hesaplatılmıştır ve genetik algoritma ile optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Yaygın olarak kullanılan kremayer pinyon mekanizması ve bu tez çalışmasında önerilen özgün perisikloid mekanizması için genetik optimizasyon işlemi yapılmıştır. Elde edilen optimum değerler yardımıyla yönlendirme mekanizmalarının ideal değerleri birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Ackermann yönlendirme hatası maksimum yönlendirme açılarında kremayer pinyon mekanizması için maksimum 10.55° , özgün yönlendirme mekanizması için maksimum 0.55° olacak şekilde hesaplatılmıştır. İdeal değerler dikkate alınarak Solidworks programında her iki yönlendirme mekanizmasının tasarımları gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalar ve geliştirilen optimizasyon algoritmaları yardımıyla ön akstan yönlendirmeye sahip dört tekerlekli bir taşıtın yönlendirme mekanizması tasarlanmıştır. Tasarlanan özgün yönlendirme mekanizması, yüksek konum hassasiyeti ve konum kararlılığı bakımından dar alanlarda hareket eden düşük hızlı taşıt sistemlerinde kullanılabilmektedir.

ANAHTAR KELİMELER: Ackermann Açıları, Yönlendirme Sistemi, Otonom Taşıt, Genetik Algoritma, Çok Değişkenli Optimizasyon

ABSTRACT

DESIGN OF STEERING SYSTEM APPROACHING TO THE ACKERMANN PRINCIPLE

MSC THESIS

AHMET CAN SAK

PAMUKKALE UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE

AUTOMOTIVE ENGINEERING

(SUPERVISOR: ASSOC. PROF. DR. ERKAN ÖZTÜRK)

DENİZLİ, MARCH 2024

In this study, the design and optimization of the steering mechanism of a four-wheeled front axle steering vehicle was carried out. A pericycloid structure mechanism has been proposed to ensure appropriate wheel angles. By considering the Ackermann guidance error in the optimization studies, the objective functions derived from the kinematic data to be followed by the guidance mechanism were minimized. The minimization process was carried out with a genetic algorithm in the MATLAB environment. The wheel angles created by the original mechanism were calculated using subprograms in the MATLAB environment and the optimization process was carried out with the genetic algorithm. Genetic optimization was performed for the commonly used rack and pinion mechanism and the unique pericycloid mechanism proposed in this thesis study. With the help of the optimum values obtained, the ideal values of the steering mechanisms were compared with each other. Ackermann steering error was calculated to be a maximum of 10.55° for the rack and pinion mechanism and a maximum of 0.55° for the original steering mechanism at maximum steering angles. Taking the ideal values into consideration, the designs of both steering mechanisms were carried out in the Solidworks program. With the help of the studies and optimization algorithms developed, the steering mechanism of a four-wheeled vehicle with front axle steering was designed. The designed unique guidance mechanism can be used in low-speed vehicle systems moving in narrow spaces due to its high position accuracy and position stability.

KEYWORDS: Ackermann Angles, Steering System, Autonomous Vehicle, Genetic Algorithm, Multi Variable Optimization

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL LİSTESİ	iv
TABLO LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Tezin Önemi	3
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
3. YÖNLENDİRME SİSTEMLERİ.....	26
4. ACKERMANN PRENSİBİ.....	40
4.1 Ackermann Yaklaşımı	41
4.2 Paralel Ackermann Yaklaşımı	46
4.3 Ters Ackermann Yaklaşımı	48
5. ACKERMANN YAKLAŞIMLI MEKANİZMA MODELİ	52
5.1 Ackermann Yaklaşımı	52
5.2 Rot Kolları Ortadan Bağlı Kremayer Pinyon Mekanizması	55
5.3 Rot Kolları Yanlardan Bağlı Kremayer Pinyon Mekanizması.....	57
6. YÖNTEM.....	59
6.1 Kullanılan Ekipman Ve Analiz Araçları	59
6.2 İdeal Yörünge Eğrisinin Oluşturulması.....	60
6.3 Özgün Mekanizma	63
6.4 Optimizasyon Metodu	72
7. OPTİMİZASYON SONUÇLARI	75
7.1 İç Tekerlek, Dış Tekerlek ve İdeal Tekerlek Açıları.....	77
7.2 Ackermann Yönlendirme Hatası (Yapısal Hata).....	80
7.3 Mekanizmaların Hareketi Ve Tekerlek Açılarına Etkisi	84
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	92
9. KAYNAKLAR.....	94
10. ÖZGEÇMİŞ.....	99

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Ackermann yaklaşımları ve taşıt üzerinde gösterimleri.....	5
Şekil 2.2 : Ackermann yaklaşımı ve taşıt dönüş merkezi.....	7
Şekil 2.3 : Kremayer pinyon mekanizması.....	7
Şekil 2.4 : Kremayer pinyon mekanizması.....	8
Şekil 2.5 : Kremayer pinyon mekanizması.....	9
Şekil 2.6 : Ackermann yönlendirme hatası (yapısal hata).....	10
Şekil 2.7 : a) Kremayer pinyon mekanizması, b) Dört kol mekanizması, c) Altı kol mekanizması.....	11
Şekil 2.8 : a)Taşıtın ön aks üstündeki kremayer pinyon mekanizması, b) Taşıtın ön aks üstündeki kremayer pinyon mekanizması, c) Taşıtın ön aks altındaki kremayer pinyon mekanizması.....	12
Şekil 2.9 : a)Taşıtın ön aks üstündeki dört kol yönlendirme mekanizması, b)Taşıtın ön aks altındaki dört kol yönlendirme mekanizması..	13
Şekil 2.10: a)Taşıtın ön aks üstündeki altı kol yönlendirme mekanizması, b)Taşıtın ön aks üstündeki altı kol yönlendirme mekanizması, c)Karışık konuma sahip altı kol yönlendirme mekanizması....	13
Şekil 2.11: Optimizasyon çalışmasındaki tahmini başlangıç Geometrilere.....	16
Şekil 2.12: Genetik algorithma izlenen yol haritası.....	17
Şekil 2.13: Çok kollu mekanizmanın başlangıç modeli.....	18
Şekil 2.14: Optimizasyon sonucunda oluşan mekanizma modeli.....	18
Şekil 2.15: Ackermann yönlendirme yapısal hatası.....	19
Şekil 2.16: Katsayılara göre elde edilen eğrilerinin hareket yörüngeleri....	21
Şekil 2.17: Taşıt hızına göre dört tekerlekten yönlendirme açıları.....	22
Şekil 2.18: Taşıtın arka tekerleklerine tahrik veren mekanizma.....	23
Şekil 2.19: Sikloid dişli mekanizması.....	24
Şekil 2.20: Sikloid dişli mekanizmasının prototip tasarımı.....	25
Şekil 3.1 : Traktör yönlendirme mekanizması	26
Şekil 3.2 : Lankensperger'in yönlendirme mekanizması.....	27
Şekil 3.3 : Çan krank yönlendirme mekanizması.....	28
Şekil 3.4 : Trapezoid mekanizma ve direksiyon kutusu.....	29
Şekil 3.5 : Du Quet'in rüzgâr ile çalışan mekanizması.....	30
Şekil 3.6 : Kremayer pinyon yönlendirme mekanizması.....	30
Şekil 3.7 : Birden çok akstan yönlendirme sistemi.....	31
Şekil 3.8 : Dört tekerlekten yönlendirmeli taşıt.....	32
Şekil 3.9 : Dört tekerlekten hidrolik destekli yönlendirme mekanizması..	32
Şekil 3.10: Pitman koluna sahip paralelogram yönlendirme mekanizması.....	33
Şekil 3.11: Kremayer pinyon mekanizması.....	33
Şekil 3.12: Manivela yönlendirme mekanizması.....	34
Şekil 3.13: Uzun rot koluna sahip yönlendirme mekanizması.....	35
Şekil 3.14: Çok kollu bağlantıya sahip yönlendirme mekanizması.....	35
Şekil 3.15: Dört tekerlekten yönlendirmeye sahip taşıtın şematik gösterimi.....	36

Şekil 3.16: Dört tekerlekten yönlendirmeye sahip taşıtın hareket yörüngeleri	37
Şekil 3.17: Dört tekerlekten yönlendirmeye sahip taşıtın dönüş yarıçapları.....	38
Şekil 3.18: Yönlendirme oranı.....	39
Şekil 4.1 : Ackermann yaklaşımı ve taşıt dönme merkezi.....	40
Şekil 4.2 : Ackermann yaklaşımı.....	41
Şekil 4.3 : Taşıt aks genişliği ve akslar arası mesafesine göre iç ve dış tekerlek açıları.....	42
Şekil 4.4 : Bisiklet modeli ve tekerlek açısı.....	43
Şekil 4.5 : Taşıtın maksimum ve minimum dönüş yarıçapları.....	44
Şekil 4.6 : Dört kol yönlendirme mekanizmanın statik ve dinamik durumu.....	45
Şekil 4.7 : Deveboynu açılarına göre tekerlek açıları.....	45
Şekil 4.8 : Paralel Ackermann yaklaşımı ve tekerlek açıları.....	47
Şekil 4.9 : Ters Ackermann yaklaşımı ve yönlendirme mekanizması.....	48
Şekil 4.10: Ackermann yaklaşımlarına göre yanal kuvvetlerin ve kayma açılarının değişimleri.....	49
Şekil 4.11: Toe-in ve toe-out açıları.....	51
Şekil 5.1 : Ackermann yaklaşımı.....	53
Şekil 5.2 : Ackermann yaklaşımına göre tekerlek açıları ve taşıt dönüş yarıçapı.....	54
Şekil 5.3 : Rot kolları ortadan bağlı kremayer pinyon mekanizması.....	55
Şekil 5.4 : Rot kolları yanlardan bağlı kremayer pinyon mekanizması.....	57
Şekil 6.1 : Rot kolları ortadan bağlantılı mekanizma.....	60
Şekil 6.2 : Değişen parametrelere göre rot kollarının kesişimi.....	61
Şekil 6.3 : Değişen parametrelere göre rot kollarının kesişimi ve oluşan hareket eğrileri.....	62
Şekil 6.4 : Değişen parametrelere göre rot kollarının kesişimi ve oluşan hareket eğrileri.....	63
Şekil 6.5 : Perisikloid dişli mekanizmasına ait kinematik şema.....	64
Şekil 6.6 : Perisikloid dişliye sahip yönlendirme mekanizmasının kinematik gösterimi.....	65
Şekil 6.7 : Perisikloid dişlinin yönlendirme mekanizması üzerindeki detaylı gösterimi.....	66
Şekil 6.8 : Mekanizmanın sağ tekerlek bölgesinin detaylı gösterimi.....	67
Şekil 6.9 : Mekanizmanın sol tekerlek bölgesinin detaylı gösterimi.....	69
Şekil 6.10: Mekanizmanın sağ bölgesinin detaylı gösterimi.....	70
Şekil 6.11: Mekanizmanın sol bölgesinin detaylı gösterimi.....	71
Şekil 7.1 : Kremayer pinyon mekanizmasının tekerlek açıları	77
Şekil 7.2 : Perisikloid yönlendirme mekanizmasının tekerlek açıları.....	79
Şekil 7.3 : Kremayer pinyon mekanizması için direksiyon ve iç tekerlek açılarına göre Ackermann yönlendirme hatası.....	81
Şekil 7.4 : Perisikloid yönlendirme mekanizması için direksiyon ve iç tekerlek açılarına göre Ackermann yönlendirme hatası.....	83
Şekil 7.5 : Kremayer pinyon mekanizmasının hareket yörüngesi.....	85
Şekil 7.6 : Kremayer pinyon mekanizmasının direksiyon açısına göre tekerlek hareket hızları.....	85
Şekil 7.7 : Perisikloid dişli mekanizmasının hareket yörüngesi.....	87

Şekil 7.8: Perisikloid yönlendirme mekanizmasının direksiyon açısına göre tekerlek hareket hızları.....	87
Şekil 7.9 : a) Perisikloid dişli mekanizmasının üst eksen görünümü, b) Perisikloid dişli mekanizmasının alt eksen görünümü, c) Perisikloid mekanizmanın izometrik görünümü.....	89
Şekil 7.10: Perisikloid dişli mekanizması ve oluşturduğu eğri.....	90
Şekil 7.11: a) Yönlendirme mekanizmasının şase üzerinde üst eksen görünümü, b) Yönlendirme mekanizmasının şase üzerinde izometrik görünümü, c) Yönlendirme mekanizmasının şase üzerinde izometrik görünümü.....	90
Şekil 7.12: a) Yönlendirme mekanizmasının şase üzerinde üst eksen görünümü ve hareket durumu, b) Yönlendirme mekanizmasının şase üzerinde üst eksen görünümü ve hareket durumu.....	91



TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 6.1: Genetik algoritma ayarları.....	73
Tablo 6.2: Genetik algoritma için özgün mekanizmanın alt ve üst sınırları.....	74
Tablo 6.3: Genetik algoritma için kremayer pinyon mekanizmasının alt ve üst sınırları.....	74
Tablo 7.1: Amaç fonksiyonlarının minimum değerleri.....	75
Tablo 7.2: Optimizasyon sonucunda özgün mekanizma için elde edilen ideal değerler.....	76
Tablo 7.3: Optimizasyon sonucunda kremayer pinyon mekanizması için elde edilen ideal değerler.....	76
Tablo 7.4: Kremayer pinyon mekanizmanın tekerlek açıları.....	78
Tablo 7.5: Özgün yönlendirme mekanizmasının tekerlek açıları.....	80
Tablo 7.6: Kremayer pinyon mekanizmasının direksiyon açısına bağlı Ackermann yönlendirme hataları.....	82
Tablo 7.7: Özgün mekanizmanın direksiyon açısına bağlı Ackermann yönlendirme hataları.....	84
Tablo 7.8: Kremayer pinyon mekanizmasının direksiyon açılarına göre tekerlek açıları.....	86
Tablo 7.9: Özgün yönlendirme mekanizmasının direksiyon açılarına göre tekerlek açıları.....	88

SEMBOL LİSTESİ

A_0	:	Referans noktası
A_{0x}	:	Referans noktasının x eksenindeki konumu
A_{0y}	:	Referans noktasının y eksenindeki konumu
A_1	:	Sağ tekerleğin dönüş merkezi
A_{1x}	:	Sağ tekerleğin dönüş merkezinin x eksenindeki konumu
A_{1y}	:	Sağ tekerleğin dönüş merkezinin y eksenindeki konumu
A_2	:	Sol tekerleğin dönüş merkezi
A_{2x}	:	Sol tekerleğin dönüş merkezinin x eksenindeki konumu
A_{2y}	:	Sol tekerleğin dönüş merkezinin y eksenindeki konumu
a	:	Sikloid eğrinin tamsayı katsayısı
b	:	Sikloid eğrinin tamsayı katsayısı
a_1	:	Sağ deveboynu uzunluğu
a_2	:	Sol deveboynu uzunluğu
aa_1	:	A1 noktasından h_1 uzunluğuna olan uzaklık
aa_2	:	A2 noktasından h_2 uzunluğuna olan uzaklık
B	:	Komuta kolu ile rot kollarının birleştiği nokta
B_x	:	Komuta kolu ile rot kollarının birleştiği noktanın x eksenindeki konumu
B_y	:	Komuta kolu ile rot kollarının birleştiği noktanın y eksenindeki konumu
b_1	:	Sağ rot kolu uzunluğu
b_2	:	Sol rot kolu uzunluğu
C_1	:	Sağ deveboynu ile sağ rot kolunun bağlantı noktası
C_{1x}	:	Sağ deveboynu ile sağ rot kolunun bağlantı noktasının x eksenindeki konumu
C_{1y}	:	Sağ deveboynu ile sağ rot kolunun bağlantı noktasının y eksenindeki konumu
C_2	:	Sol deveboynu ile sol rot kolunun bağlantı noktası
C_{2x}	:	Sol deveboynu ile sol rot kolunun bağlantı noktasının x eksenindeki konumu
C_{2y}	:	Sol deveboynu ile sol rot kolunun bağlantı noktasının y eksenindeki konumu
C_r	:	Krank yarıçapı
C_c	:	Dört tekerlekten yönlendirmeye sahip taşıtın dönme merkezi
D	:	Yörünge dişlinin kol uzunluğu
dd_1	:	B noktası ile h_1 uzunluğunun birleşimi
dd_2	:	B noktası ile h_2 uzunluğunun birleşimi
e_x	:	Pinyon ve planet dişli merkezlerinin x ekseninde referans noktasına olan uzaklığı
e_y	:	Pinyon ve planet dişli merkezlerinin y ekseninde referans noktasına olan uzaklığı
F	:	Hiposikloid dişlinin oluşturduğu eğri
h_1	:	C_1 noktasından dd_1 ve aa_1 uzunluklarına dik kesişen uzunluk
h_2	:	C_2 noktasından dd_2 ve aa_2 uzunluklarına dik kesişen uzunluk
g	:	Taşıt tampon çıkıntı uzunluğu

k	:	Kremayer dişli uzunluğu
k₁	:	Kremayer dişli ile sağ rot kolunun birleşim noktası
k_{1x}	:	Kremayer dişli ile sağ rot kolunun birleşim noktasının x ekseninde konumu
k_{1y}	:	Kremayer dişli ile sağ rot kolunun birleşim noktasının y ekseninde konumu
k₂	:	Kremayer dişli ile sol rot kolunun birleşim noktası
k_{2x}	:	Kremayer dişli ile sol rot kolunun birleşim noktasının x ekseninde konumu
k_{2y}	:	Kremayer dişli ile sol rot kolunun birleşim noktasının y ekseninde konumu
l	:	Taşıt akslar arası mesafesi
M	:	Taşıt ağırlık merkezi
m₁	:	Taşıtın arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
O	:	Taşıt dönme merkezi
O₀	:	Pinyon ve planet dişlilerin merkez noktası
O_{0x}	:	Pinyon ve planet dişli merkez noktalarının x eksenindeki konumu
O_{0y}	:	Pinyon ve planet dişli merkez noktalarının y eksenindeki konumu
O₁	:	Krank kolu ile komuta kolunun birleşim noktası
O_{1x}	:	Krank kolu ile komuta kolunun birleşim noktasının x eksenindeki konumu
O_{1y}	:	Krank kolu ile komuta kolunun birleşim noktasının y eksenindeki konumu
R	:	Taşıtın dönüş yarıçapı
r	:	Pinyon dişli yarıçapı
R₁	:	Taşıtın dönme merkezi ile taşıtın merkez uzaklığı
R_{max}	:	Taşıtın maksimum dönüş yarıçapı
R_{min}	:	Taşıtın minimum dönüş yarıçapı
R_b	:	Planet dişli yarıçapı
R_p	:	Planet dişli yarıçapı
R_y	:	Yörünge dişli yarıçapı
r_k	:	Sabit güneş dişli yarıçapı
SYT	:	Saat yönünün tersi
v	:	Taşıt tasarım değişkenlerinin vektörü
w	:	Taşıt ön aks genişliği
q	:	Kremayer dişlinin hareketi
qq	:	Küresel mafsalsal uzunluğu
δ	:	Taşıt tekerlek açısı
δ_i	:	Taşıtın iç tekerlek açısı
δ₀	:	Taşıtın dış tekerlek açısı
δ₀ⁱ	:	Taşıtın gerçek dış tekerlek açısı
δ_{od}ⁱ	:	Taşıtın ideal dış tekerlek açısı
β	:	Deveboynu açısı
β₁	:	Sağ deveboynu açısı
β₂	:	Sol deveboynu açısı
ψ	:	Ackermann hatası (Yapısal Hata)
Φ	:	Yörünge dişli kolunun dikey eksende yaptığı açı
θ	:	Krank kolunun dikey eksende yaptığı açı
Ω₁	:	Sol rot kolunun yatay eksende yaptığı açı

- Ω_2 : Sağ rot kolunun yatay ekseninde yaptığı açı
 ΔR : Taşıtın maksimum ve minimum dönüş yarıçaplarının farkı
 φ : Hiposikloid dişlinin oluşturduğu eğrinin adım sayısı



ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanması esnasında destek ve yardımlarını esirgemeyen danışmanım Prof. Dr. Erkan ÖZTÜRK'e teşekkür ederim. Çalışmalarımın her aşamasında bana destek olan aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.



1. GİRİŞ

1.1 Tezin Amacı

Kara taşıtlarının dinamik hareketlerinde, Ackermann yaklaşımına dayalı teorik hesaplamalar tasarımcılar için yüksek önem taşımaktadır. Taşıt tasarımında veya mevcut taşıtın dinamik performanslarının geliştirilmesinde taşıtın tekerlek açıları önemli bir yer tutmaktadır. Tasarımı yapılacak taşıtın, ön aks genişliği, akslar arası mesafesi, çalışma şartları, taşıttan beklenen dinamik karakteristikler taşıt tasarımı için önemli ve yardımcı parametrelerdir. Bu parametrelerden yola çıkılarak, tasarımı yapılacak taşıt için Ackermann yaklaşımını da dikkate alarak ideal tekerlek açılarını sağlayacak gerekli yönlendirme mekanizmasının tasarlanması gerekmektedir. 1760'lı yıllardan itibaren kara taşıtlarının yönlendirilmesi için farklı yönlendirme mekanizmaları kullanılmaya başlanmıştır (Simionescu ve diğ. 2022). Günümüzde de kullanılan Ackermann yaklaşımı, gelişmiş çok kollu yönlendirme mekanizmaları ile daha etkin duruma ulaştırılmıştır. Fakat bu yönlendirme mekanizmalarının ideal tekerlek açılarına olan yakınsama eksiklikleri günümüzde de devam etmektedir.

Taşıt yönlendirme mekanizmalarında oluşan eksiklikler, günümüz teknolojisi ile daha farklı metotlar ile çözüme ulaştırılmaya çalışılmıştır. Bu aşamada ilgili yönlendirme mekanizmasının dinamik hareketlerinin incelenmesi ve gerçek bir ortamda çalışacak şekilde benzeşiminin yapılması için simülasyon programları kullanılmaktadır. Simülasyon programları, Ackermann yaklaşımından yola çıkılarak taşıt için uygun dönüş açılarının belirlenmesinde oluşan doğrusal olmayan karmaşık problemleri hızlı bir şekilde çözüme ulaştırmaktadır (Romero ve diğ. 2017). Simülasyon programları ile çok boyutlu ve karmaşık modellerin hesaplatılması yaygınlaşmıştır. Bu modeller ile doğru sonuçlar ve uygun değerler üretilmesine rağmen pratikte uygulama aşamasındaki zorluklar ve daha uzun süre zarfında sonuca ulaşılması bakımından dezavantaj olarak görülebilmektedir.

Günümüzde yapılan simülasyon çalışmalarında çoğunlukla kremayer pinyon mekanizması kullanılmıştır (Rahmani ve diğ. 2011). Kremayer pinyon mekanizması, kolay ulaşılabilirliği ve basit yapısı sebebiyle tercih edilmektedir. Fakat kremayer pinyon mekanizması, taşıtın sadece belirli aralıktaki tekerlek açılarında ideal tekerlek açlarına yakınsama gösterebilmektedir. Bu sebeple taşıtın konum doğruluğu ve istenilen yörüngede hareketi etkin bir şekilde elde edilememektedir. Tercih edilen çok kollu yönlendirme mekanizmaları bu soruna kremayer pinyon mekanizmasına göre daha iyi bir çözüm yolu olmuştur fakat pratikte kullanım zorluğu ve taşıt üzerinde kapladığı hacim bakımından sorun teşkil etmektedir (Jazar 2008).

Bu çalışmada ön akstan yönlendirilen, dört tekerlekli bir taşıtın yönlendirme mekanizmasının tasarımı ve optimizasyon işlemi yapılmıştır. Özgün yönlendirme mekanizmasının tasarımında, pratikte taşıt üzerinde uygunluğu, kullanım ergonomisi ve mekanizmanın kinematik hareketleri gibi unsurlar dikkate alınmıştır. Yönlendirme mekanizmasının tasarımı yapıldıktan sonra optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon işleminin amacı, Ackermann yönlendirme hatası olarak tanımlanan yapısal hatayı minimize etmektir. Ackermann yönlendirme hatası, taşıtın manevra esnasında oluşan tekerlek açıları ile taşıtın ideal tekerlek açılarının birbirlerine olan farkları şeklinde ifade edilebilmektedir (Erdemir 2015). Ackermann yönlendirme hatasının yüksek olduğu durumlarda, taşıt lastiklerinin aşınması, taşıt seyir ve manevra halinde iken istenilen yörüngenin takip edilememesi ve taşıt konum kararsızlığı gibi olumsuz durumlar meydana gelebilmektedir (Jazar 2009).

Bu tezin amacı; düşük hızlarda hareket eden ön akstan yönlendirmeye sahip bir taşıtın Ackermann yönlendirme hatasını tüm tekerlek açılarında minimuma çeken uygun bir yönlendirme mekanizması tasarımıdır. Yönlendirme mekanizması, MATLAB ortamında simüle edilmiştir. Minimuma indirgenmeye çalışılan Ackermann yönlendirme hatası, MATLAB programlama dilinde genetik algoritma ile optimize edilmiştir. Optimizasyon sonucunda elde edilen yönlendirme mekanizması, özellikle yüksek konum doğruluğu ve konum hassasiyet istenilen taşıtlara yönelik yönlendirme mekanizması ihtiyacını gidermiştir.

1.2 Tezin Önemi

Günümüzde popülaritesi artan elektrikli taşıtlar ve bununla birlikte eş zamanlı olarak yaygınlaşan otonom taşıtların yönlendirme mekanizmaları, taşıtlar için önemli bir kriterdir. Taşıt seyir halinde iken, taşıtın konum doğruluğu ve konum kararlılığı yüksek önem taşımakta olup doğrudan Ackermann yaklaşımı ile ilişkilidir (Jazar 2008). Ackermann yaklaşımı dikkate alındığında pratikte taşıtta oluşan tekerlek açılarının ideal tekerlek açılara yakınsaması, taşıtın konum doğruluğunu ve konum kararlılığını arttırmaktadır. Günümüzde yaygın olarak kremayer pinyon mekanizmaları ve çok kollu yönlendirme mekanizmaları kullanılmaktadır (Harrer ve Pfeffer 2017). Bu yönlendirme mekanizmaları; konum kararlılığı, konum doğruluğu, pratikte uygulanabilirlik ve mekanizma kinematiği açısından bir bütün olarak düşünüldüğünde, taşıtlar için ideal yönlendirme mekanizmaları literatürde eksikliğini korumaya devam etmektedir.

Bu çalışmanın önemi; yüksek konum hassasiyeti ve konum doğruluğu istenilen taşıtlarda, pratikte seyir halinde iken aldığı tüm tekerlek açılarının, ideal tekerlek açılara yakınsamasını sağlayan taşıt yönlendirme mekanizması çalışılmıştır. Bu özgün yönlendirme mekanizması, MATLAB ortamında fonksiyonlar yardımıyla modellenmiş ve Ackermann yönlendirme hatasını minimize edecek şekilde optimizasyon işlemine tabii tutulmuştur. Mekanizmanın fonksiyon olarak modellenmesinde, pratikte taşıta uygulanabilirliği ve çalışma esnasında kinematik hareketleri dikkate alınarak gerekli kısıtlamalar yapılmıştır. Yapılan kısıtlamalar ile pratikte uygulanabilen özgün yönlendirme mekanizması tasarlanmıştır. Tasarlanan bu özgün yönlendirme sistemi, taşıtın konum kararlılığı, konum doğruluğu, pratikte uygulanabilirlik ve mekanizma kinematiği konuları bakımından bir bütün olarak düşünüldüğünde, yüksek konum hassasiyeti gereksinimi olan taşıtlar için ideal tekerlek açılara yakınsama gösteren bir yönlendirme mekanizması olarak kullanılabilir yapıdadır.

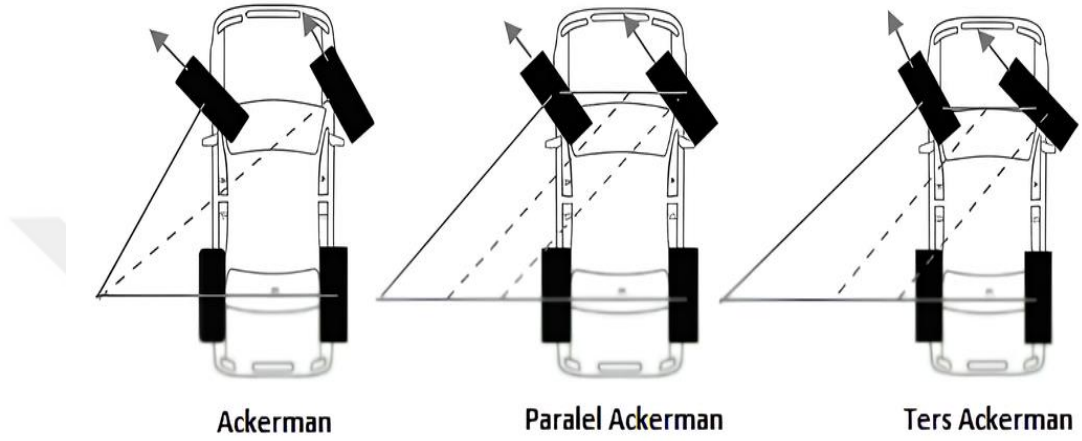
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Yönlendirme mekanizması, kara taşıtlarının istenilen doğrultuda yönlendirilmesini sağlayan bir sistemdir. Yönlendirme mekanizması, taşıtın yön kontrolünü sağlamak, zorlu koşullardaki yüksek strese dayanmak, direksiyon simidinde sürücü için oluşan hareket eforunu azaltmak ve yoldaki tepkileri ideal bir şekilde direksiyon simidi vasıtasıyla sürücüye iletmek gibi işlevleri yerine getirmelidir (Reimpell ve diğ. 2002). Taşıtlarda bulunan yönlendirme mekanizmalarının matematiksel hesaplamaları ve tasarım ilkeleri Ackermann yaklaşımı ile doğrudan ilişkilidir (Jazar 2008). Ackermann yaklaşımı, taşıtın seyir halinde iken ideal tekerlek açılarını ve taşıtın istenen manevra eksenindeki yörünge hareketini belirlemektedir. Günümüzde taşıtlar bu prensip üzerine kurulu yönlendirme sistemini kullanmaktadır (Gautam ve diğ. 2021).

Yüksek konum doğruluğu istenilen taşıtlarda, taşıtın yönlendirme esnasındaki konum hassasiyeti büyük önem taşımaktadır. Bu sebeple mümkün olan en uygun tekerlek açılarını sağlayan yönlendirme mekanizmaları tercih edilmektedir. Taşıtlarda kullanılan yönlendirme mekanizmaları, Ackermann yaklaşımı dikkate alınarak matematiksel modellemeler ile fonksiyon şeklinde ifade edilebilmektedir (Belkhode ve diğ. 2010). Bu matematiksel fonksiyonlar taşıt için ideal tekerlek açılarını yakınsayan yönlendirme mekanizmalarının tasarımını mümkün kılmaktadır. Ackermann yaklaşımı üç ana tipte sınıflandırılmaktadır (Gautam ve diğ. 2021). Ackermann prensipleri, nispeten lastik yüzeylerinin temas ettiği bölgelere göre farklılaştırılmıştır. Taşıtın manevra esnasında her bir farklı Ackermann mekanizmasının kullanımına göre tutunma etkisi ve lastik yüzeyinin temas ettiği bölge değişebilmektedir (Milliken ve Milliken 1995). Şekil 2.1’de gösterildiği üzere Ackermann yaklaşımı, paralel Ackermann yaklaşımı, ters Ackermann yaklaşımı olarak ifade edilmiştir.

Ackermann yaklaşımı dikkate alındığında, taşıt bütün bir cisim olarak kabul edilmektedir ve bu sebeple taşıtın tüm tekerleklerinin manevra esnasında aynı eksen etrafında dönüş hareketini gerçekleştirmelidir. Şekil 2.1’de görüldüğü gibi istenen dönüş hareketi gerçekleştirilmez ise taşıt tekerlekleri yanal itme veya çekme kuvvetleri oluşturabilmektedir. Oluşturulan yanal itme ve çekme kuvvetleri, taşıtın lastik

yüzeylerini zorlayacak ve lastik yüzeylerinde aşınmaya sebep oluşturacaktır. Aynı zamanda taşıt için direnç kuvvetleri oluşturarak taşıtın hız kaybına neden olabilmektedir (Gautam ve diğ. 2021). Bu problemlerden kaçınmak ve taşıtın kararlı bir yönlendirme doğrultusuna sahip olabilmesi için, Şekil 2.1’de gösterilen uygun bir Ackermann yaklaşımı üzerine kurulu taşıt yönlendirme mekanizmasının tasarımı gerçekleştirilmelidir.



Şekil 2.1: Ackermann yaklaşımları ve taşıt üzerinde gösterimleri (Gautam ve diğ. 2021)

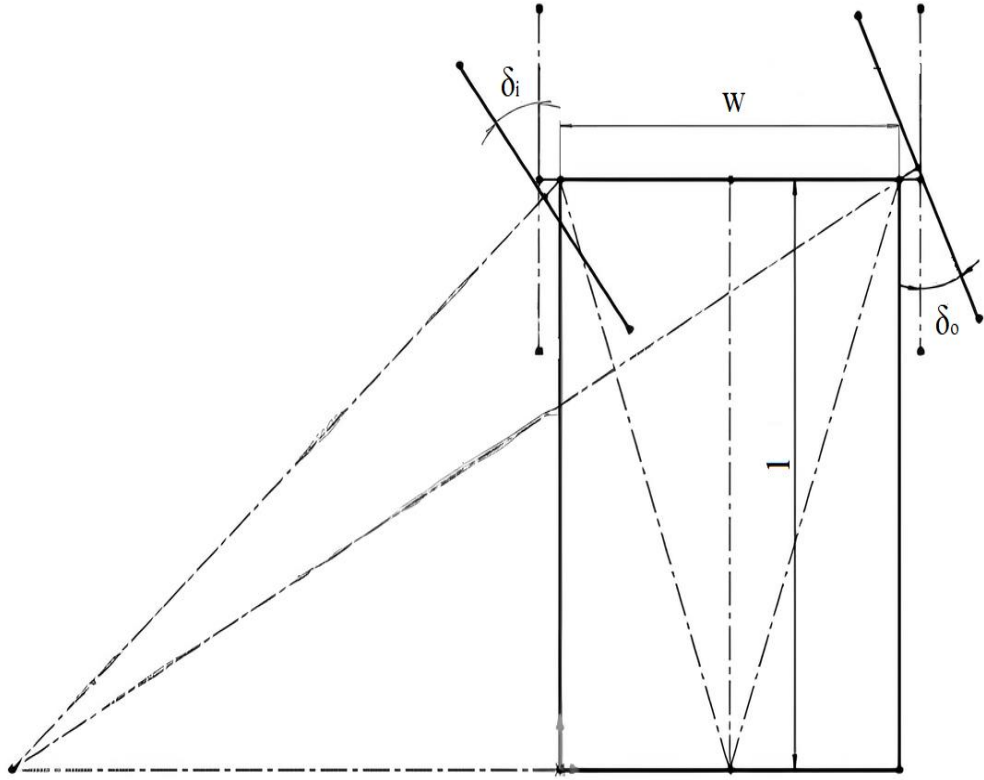
Taşıtlarda lastiğin tutunmasının arttırmak için Ters Ackermann yaklaşımı tercih edilir. Yönlendirme esnasında gerekli olan uygun direksiyon açısı, tekerlek yükü, dönüş hızı, yol yüzey durumu, dönüş yarıçapı ve taşıtın sahip olduğu lastik özelliklerine bağlıdır. Taşıtın seyir halinde iken hızı, yönlendirme mekanizması tasarımında kilit bir rol oynamaktadır (Milliken ve Milliken 1995). Yaygın olarak kullanılan taşıt yönlendirme mekanizmaları, taşıtın hem yüksek hızlı seyir halinde iken hem de düşük hızlı seyir halindeki manevraları esnasında ideal bir yönlendirme açısı verememektedir. Bu sebeple her koşul için ideal bir yönlendirme mekanizması yoktur (Liu 2023). Taşıtın manevra esnasındaki seyir hızı, taşıt tekerleklerindeki aks yükünü ve bu yükün dağılımını doğrudan etkilemektedir. Taşıt tekerindeki aks yükü dağılımı, kayma açılarının önemi arttırmaktadır ve buna bağlı olarak yanal kuvvet oluşmasını sağlamaktadır. Taşıt düşük hızla seyir halinde iken, Ackermann yaklaşımı tercih edilmektedir (Jazar 2008). Böylece taşıt düşük hızla seyir halinde iken taşıt tekerleklerinin sürtünmesi en aza indirilmekte ve taşıtın hız kaybını engellenmektedir. Taşıt yüksek hızlı bir virajda seyir halinde iken, yanal kuvvete karşı taşıt

tekerleklerinin üzerinde daha iyi tutunma oluşturulması için uygun kayma açısının oluşturulması istenmektedir. Böylece taşıt lastik yüzeylerinde daha fazla tutunma kuvveti oluşturularak taşıt yüksek hızda daha iyi bir manevra kabiliyetine sahip olabilmektedir (Milliken ve Milliken 1995). Bu durumlar göz önünde bulundurularak Şekil 2.1’de belirtilen Ackermann yaklaşımlarından, taşıt özelliklerine uygun bir yaklaşım tercih edilmelidir.

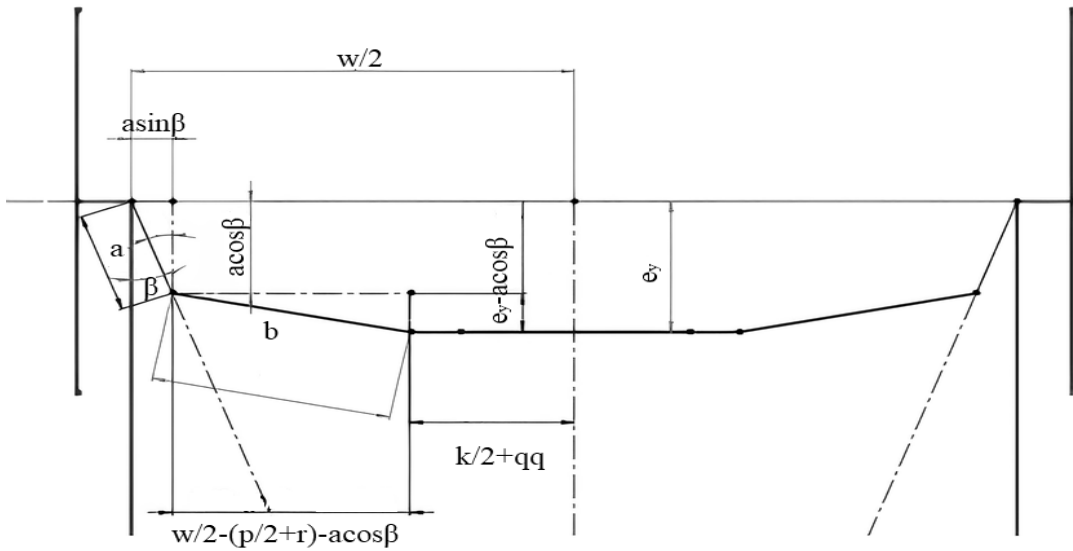
Kolaida (2014) dört tekerlekli ön akstan yönlendirmeye sahip bir taşıt için Ackermann yaklaşımına dayalı olarak kremayer pinyon mekanizmasını matematiksel olarak Şekil 2.2’de gösterilen model yardımıyla fonksiyon şeklinde tanımlamıştır. Bu model yardımıyla, kısıtlamaya göre bazı değişkenleri sabitleyerek ve Ackermann yaklaşımını dikkate alarak yönlendirme mekanizmasının tasarımı yapılmıştır. Eşitlikte (2.1) verilen Ackermann koşuluna göre taşıtın iç ve dış tekerleklerinden dik olarak oluşturulan eksenler, dönüş hareketi esnasında tek bir noktada buluşuyor ise taşıt, o noktada dönüş işlemini gerçekleştirecektir. Eşitlikte gösterilen semboller δ_0 dış tekerlek açısını, δ_i iç tekerlek açısını, w taşıtın ön aks genişliğini, l taşıtın ön aks ile arka aks açıklığını temsil etmektedir.

$$\cot\delta_0 - \cot\delta_i = \frac{w}{l} \quad (2.1)$$

Şekil 2.2’de, taşıt ön tekerlek merkezlerinin arka aks üzerinde kesişmesi ve bu kesişme ile oluşan nokta taşıtın dönüş merkezi olmaktadır. Ackermann yaklaşımı, kremayer pinyon mekanizması ile çalışılmıştır. Şekil 2.3’te gösterilen bu mekanizma tasarımında a deveboynu uzunluğunu, b rot kolu uzunluğunu, $k/2$ kremayer dişlinin simetrik uzunluğunu, qq küresel mafsallı uzunluğunu, e_y kremayer dişli ile taşıtın ön aks mesafe uzaklığını ve β deveboynu açısını temsil etmektedir. Taşıtın yönlendirme mekanizması, tekerlekler düz konumda iken rot kolu uzunluğu eşitlik (2.2) ile ifade edilmiştir. Ackermann yaklaşımı için taşıt rot kolu uzunluğu önemli bir etkidir. Ayrıca kinematik hareketin sağlıklı çalışabilmesi için uygun rot kolu uzunluğu belirlenmelidir (Kolaida 2014).



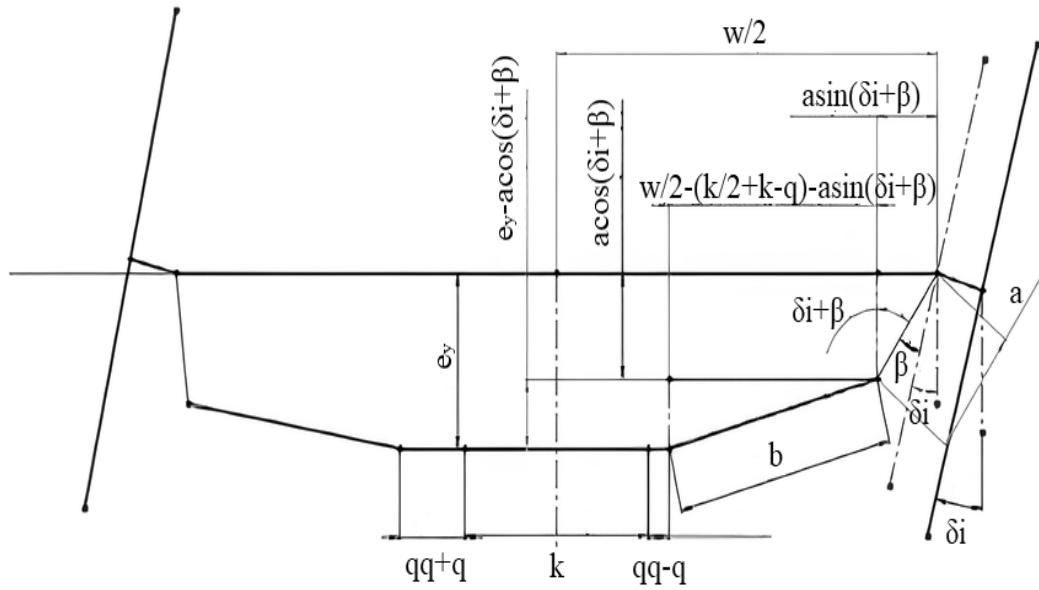
Şekil 2.2: Ackermann yaklaşımı ve taşıt dönüş merkezi (Kolaida 2014)



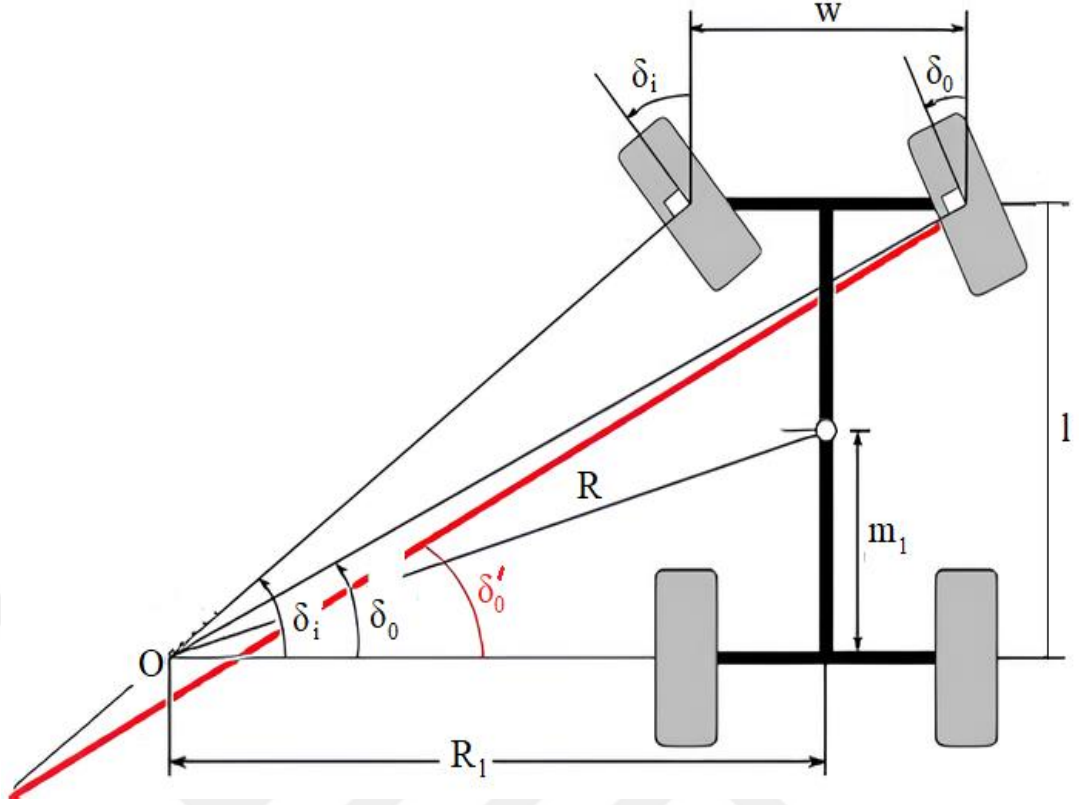
Şekil 2.3: Kremayer pinyon mekanizması (Kolaida 2014)

$$b^2 = \left[\frac{w - (k + 2qq)}{2} - a \sin \beta \right]^2 + [e_y - a \cos \beta]^2 \quad (2.2)$$

Ackermann yaklaşımı için yönelme esnasında iç tekerlek ve dış tekerlekten yola çıkarak eşitlikler üretilmiştir. Şekil 2.4'te ile gösterilen yönlendirme mekanizmasının iç tekerlek bölgesinden türetilen eşitlik (2.3) ile ifade edilmiştir. Aynı zamanda Şekil 2.5'te gösterilen yönlendirme mekanizmasında dış tekerlek bölgesi için eşitlik (2.4) kullanılmıştır. Şekil 2.4 ve 2.5'te kremayer dişlinin hareket mesafesi q ile temsil edilmiştir. Yapılan yönlendirme mekanizması çalışmasında, dört tekerlekli ve ön akstan yönlendirilebilen bir taşıt için Ackermann yaklaşımı dikkate alınarak kremayer pinyon mekanizması matematiksel olarak modellenmiş ve fonksiyonları ifade edilmiştir. Çalışmada rot kolu uzunluğu, eşitlikten (2.2) belirlenebileceği gibi ayrıca ifade edilen eşitlikler (2.3), (2.4) yardımıyla hareketli durum içinde elde edilebileceği belirtilmiştir.



Şekil 2.4: Kremayer pinyon mekanizması (Kolaida 2014)

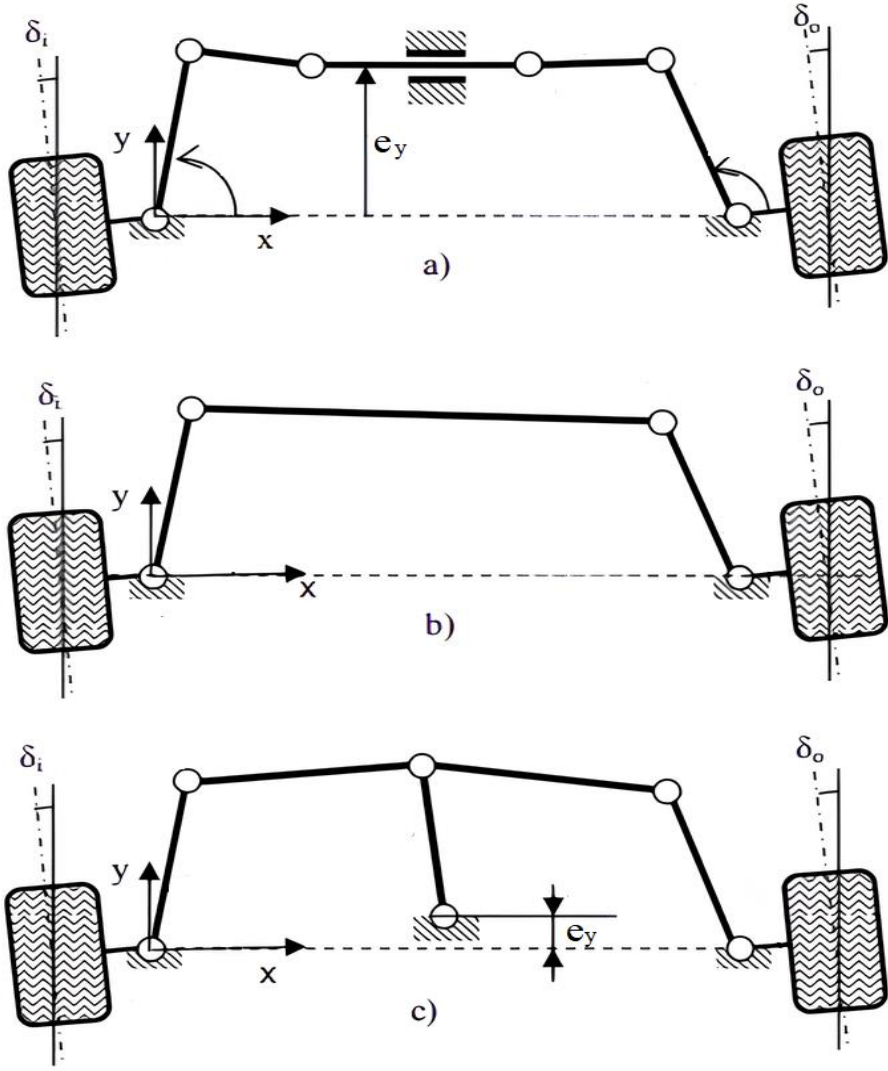


Şekil 2.6: Ackermann yönlendirme hatası (yapısal hata) (Erdemir 2015)

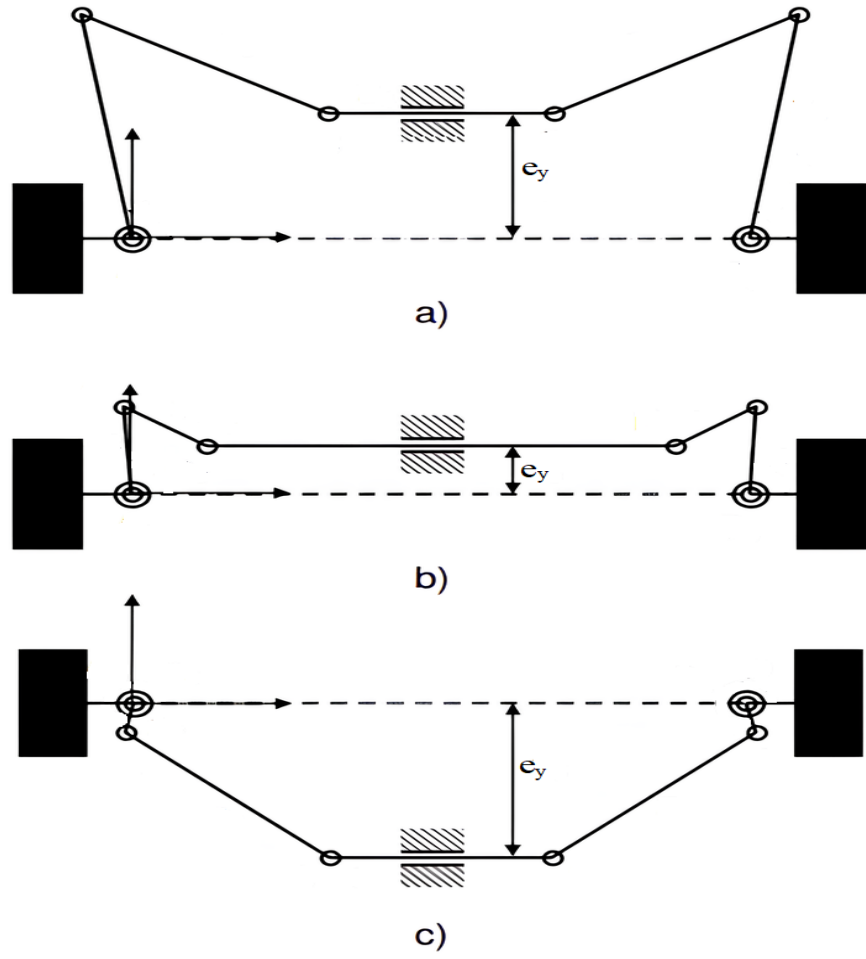
$$\delta_i = \cot^{-1} \left(\cot \delta_0 - \frac{w}{l} \right) \quad (2.5)$$

$$\psi = |\delta_0' - \delta_0| \quad (2.6)$$

Sancibrian ve diğ. (2007), eşitsizlik kısıtlamalarının optimizasyon işlemi esnasında, taşıt yönlendirme mekanizmasının üzerindeki etkinliğini irdelemişlerdir. İfade edilen optimizasyon işlemi, yönlendirme mekanizması için fonksiyon üretici sentez olarak yaklaşılarak üç farklı yönlendirme mekanizması düzeni sentezlemiştir. Bu mekanizmalar Şekil 2.7’de ifade edilmiştir. Kremayer pinyon mekanizması, dört çubuklu yönlendirme mekanizması ve altı çubuklu yönlendirme mekanizması sentezlenerek mekanizmalar arasındaki avantaj ve dezavantajlar ifade edilmiştir. Optimizasyon işlemi sonucunda kremayer pinyon mekanizması için ideal çözümler Şekil 2.8’de gösterilmiştir. Kremayer pinyon mekanizması için optimizasyon işlemi sonucunda Ackermann yönlendirme hata değerleri sırasıyla a) 0.014°, b) 1.74° ve c) 0.021° olarak belirtilmiştir.

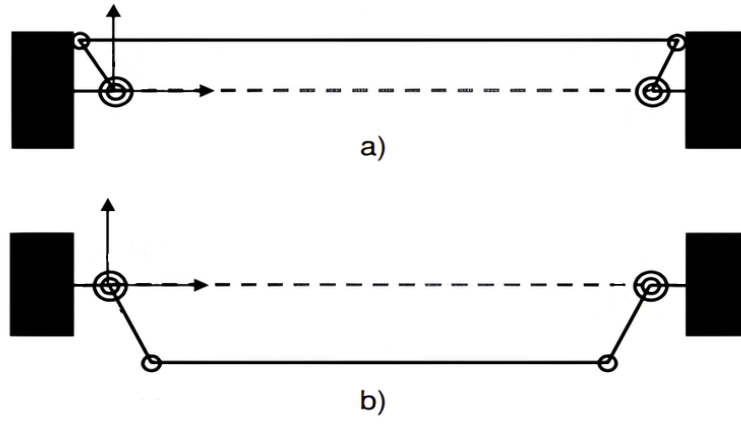


Şekil 2.7: a) Kremayer pinyon mekanizması, b) Dört kol mekanizması, c) Altı kol mekanizması
 (Sancibrian ve diğ. 2007)

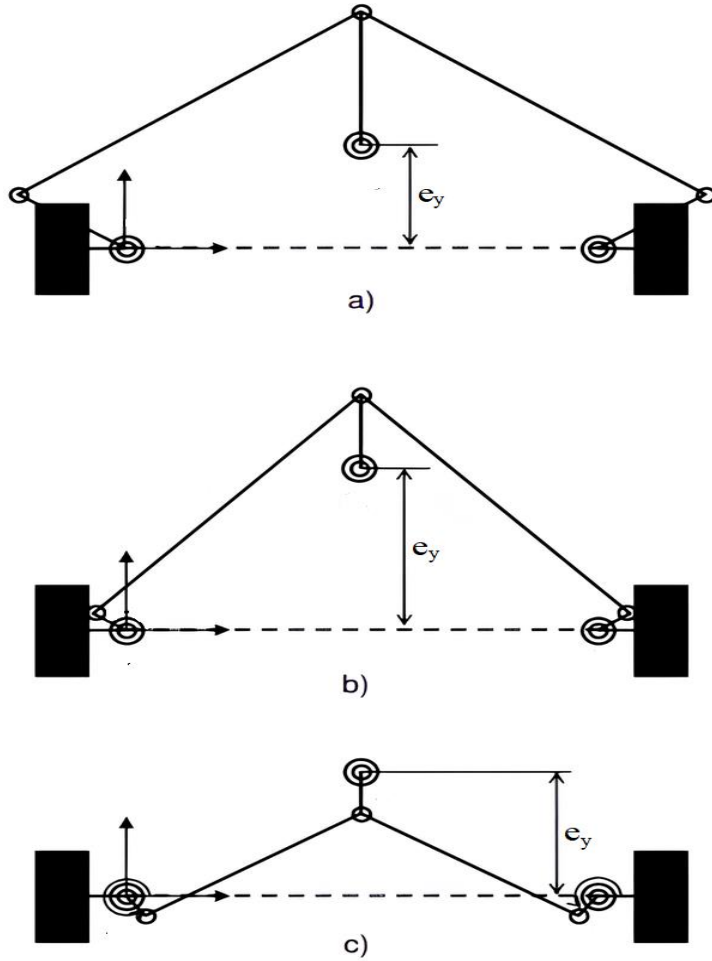


Şekil 2.8: a) Taşıtın ön aks üstündeki kremayer pinyon mekanizması, b) Taşıtın ön aks üstündeki kremayer pinyon mekanizması, c) Taşıtın ön aks altındaki kremayer pinyon mekanizması, (Sancibrian ve diğ. 2007)

Dört kol mekanizması için kısıtlamalar ihmal edildiğinde deveboynunun ve rot kollarının aynı noktada birleştiği belirtilmiştir. Kısıtlama eşitsizlikleri optimizasyon sürecine eklendikten sonra Şekil 2.9 a) ve b)'de elde edilen yapısal hata değerleri sırasıyla 0.98° ve 1.28° şeklinde belirtilmiştir. Fakat birinci mekanizmada Ackermann yönlendirme hatası değerinin daha düşük olmasına rağmen deveboynu ile tekerlek yüzeyinin arasındaki mesafe, yönlendirme mekanizmasının pratik ortamda çalışma durumunda istenmeyen mekanik temaslara yol açabilmektedir. Şekil 2.10'daki altı kol yönlendirme mekanizmasının Ackermann yönlendirme hata değerleri ise a)'da 0.86° , b)'de 0.98° ve c)'de 1.28° olarak ifade edilmiştir.



Şekil 2.9: Taşıtın ön aks üstündeki dört kol yönlendirme mekanizması, b)Taşıtın ön aks altındaki dört kol yönlendirme mekanizması (Sancibrian ve diğ. 2007)



Şekil 2.10: Taşıtın ön aks üstündeki altı kol yönlendirme mekanizması, b)Taşıtın ön aks üstündeki altı kol yönlendirme mekanizması, c)Karışık konuma sahip altı kol yönlendirme mekanizması (Sancibrian ve diğ. 2007)

Optimizasyon işlemine, kısıtlamalarının dâhil edilmesi ile yönlendirme mekanizmalarının üzerindeki değişimler verilmiştir. Ackermann yaklaşımını sağlayan taşıt yönlendirme mekanizmalarının yapısal doğruluğunun önemi kadar, bir o kadar da bu mekanizmaların kinematik hareketi ve gerçek hayatta kapladığı alanların etkisi ve çalışma koşulları irdelenmiştir. Yapısal hata üzerinde en etkili parametrenin eşitsizlik kısıtları olduğu ifade edilmiştir (Sancibrian ve diğ. 2007).

Dört kol mekanizması optimizasyonu üzerine yapılan bir çalışmada Yao ve Angeles (2000), mekanizmayı sentezlemek için eleme işlemine dayalı yöntem belirtmiştir. Ackermann yönlendirme hatasının karesi, iki değişkenli iki eşitlik sistemine adapte edilmektedir. Değişkenlerden biri çıkartılarak kökler yerel minimum değerlerine karşılık gelecek şekilde polinom yardımıyla ifade edilmiştir. Elde edilen polinom fonksiyonları ile en küçük kareler yöntemi kullanılarak dört kol yönlendirme mekanizması için ideal tekerlek açıları irdelenmiştir. Yönlendirme mekanizması daha karmaşık bir problem olarak, McPherson askı donanım mekanizması ile birlikte çalışılmıştır. Birden fazla taşıt parçası ile her bir mekanizmaya denk gelen iki objektif (amaç) fonksiyonu, tek bir objektif fonksiyonunda gruplanarak çözüme ulaşıldığı gösterilmiştir (Becker ve diğ. 2003).

Simionescu ve Beale (2002), dört kollu yönlendirme mekanizması fonksiyon sentezinde, mekanizmanın bir yörüngesinde yapısal hata fonksiyonu olarak maksimum hatanın karesinin alınmasını önermiştir. Belirtilen yapısal hata durumu, Ackermann yaklaşımını dikkate alarak yönlendirme mekanizmasının üzerinde uygulanmıştır. Taşıtın ön aks genişliği ile akslar arası mesafesinin birbirlerine olan oranı ve maksimum yönlendirme açısına bağlı olarak yapısal hata değerinin 0° ile 7° arasında değiştiği ifade edilmiştir.

Hanzaki ve diğ. (2008), kremayer pinyon mekanizmasını kullanarak, Ackermann yönlendirme hatasını minimize etmek için Richardson bilinenine dayanan bir algoritma üzerinde çalışmışlardır. Optimizasyon işlemi sonucunda Ackermann yönlendirme hatası 3.9° değerinden 0.75° değerine indirildiği belirtilmiştir.

Hamidi ve diğ. (2012), Yapay Bağışıklık Sistemi (Artificial Immune System) Algoritmasını kullanarak taşıt yönlendirme mekanizması üzerinde Ackermann yönlendirme hatası için optimizasyon işlemini gerçekleştirmişlerdir. Kısıtlamalar dâhil edildiğinde Ackermann yönlendirme hatası 7° ile 8° değerleri arasında olacak şekilde belirtilmiştir. Kısıtlamalar ihmal edildiğinde bu hatanın 1° değerine kadar düşürüldüğü ifade edilmiştir.

De-Juan ve diğ. (2012), Jacobian sayısal hesaplamasına dayanan ve kinematik modelleme için doğal koordinat düzlemlerini kullanarak Ackermann yaklaşımını sağlayan yönlendirme mekanizmaları üzerine çalışmıştır. Optimizasyon yönteminin, geleneksel olarak kullanılan birçok mekanizma için kullanabilir olduğu ve çözüm verebildiği belirtilmiştir. Eşitlik (2.7) ile gösterilen fonksiyon, matematiksel olarak ifade edilen yapısal hata fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Eşitlikte (2.7) belirtilen v taşıt tasarımında kullanılan değişkenleri, ψ yapısal hatayı, δ_{od}^i taşıtın ideal dış tekerlek açısını, δ_o^i taşıtın gerçek dış tekerlek açısını temsil etmektedir. Eşitlik (2.7) ile gösterilen yapısal hata fonksiyonu kullanılarak, vektör olarak öngörülen pozisyonların tamamı için eşitlik (2.8) ile tanımlanmaktadır (De-Juan ve diğ. 2012).

$$\psi(v)^i = \delta(v)_o^i - \delta_{od}^i \quad (2.7)$$

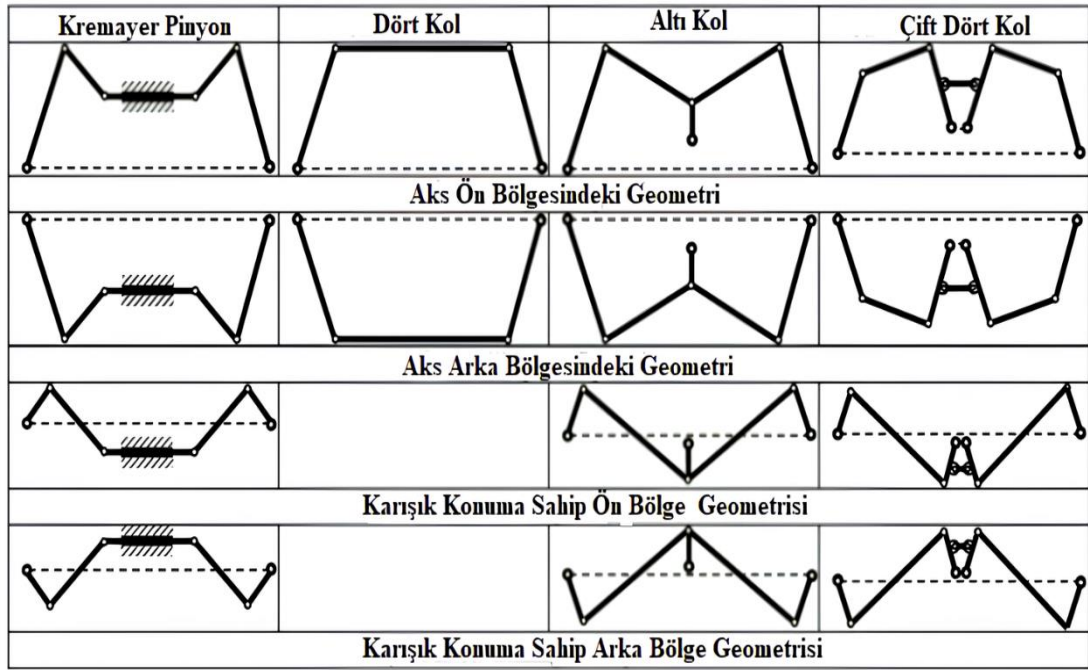
$$\psi(v) = \begin{bmatrix} e(v)^1 \\ e(v)^2 \\ \vdots \\ e(v)^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta(v)_o^1 - \delta_{od}^1 \\ \delta(v)_o^2 - \delta_{od}^2 \\ \vdots \\ \delta(v)_o^n - \delta_{od}^n \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Optimizasyon işleminde amaç fonksiyonu, en küçük kareler kavramı kullanılarak eşitlik (2.9) ile tanımlanmıştır. Kısıtlama denklemleri dikkate alınarak sentez fonksiyonu eşitlikler (2.10), (2.11) yardımıyla ifade edilmiştir. Şekil 2.11’de yönlendirme mekanizmalarının tahmini başlangıç geometrileri belirtilmiştir.

$$f(v) = \frac{1}{2} \psi(v)' \psi(v) \quad (2.9)$$

$$\min f(v) = \frac{1}{2} \psi(q(v))' \psi(q(v)) \quad (2.10)$$

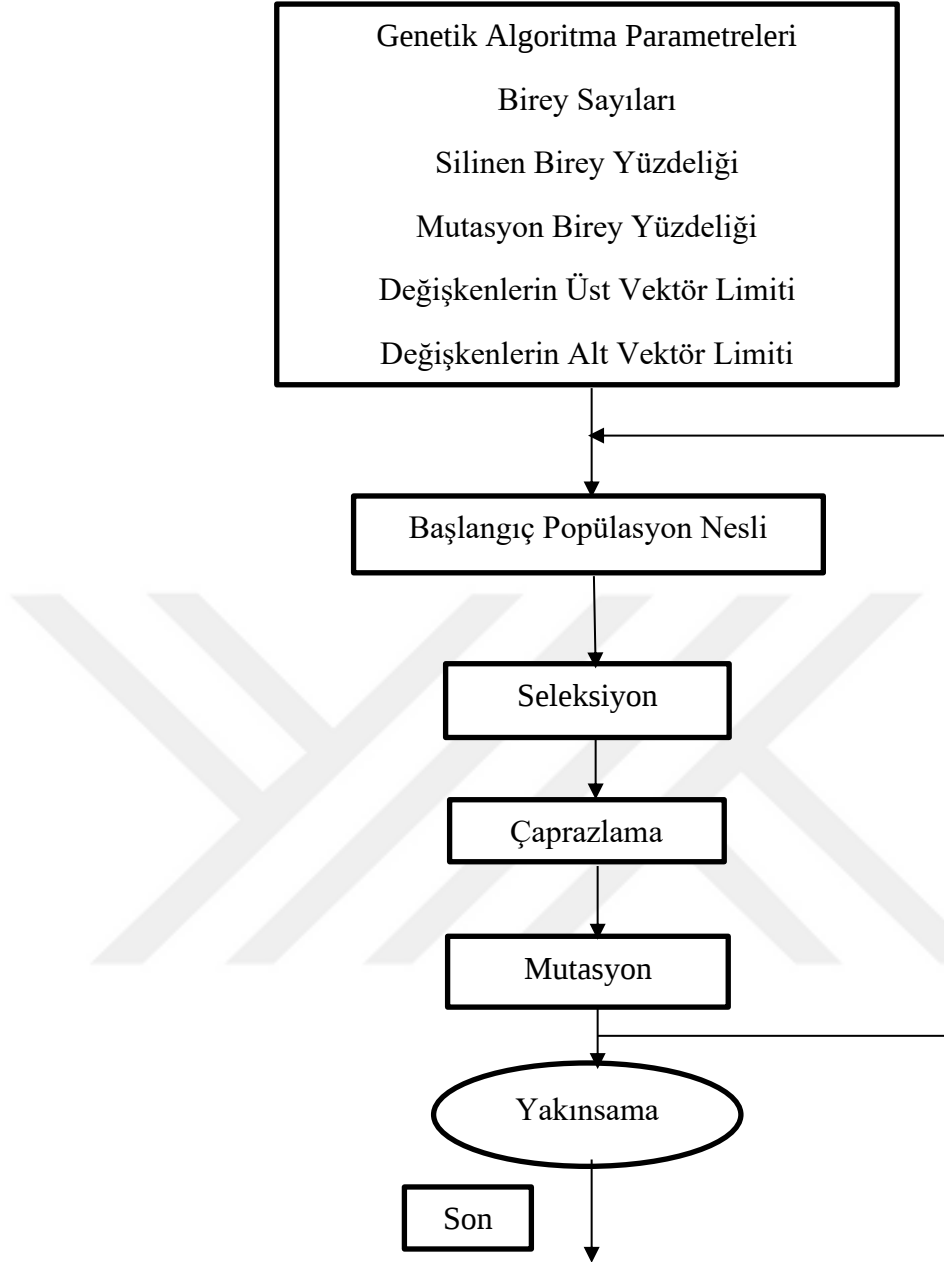
$$\text{subject to } \theta_v(q(v), v) = 0 \quad (2.11)$$



Şekil 2.11: Optimizasyon çalışmasındaki tahmini başlangıç geometrileri (De-Juan ve diğ. 2012)

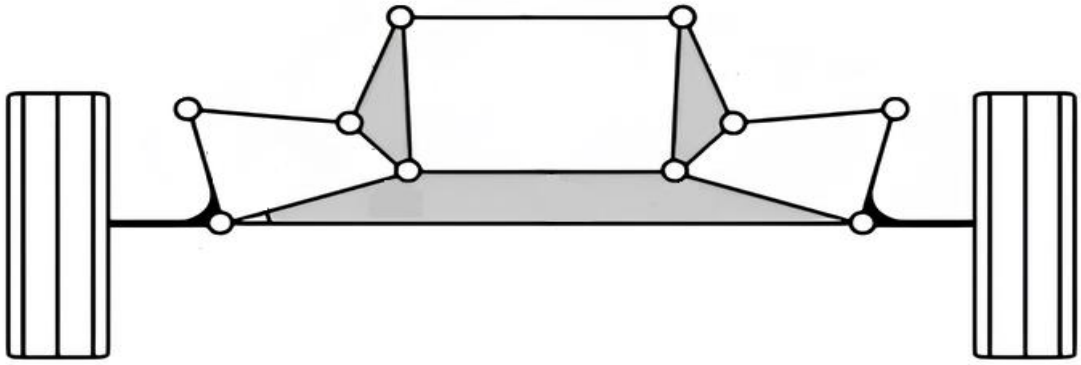
Ackermann yönlendirme hatasını altı kol yönlendirme mekanizması için 0.021° , dört kol yönlendirme mekanizması için 1.64° , çift dört kol yönlendirme mekanizması için 0.25° ve kremayer pinyon mekanizması için 0.024° olarak belirlemişlerdir. Optimizasyon metodunun farklı yönlendirme mekanizmaları için çözüm verebildiği, düzlemsel mekanizma kısıtlamaları ile boyutsal sentezinin farklı problemler içinde kullanılabilir yapıda olduğu belirtilmiştir (De-Juan ve diğ. 2012).

Romero ve diğ. (2017), çok bağlantılı bir yönlendirme mekanizması için genetik algoritma optimizasyonu üzerine çalışmışlardır. Optimizasyon yöntemi olan genetik optimizasyon işlemlerinde, genetik operatörlerin uygulanmasından sonra çözülmesi gereken optimizasyon değişkenleri, ikili sayılar ile kodlanmaktadır. Bu yapılan işlemin, ayrık olmayan problemlerde işlem gücünün arttırdığı belirtilmiştir. Şekil 2.12’de genetik algoritmanın çalışma mantığını gösteren şema verilmiştir. Verilen şemaya göre döngü, yakınsayan parametre elde edilene kadar devam etmektedir. Genetik algoritma kullanılarak optimizasyon işleminden iyi sonuçlar elde etmek için genellikle beklenen sonuçlara ulaşana kadar farklı parametrelerle birkaç testin yapılması gerektiği ifade edilmiştir.

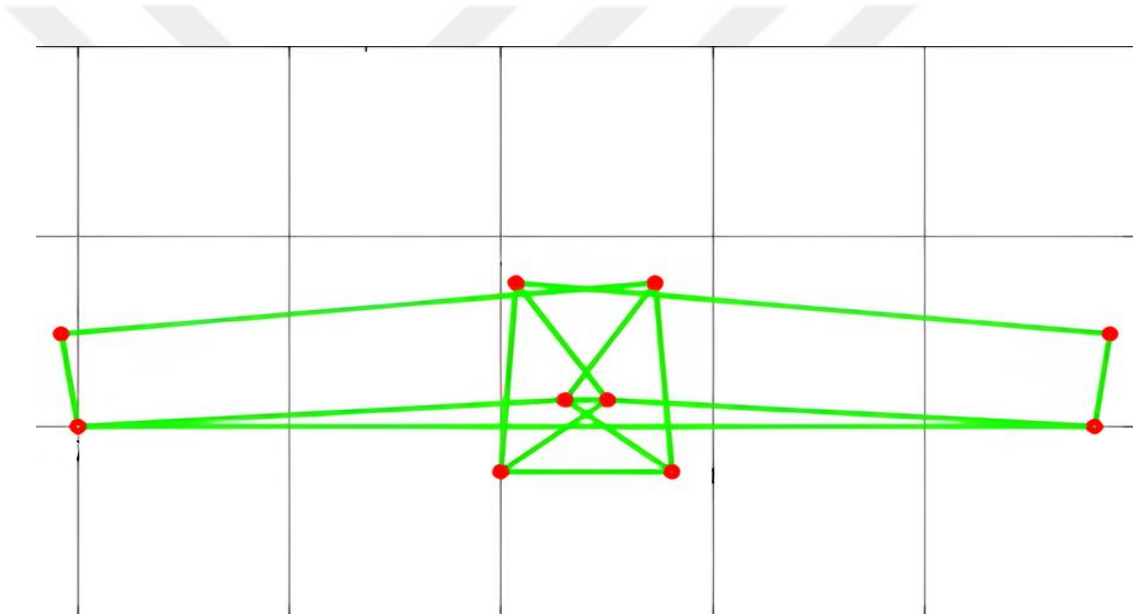


Şekil 2.12: Genetik algoritmada izlenen yol haritası (Romero ve diğ. 2017)

Çok bağlantılı yönlendirme mekanizmasının genetik optimizasyonunda, doğal koordinatlar üzerinde başlangıç mekanizmasının oluşturulması gerekmektedir. Bu oluşturulan mekanizma için başlangıç değerlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Belirtilen başlangıç değerlerinin, tüm genetik algoritmalar için geçerli olduğu ifade edilmiştir (Romero ve diğ. 2017). Şekil 2.13'te yönlendirme mekanizmasının başlangıç durumu verilmiştir. Genetik algoritma yardımıyla optimizasyon işlemi sonrasında elde edilen çok kollu yönlendirme mekanizmasının son durumu Şekil 2.14'te verilmiştir.

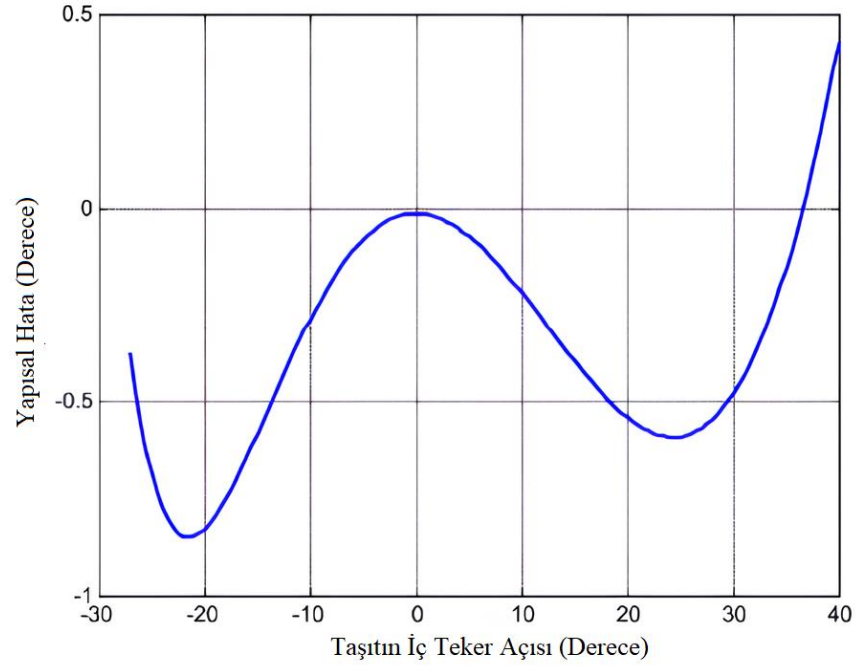


Şekil 2.13: Çok kollu mekanizmanın başlangıç modeli (Romero ve diğ. 2017)



Şekil 2.14: Optimizasyon sonucunda oluşan mekanizma modeli (Romero ve diğ. 2017)

Şekil 2.15'te grafik üzerinde taşıtın iç tekerleğine göre ifade edilen Ackermann yönlendirme yapısal hatası, taşıtın iç tekerlek açısı yaklaşık olarak -22° olduğunda maksimum -0.8° olacak şekilde ifade edilmiştir. Çok kollu bağlantıya sahip yönlendirme mekanizmasının lineer olmayan karmaşık eşitlikler içeren bir model olduğu ve genetik algoritmanın karmaşık problemler üzerinde etkin bir çözüm verdiği ifade edilmiştir. Ayrıca genetik algoritmanın geleneksel olarak yönlendirme mekanizması haricinde birçok mekanizmanın optimum durumlarını sentezlemek için kullanılabileceği belirtilmiştir (Romero ve diğ. 2017).



Şekil 2.15: Ackermann yönlendirme yapısal hatası (Romero ve diğ. 2017)

Pingyuan ve Cheng (2009), genetik algoritma kullanarak yerel gradyan temelli algoritmalar ile kombinasyonlar oluşturarak bir yönlendirme mekanizmasını optimize etmişlerdir. Oluşturulan kombinasyonlar yardımıyla genetik algoritma işlemine yerel bölgelerde yardımcı olduğu ifade edilmiştir. Optimizasyon işleminde yapısal hata parametresi, her bir yönelme durumu için yönlendirme mekanizmasının Ackermann yönlendirme hatasının karelerinin toplamının alındığı belirtilmiştir. Optimizasyon işlemi sonucunda deveboynu elemanına bağlı rot parçalarının boyları ve tekerleklere bağlanma açılarının optimize edildiği ifade edilmiştir.

Topaç ve diğ. (2018), Adams/Insight çok gövdeli sistemler (MBS) yazılımının DOE-RSM tabanlı optimizasyon aracını kullanarak yolcu otobüsü için yönlendirme mekanizmasının optimum kinematik tasarımını gerçekleştirmişlerdir. Optimizasyon işlemi sonucunda yönlendirme mekanizmasının Ackermann yönlendirme hatası $\leq \pm 0.5^\circ$ olarak belirtilmiştir. Optimizasyon işlemi sonucunda her iki mekanizma için ANSYS Workbench V16 yazılımının DesignXplorer modülü ortamında maksimum Von Mises gerilmeleri hesaplanmıştır. Yönlendirme mekanizmalarında güvenlik faktörü 1.35 olarak belirtilmiş ve maksimum Von Mises gerilmesinin mekanizmalar üzerinde %67'ye kadar azaltılabileceği ifade edilmiştir.

Šír ve diğ. (2010), hiposikloid ve episikloid eğri çeşitlerini detaylı şekilde analiz etmişlerdir. Hiposikloid ve episikloid eğrilerin özelliklerini türetmek için örtülü bir fonksiyon ifade etmişlerdir. İfade edilen fonksiyon a ve b olmak üzere iki tamsayı içermektedir. a ve b iki tamsayı katsayıları, doğrudan eğrilerin birçok özelliğini yansıtmaktadır. Şekil 2.16'da ifade edilen a ve b tamsayılarının katsayıları dikkate alınarak oluşturulmuş eğri yörüngeleri verilmiştir. Eğri yapılarının analizinde, farklı çizgiler tarafından tahmini eğriler oluşturabilen G1 Hermite enterpolasyonu kullanılmıştır. G1 Hermite enterpolasyonu için yeni bir algoritma çalışılmıştır. Belirtilen algoritmada destek fonksiyonları kullanılarak eğri yapılarının daha basit bir hale getirildiği ifade edilmiştir. Bir hiposikloid eğrisi, r yarıçaplı bir çember üzerindeki sabit bir F noktasının izi olmadan oluşturulan bir düzlem eğrisi olarak tanımlanmıştır. Hareket halindeki çemberin sabit çemberin dışında rol alması durumunda, eşitlik (2.12) ile gösterilen r_k parametresinin negatif bir değer olarak episikloid eğri oluşturulabileceği belirtilmiştir (Šír ve diğ. 2010). Eşitlikte ifade edilen (2.12) F geometrinin sabit olan referans noktasını, R_b planet dişli yarıçapını, r_k sabit güneş dişli yarıçapını, φ ise eğriyi oluşturan noktaların adım numarasını temsil etmektedir.

$$F(\varphi) = (R_b - r_k) \cdot n(\varphi) - r_k \cdot n(t \varphi)$$

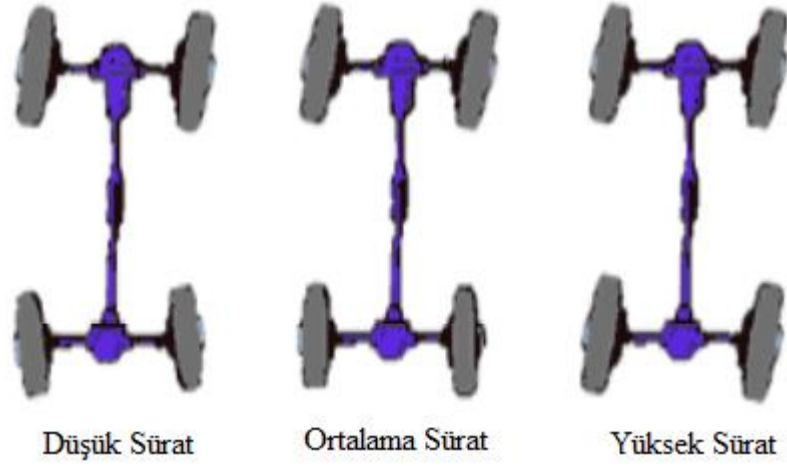
$$t = 1 - \frac{R_b}{r_k} , \quad n(\varphi) = (\sin\varphi, \cos\varphi)' \quad (2.12)$$

$\begin{array}{c} b \\ \backslash \\ a \end{array}$	1	2	3	4	5	6
1						
2						
3						
4						
5						
6						

Şekil 2.16: Katsayılara göre elde edilen eğrilerinin hareket yörüngeleri (Şir ve diğ. 2010)

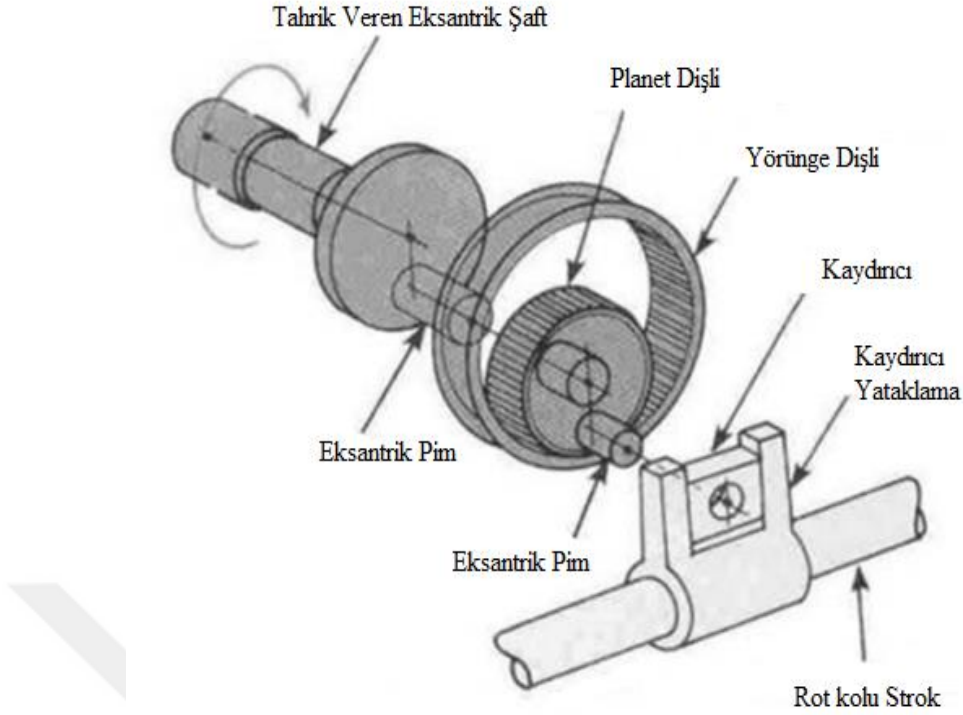
McMullin (2014) tarafından hazırlanan “Hypocycloid and Hypotrochoid” adlı çalışmada, hiposikloid ve episikloid ile ilgili farklı teoremler ve yöntemler açıklanmıştır. Matematiksel olarak oluşturulan denklemler ile meydana gelen eğriler gösterilerek aralarındaki mekanizma farkları ortaya koyulmuştur.

Günümüzde daha etkin sonuçlar için taşıtlar üzerinde çok eksenli yönlendirme mekanizmaları kullanılabilmektedir. Dört tekerlekten yönlendirme mekanizması olarak da tabir edilen bu mekanizmalar, taşıtlarda sürücüye iletilen direksiyon tepkisini iyileştirmek, taşıtın yüksek hızlarda seyir halinde iken taşıt dengesini kararlı hâle getirmek veya taşıtın dönüş yarıçaplarının daha minimal seviyelere çekilmesi için tercih edilebilmektedir. Günümüzde kullanılan Delphi’nin Quadra yönlendirme mekanizması ve Honda Prelude serisindeki yönlendirme mekanizması, düşük hızlarda arka tekerleklerin ön tekerleklere göre ters yönde hareket kabiliyetini sağladığı belirtilmiştir. Bu durumun, taşıtın daha dar bir yarıçapta dönüş yeteneğine sahip olacağını göstermektedir (Saxena ve diğ. 2014). Şekil 2.17’de çok eksenli yönlendirme mekanizmasına sahip taşıtın düşük, ortalama ve yüksek hız için tekerleklerin oluşturduğu açılar belirtilmiştir.



Şekil 2.17: Taşıt hızına göre dört tekerlekten yönlendirme açıları (Kolekar ve diğ. 2017)

Şekil 2.17’de gösterilen taşıtın, seyir halinde sahip olduğu hıza bağlı olarak tekerlek açıları değişmektedir. Taşıtın yüksek hızlarda seyir halinde iken, arka tekerlekler ön tekerlekler ile aynı yönde dönerek arkadan savrulmayı, taşıtın dinamik karakteristiğini pozitif yönde arttırdığını ve taşıtın dönüş yarıçapını etkin bir şekilde azaltıldığı ifade edilmiştir. Taşıt düşük hızlarda seyir halinde iken, arka tekerlekler ön tekerleklerin tersi yönünde daha minimal bir açıda hareket etmektedir. Bu hareket yardımıyla taşıtın park etme durumunda veya dar manevralar esnasında manevra kabiliyetinin önemli ölçüde arttıracağı belirtilmiştir. Çok akstan yönlendirme mekanizmasının kullanılması ile taşıtın dönüş yarıçapı %21 oranında azaltılabildiği ifade edilmiştir (Saxena ve diğ. 2014). Dönüş yarıçapında ki azalma, özellikle büyük taşıtlar için önemli etken olabilmektedir. Aktif dört tekerlekten yönlendirme sistemlerinin çoğunda, arka tekerlekler elektronik kontrol ünitesi ve aktüatörler tarafından hareket ettirilmektedir. Bu mekanizma, çelik bir şaft ile taşıttaki iki yönlendirme mekanizmasını birbirine bağlar ve bir ofset pimi ile donatılmış eksantrik şaftta sonlanmaktadır. Şekil 2.18’de gösterilen yönlendirme mekanizmasında planet dişli, tahrik veren eksantrik şaft, kaydırıcı yataklama ve sabitlenmiş yörünge dişli ile ilişkilidir. Planet dişlinin eksantrik pimi, direksiyon dişlisi için kaydırıcı parçasına yataklanmaktadır. Şekil 2.18’de verilen mekanizma yardımıyla arka tekerleklerinin 2° ile 11° değerleri arasında çalışabileceği ifade edilmiştir (Kolekar ve diğ. 2017).

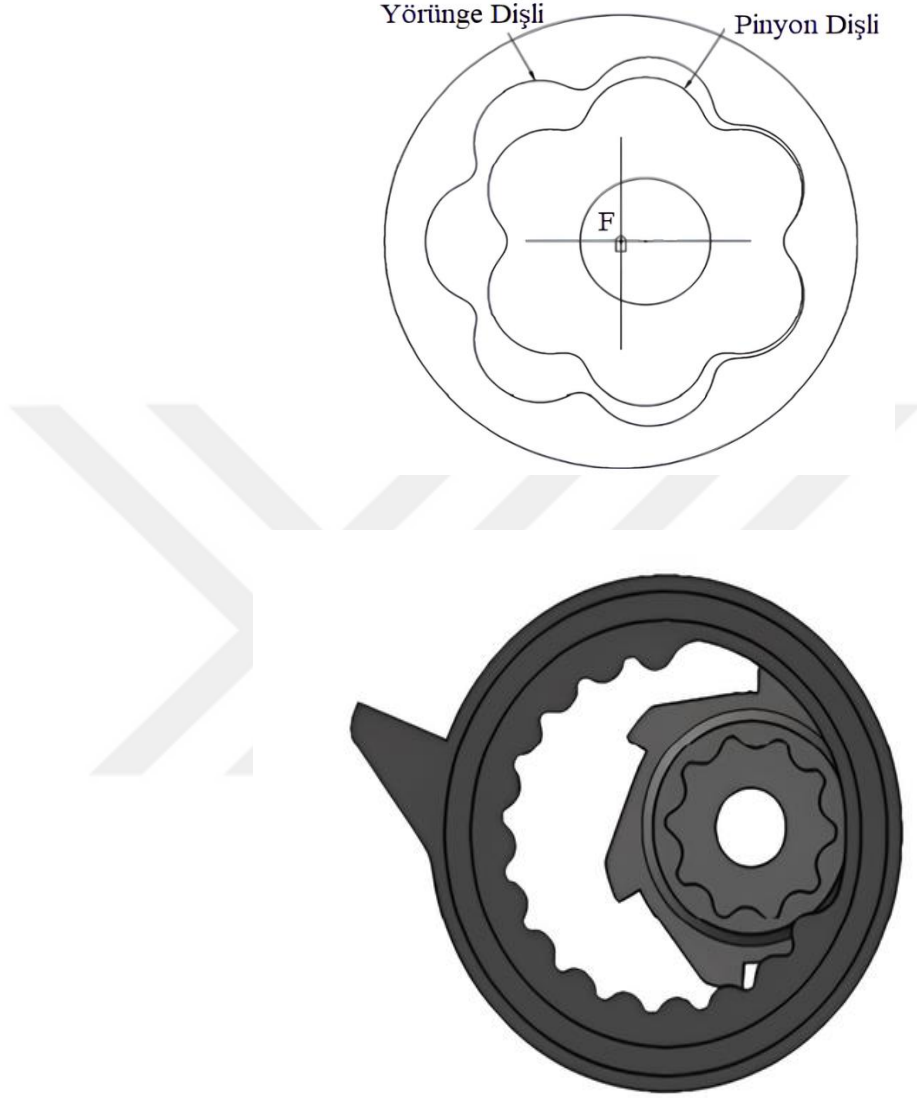


Şekil 2.18: Taşıtın arka tekerleklerine tahrik veren mekanizma (Kolekar ve diğ. 2017)

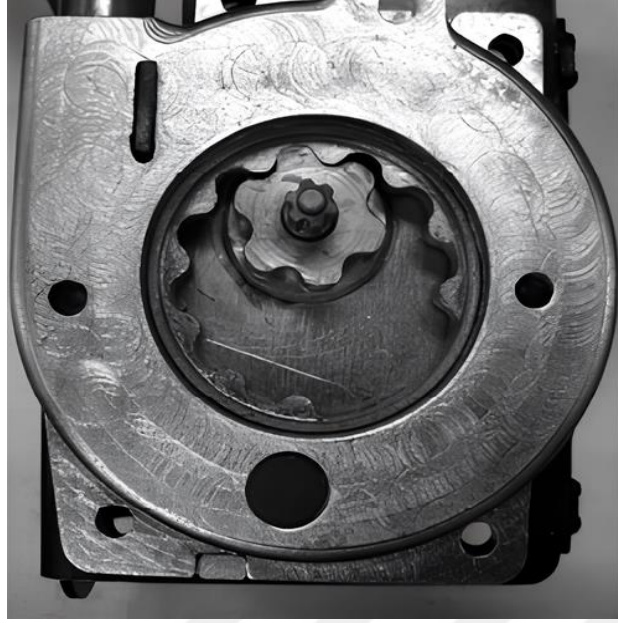
Çok eksenli yönlendirme mekanizmalarının, yaygın olarak kullanılan tek akstan yönlendirme mekanizmalarına göre karmaşık ve pahalı bir sistem olduğu belirtilmiştir. Özellikle parça sayısı fazlalığının önemli bir dezavantaj olduğu ve çok eksenli yönlendirme mekanizmasına sahip bir taşıtın maliyetinin, tek eksenli yönlendirmeye sahip bir taşıtın maliyetinden çok daha fazla olduğu ifade edilmiştir (Shibahata ve diğ. 1987).

Sikloid dişli mekanizmaları, taşıtlar üzerinde çeşitli alanlarda kullanılmaktadır. Shin ve diğ. (2012) geleneksel araçlarda bulunmakta olan emniyet kemeri gerdirmeye sistemlerinde iki sikloid dişli yapısının kullanıma yönelik Şekil 2.19’da görülen örnek tasarım geliştirmişlerdir. Şekilde belirtilen sikloid dişli mekanizması, taşıtın çarpışma esnasında emniyet kemerlerini geri sararak yolcuyu koltuğa sıkılaştırmaktadır. Sıkılaştırma işlemi sonucunda yolcunun çarpışma esnasında hava yastıklarına göre en ideal pozisyonda konumlanmasının sağlanacağı ifade edilmiştir (Shin ve diğ. 2012). Ön gerdirici mekanizmasının darbe yükleri altında zayıf olduğu belirtilmiş ve mekanizmayı geliştirmek için sikloid dişlere sahip yeni bir ön gerdirme dişli mekanizmasının tasarımı gerçekleştirilmiştir. Sikloid dişli mekanizmasının, darbe

yükleri altında daha yumuşak bir hareket karakteristik tutumu ve daha sağlıklı bir çalışma şartı sergilediği ifade edilmiştir (Shin ve diğ. 2012). Tasarlanan mekanizmanın prototip tasarımı Şekil 2.20’de gösterilmiştir.



Şekil 2.19: Sikloid dişli mekanizması (Shin ve diğ. 2012)

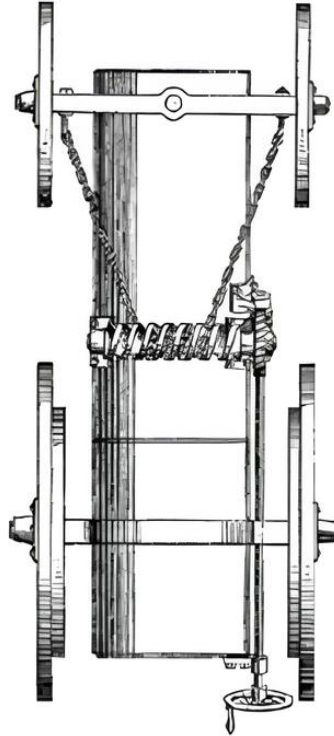


Şekil 2.20: Sikloid dişli mekanizmasının prototip tasarımı (Shin ve diğ. 2012)

Literatürde, karayolu taşıtlarının uygun tekerlek açılarının sağlanmasına yönelik farklı mekanizmaların önerildiği görülmektedir. Tekerlek açılarının ideal değerlere getirilmesi için önerilen yönlendirme mekanizmalarının bir kısmı iyi bir sonuç vermesine rağmen uygulanabilirliği açısından sorunlarının olduğu da görülmektedir. Sikloid dişli sistemlerinin farklı amaçlarla kullanımı olmakla birlikte ön akstan yönlendirmeli sistemlerde kullanımına yönelik bir bilgi mevcut değildir. Sikloid dişli mekanizmaları ile ideal tekerlek açılarının sağlanmasına yönelik eğrilerin elde edilebileceği görülmektedir.

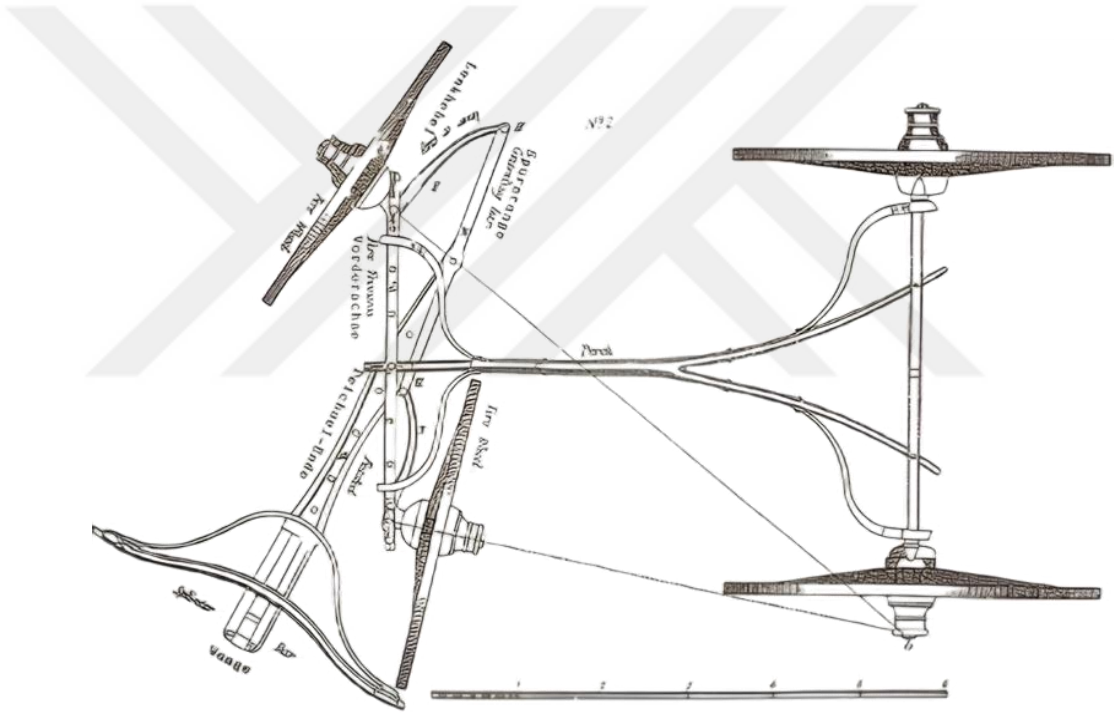
3. YÖNLENDİRME SİSTEMLERİ

Taşıtlar çeşitli sistemlerden oluşmaktadır ve bu sistemlerin tümü taşıtın kullanılabilirliği açısından yüksek önem taşımaktadır. Fren sistemi veya taşıta enerji sağlayan bir motor olmadan taşıt kullanılamamaktadır. Aynı durum taşıta manevra kabiliyeti sağlayan yönlendirme mekanizmaları içinde geçerlidir. Taşıt yönlendirme mekanizmalarında sürücünden gelen yönlendirme talebi, sürücünün direksiyon simidinde yarattığı dairesel hareket ile başlamaktadır. Sürücünün bu komutu, gerekli redüksiyon oranına sahip dişli mekanizması ile doğrusal harekete dönüştürülüp taşıt tekerleklerine iletilmektedir. Geçmişten günümüze kadar kullanılan yönlendirme mekanizmalarında teknolojik gelişmeler görülmektedir fakat bu mekanizmalardaki temel prensip günümüzde geçerliliğini korumaktadır. 1880 yılında Horatio N. Land ve Howard Campbell tarafından US229715 numaralı patentine sahip yönlendirme mekanizması Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Bu yönlendirme mekanizmasının traktörler üzerinde kullanıldığı belirtilmiştir (Spalding ve Rhode 2011).



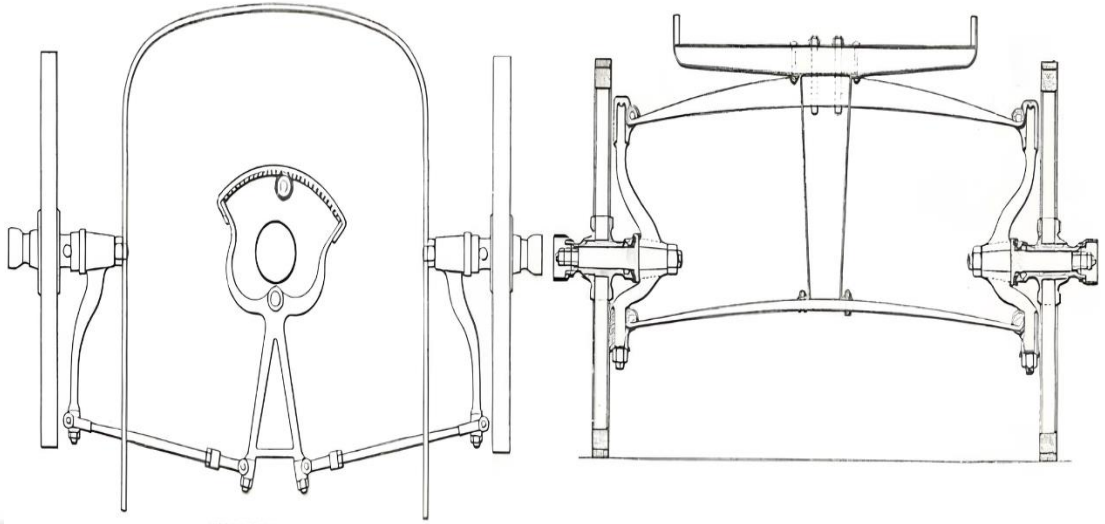
Şekil 3.1: Traktör yönlendirme mekanizması (Spalding ve Rhode 2011)

Şekil 3.2’de gösterilen mekanizma, 1817’de Münih’teki Alman otomobil üreticisi Georg Lankensperger tarafından icat edilmiştir. 1818’de İngiltere’deki acentesi Rudolph Ackermann tarafından atlı arabalar için patentlenmiştir. Georg Lankensperger, iç tekerleğin dış tekerlekten daha fazla yönlendirilmesi ile at arabalarının manevra kabiliyetinin artacağını düşünerek Şekil 3.2’de belirtilen mekanizmayı icat etmiştir. Bu yönlendirme mekanizmasının iç tekerleği yaklaşık olarak 62° açı kabiliyetine sahiptir. Ayrıca Şekil 3.2’de görüleceği üzere, iç ve dış tekerleklerden gelen ve arka aksın iç tekerleğinde kesişen bir geometrik bağlantı koşulu da önermiştir (King-Hele 2002). Bu koşul, günümüzde kullanılan yönlendirme sistemlerinin başlangıç noktası olarak ele alındığı ifade edilmiştir (Harrer ve Pfeffer 2017).



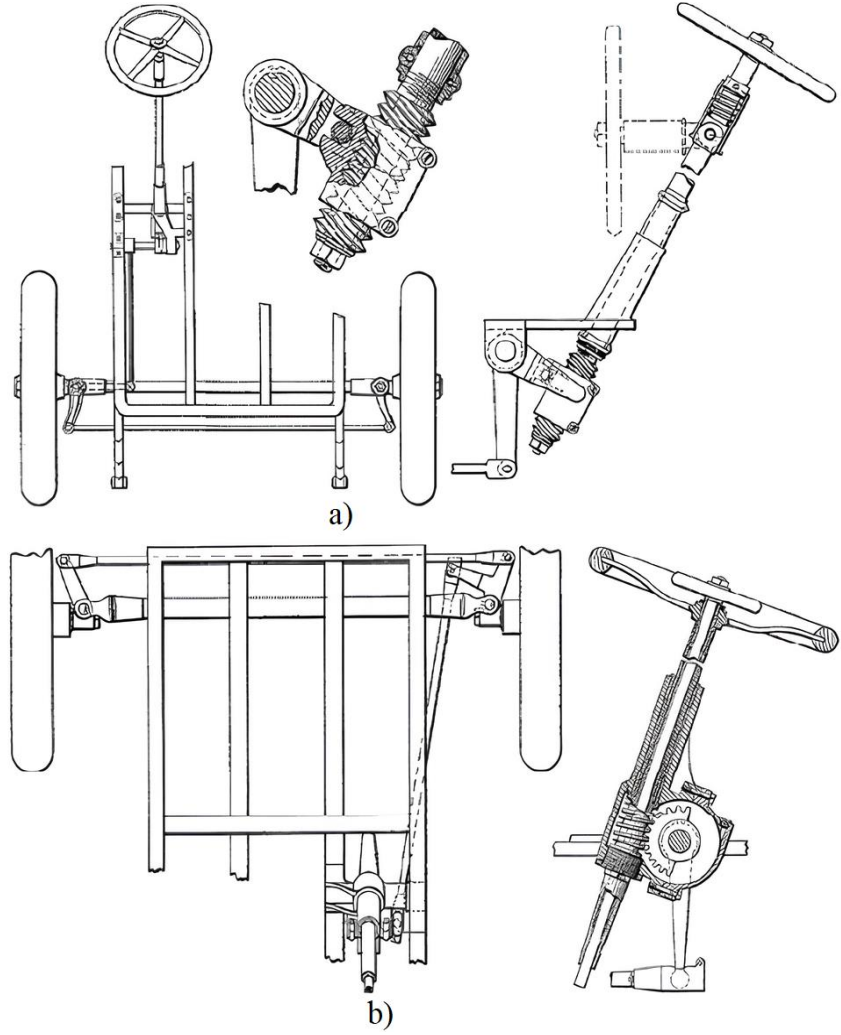
Şekil 3.2: Lankensperger’in yönlendirme mekanizması (King-Hele 2002)

1878 yılında Amédée-Ernest Bollée tarafından, La Mancelle vapurunda kullanılmak üzere çan kranklı yönlendirme mekanizması geliştirilmiştir. Şekil 3.3’te gösterilen mekanizma, taşıtlarda kullanılmış bir yönlendirme mekanizmasını anımsatmış olsa da dönüş açıları hesaplanarak tasarlanan bir mekanizma değildir. Bu mekanizmadan toplam 50 adet kopya üretilmiştir (Eckermann 2001).



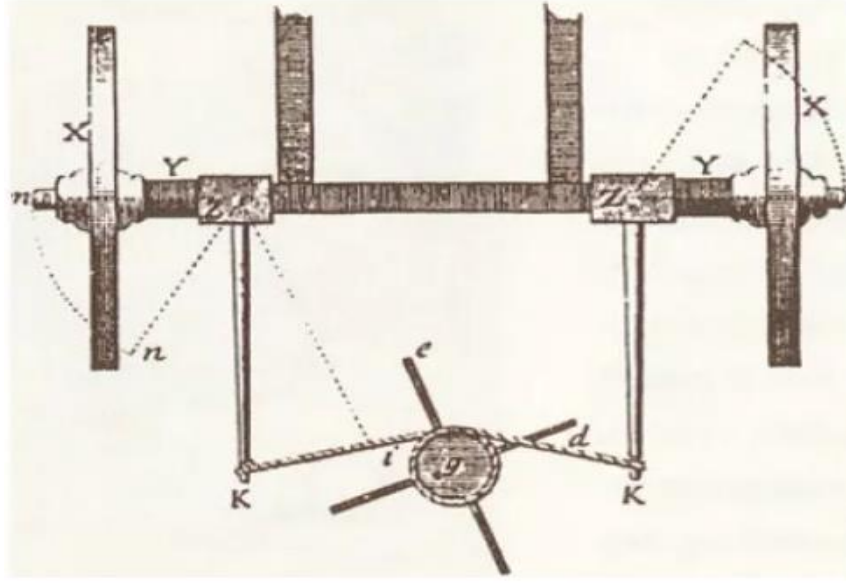
Şekil 3.3: Çan krank yönlendirme mekanizması (Eckermann 2001)

Gelişen teknoloji ile ilk trapezoid yönlendirme mekanizması, Louis P. Mooers tarafından 1901 yılında US695222 numaralı patent ile açıklanmıştır. Şekil 3.4'te a ile belirtilen bu mekanizma, uzunlamasına bir çekme bağlantısı ve bir yönlendirme mekanizması yardımıyla sürücü tarafından direksiyon simidi ile kontrol edilmektedir. Ayrıca aynı patentte, açılı bir yönlendirme kolunu ve elektrik destekli sonsuz dişli mekanizmasına sahip bir yönlendirme mekanizması açıklanmıştır. Uzunlamasına çekme bağlantısına sahip trapezoid yönlendirme mekanizması aynı zamanda Rollin H. White'ın Şekil 3.4'te b ile gösterilen US740209 numaralı patentinin konusu olmuştur (Simionescu ve diğ. 2022).

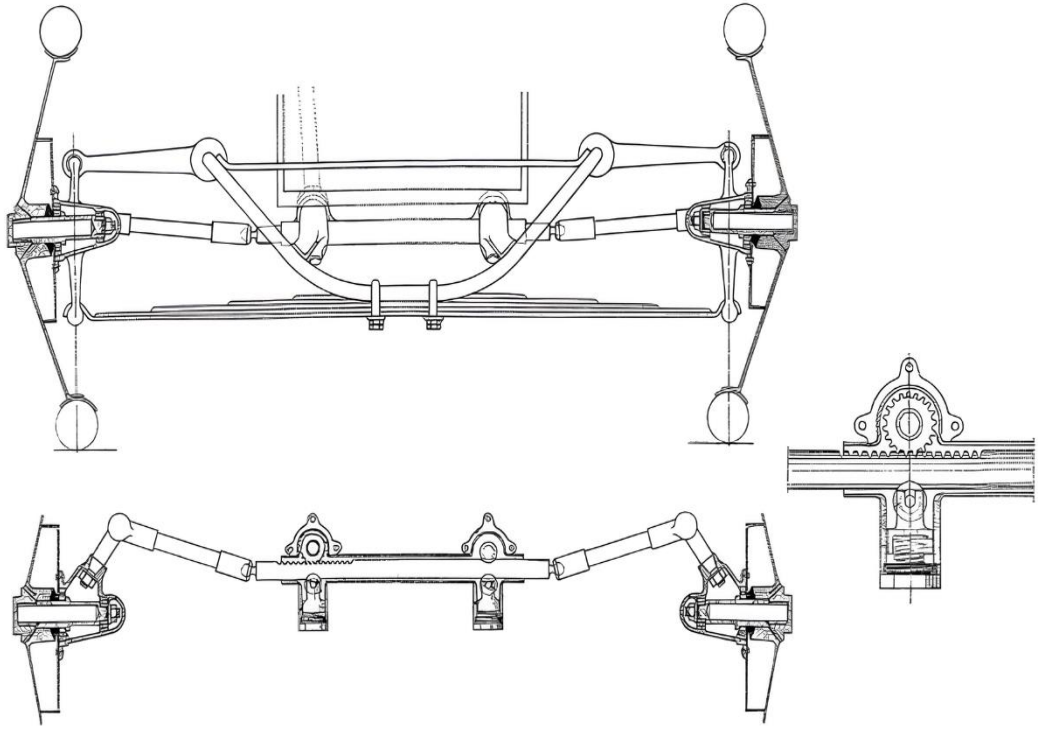


Şekil 3.4: Trapezoid mekanizma ve direksiyon kutusu (Simionescu ve diğ. 2022)

Günümüzde taşıtlarda en çok tercih edilen yönlendirme mekanizmasının kremayer pinyon mekanizması olduğu belirtilmiştir (Harrer ve Pfeffer 2017). Du Quet, bu mekanizmanın öncülerinden biri olarak ifade edilmektedir. (Eckermann 2001). Şekil 3.5'te gösterilen mekanizma, 1714'lü yıllarda kullanılmıştır ve döneminin gemi yönlendirme mekanizmalarını anımsatmaktadır. Kremayer pinyon mekanizması, geçmişte farklı alanlarda kullanılmıştır fakat taşıtlarda kullanılan kremayer pinyon mekanizmasının patenti 1922 yılında Gustave Dumont tarafından alınmıştır. Şekil 3.6'da gösterilen yönlendirme sisteminin patent numarası FR563917 ile açıklanmıştır (Simionescu ve diğ. 2022).



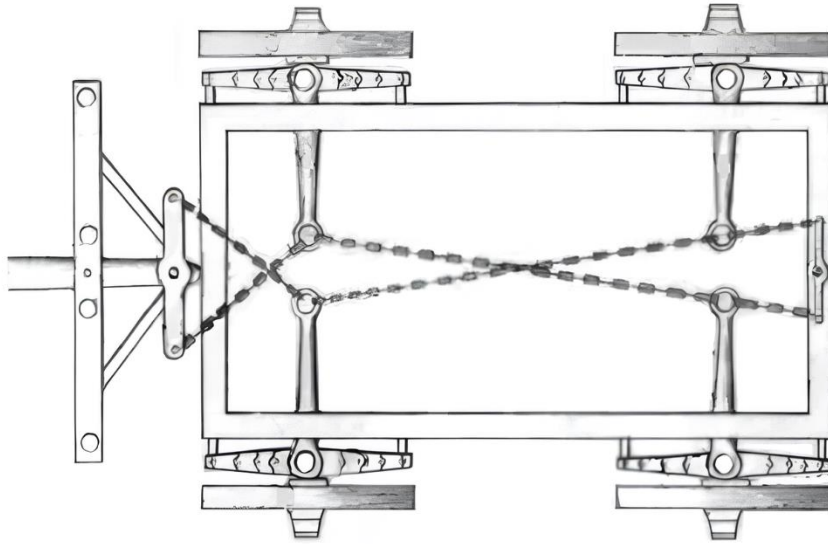
Şekil 3.5: Du Quet'in rüzgâr ile çalışan mekanizması (Eckermann 2001)



Şekil 3.6: Kremayer pinyon yönlendirme mekanizması (Simionescu ve diğ. 2022)

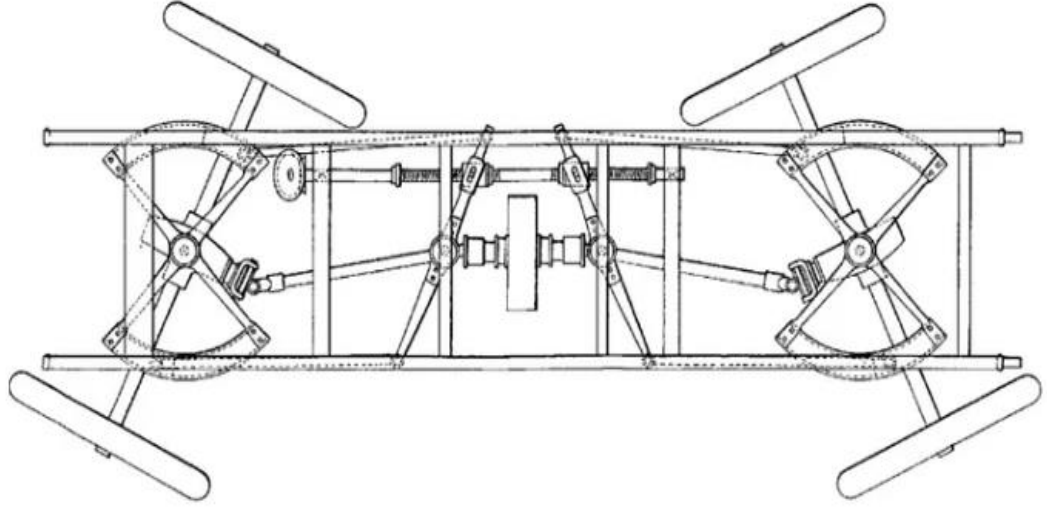
Kremayer pinyon mekanizması, trapezoid mekanizmaya göre daha fazla hareketli parçaya ve daha fazla bağlantı noktasına sahiptir (Reimpell ve diğ. 2002). Mekanizmadaki elemanların birbirleri ile olan ilişkiler düzenlenerek, Ackermann

yaklaşımı daha iyi bir şekilde sağlanabilmektedir. Ayrıca redüksiyon oranları ile birlikte direksiyon simidinde harcanacak sürücü eforu azaltılarak daha konforlu bir sürüşe imkân tanır (Harrer ve Pfeffer 2017). Kremayer pinyon mekanizması, trapezoid mekanizma ve çan krank yönlendirmeli mekanizma tek eksenden yönlendirme olanağı sunmaktadır. Farklı ihtiyaçlar doğrultusunda birden çok akstan yönlendirmeye sahip mekanizmalar kullanılmıştır. Joseph Gibbs ve William Chaplin'in 1832 yılında Londra'da yaptıkları patent başvurusu, zincir düzenlemesi ile taşıtın ön ve arka aks eksenlerinden hareket imkânı vermektedir. Şekil 3.7'de gösterilen mekanizma, zincir yardımı ile tek merkezden dört tekerleğe eşzamanlı olarak farklı açılarda hareket etme imkânı sunmaktadır (Eckermann 1998).



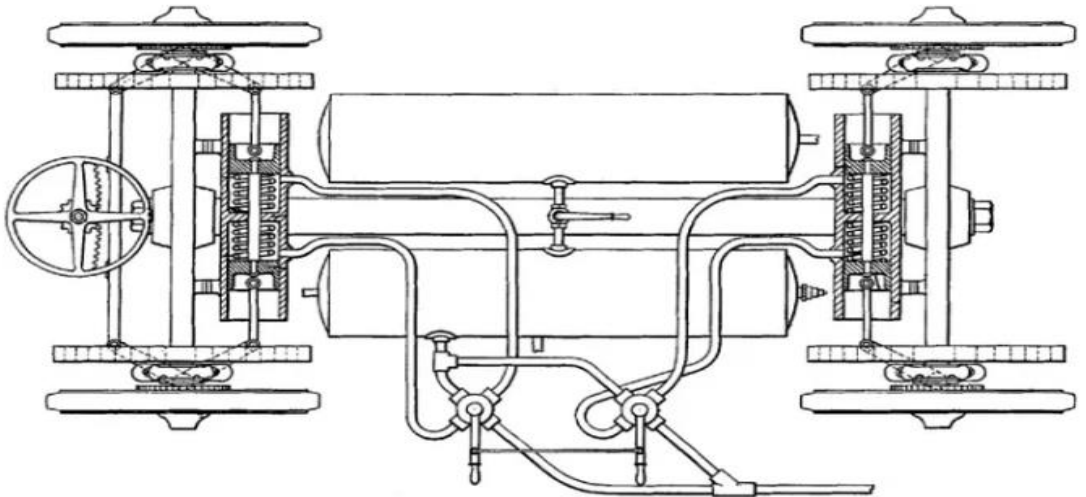
Şekil 3.7: Birden çok akstan yönlendirme mekanizması (Eckermann 1998)

1909 yılında Edouard-Lucien Poncin tarafından daha gelişmiş birden çok akstan yönlendirme sisteminin patenti açıklanmıştır. Şekil 3.8'de gösterilen FR393975A numaralı bu patent, dört tekerlekten yönlendirmeli bir taşıt uygulaması olarak çıkmıştır (Simionescu ve diğ. 2022). Bu mekanizmada, taşıtın ön ve arka aksları taşıtın merkez noktasından yataklamaya sahiptir ve tek nokta ekseninde hareket etmektedir.



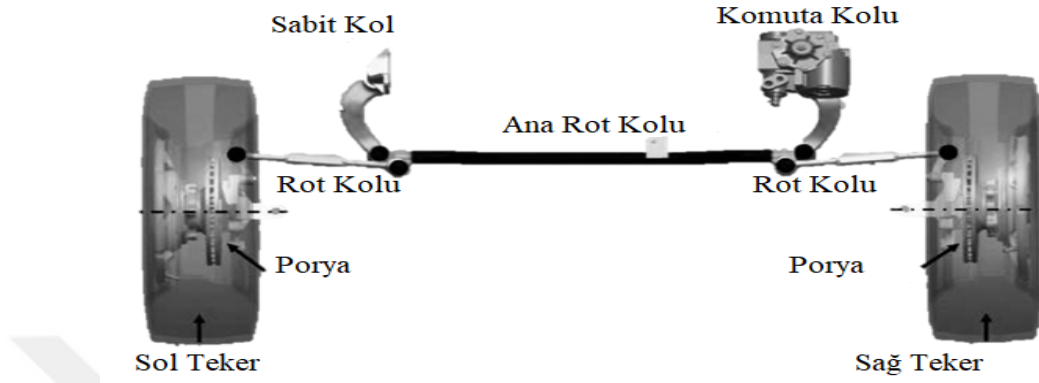
Şekil 3.8: Dört tekerlekten yönlendirmeli taşıt (Simionescu ve diğ. 2022)

Walter W. Macfarren'in Şekil 3.9'da gösterilen US867282 sayılı patenti, taşıt üzerinde yerleşik tanklarda depolanan basınçlı hava ile çalışan dört tekerlekten çekişli bir taşıtı ortaya koyması açısından özgün ve başarılı bir mekanizma olarak ifade edilmektedir (Simionescu ve diğ. 2022). Taşıt üzerindeki basınçlı hava ayrıca sürücü için yönlendirme esnasında harcanan eforu azaltabilmektedir. Bu mekanizma, döneminde başarılı ve öncü olmasına rağmen günümüzde kullanılan hidrolik destekli yönlendirme mekanizmalarına ilham olan tasarımcı Francis Wright Davis olarak bilinmektedir (Harrer ve Pfeffer 2017).



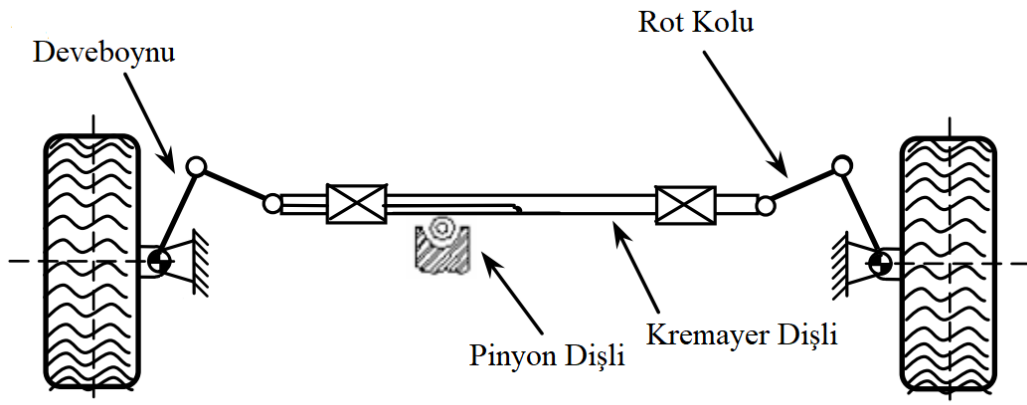
Şekil 3.9: Dört tekerlekten hidrolik destekli yönlendirme mekanizması (Simionescu ve diğ. 2022)

Günümüzde gelişen teknoloji ve bilgi birikimi ile amaca yönelik daha gelişmiş yönlendirme mekanizmaları tasarlanmıştır. Direksiyon simidinde oluşturulan dairesel hareketi, komuta (Pitman) kolu ile yönlendirme mekanizmasına ileten paralelogram yönlendirme mekanizması Şekil 3.10’da gösterilmiştir (Ojha ve Bhalerao 2012).



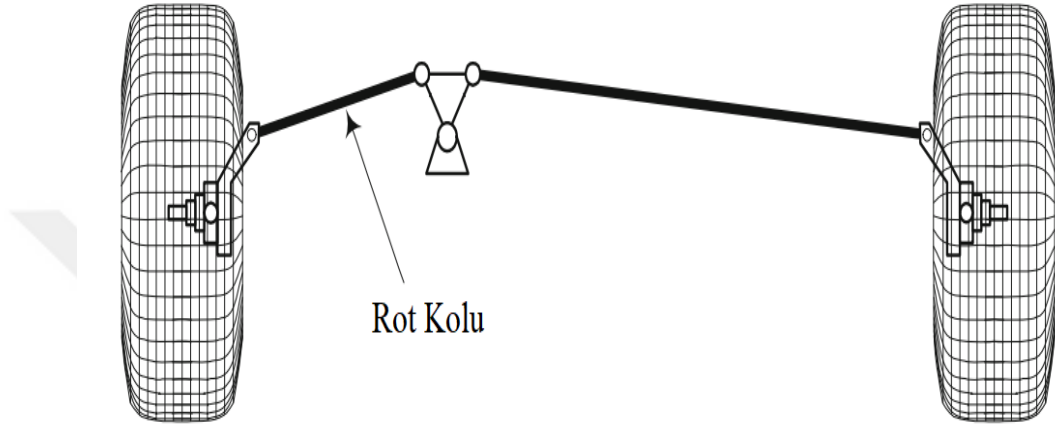
Şekil 3.10: Pitman koluna sahip paralelogram yönlendirme mekanizması (Ojha ve Bhalerao 2012)

Günümüzde yaygın olarak kullanılan kremayer pinyon mekanizması (Harrer ve Pfeffer 2017) Şekil 3.11’de gösterilmiştir. Kremayer dişli mekanizması günümüz taşıtlarında basit ve kompakt yapısı, iyi düzeyde verimlilik göstermesi nedenleriyle yaygın olarak tercih edilen bir yönlendirme mekanizmasıdır (Reimpell ve diğ. 2002). Rot kolunun dişli kutusuna bağlantı noktasında doğrusal bir hareket mevcuttur (Rahmani ve diğ. 2011). Dişli kutusunun aks eksenine konumu optimize edilerek Ackermann yaklaşımına belirli açılarda yakınsama imkânı tanımaktadır.



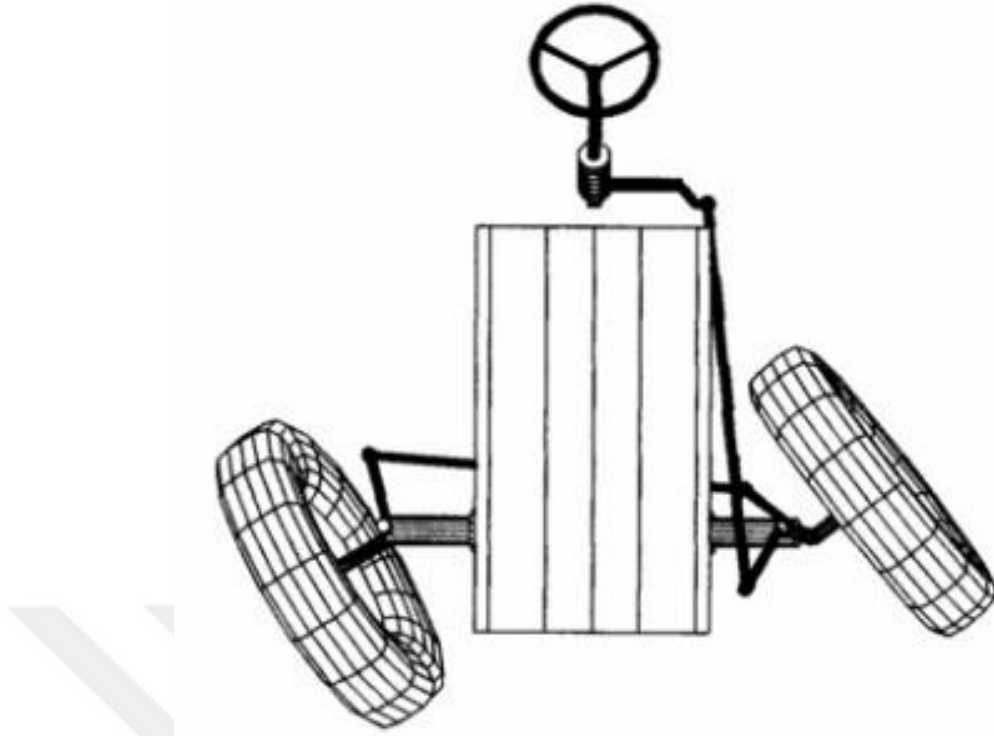
Şekil 3.11: Kremayer pinyon mekanizması (Rahmani ve diğ. 2011)

Kremayer pinyon mekanizmaları haricinde manivela kol mekanizmaları ile taşıt tekerleklerinde yüksek dönüş açıları elde edilebilmektedir. Manivela koluna sahip yönlendirme mekanizması, taşıt üzerindeki konumlandırılması optimize edilerek ideal dönüş açılarına yaklaşabilmektedir. Şekil 3.12’de verilen yönlendirme mekanizması, geniş hareket kabiliyetinden dolayı bağımsız süspansiyonlu ve büyük tekerlek taban alanına sahip taşıtlarda kullanılmaktadır (Jazar 2008).



Şekil 3.12: Manivela yönlendirme mekanizması (Jazar 2008)

Şekil 3.13’te traktör üzerinde konumlandırılmış uzun rot yönlendirme mekanizması, çok akslı taşıtların yönlendirme mekanizmaları için yaygın olarak kullanılmaktadır (Simionescu ve Talpasanu 2006). Direksiyon kolu sadece tek aks üzerindeki tekerleklerle hareket imkânı sağlamaktadır. Diğer aks üzerinde bulunan tekerlekler, sürücünün komut verdiği yönlendirilen tekerlekler tarafından hareket ettirilmektedir. Mekanik parçaların adet ve bağlantı olarak az olması, mekanizmanın ömür ve hassasiyeti açısından avantaj sağlamaktadır. Optimum manevra kabiliyetine ihtiyaç duyulması amacıyla çoğul bağlantılar kullanılmıştır. Şekil 3.14’te gösterilen çoğul bağlantıya sahip yönlendirme mekanizması, ideal tekerlek açılarına daha iyi bir yakınsama sağlayabilmektedir. Fakat çoğul bağlantıya sahip yönlendirme mekanizma, mekanik parça sayısı ve bağlantı noktalarının fazlalığı sebebiyle mekanizma ömrünü olumsuz etkileyebilmektedir (Jazar 2008).



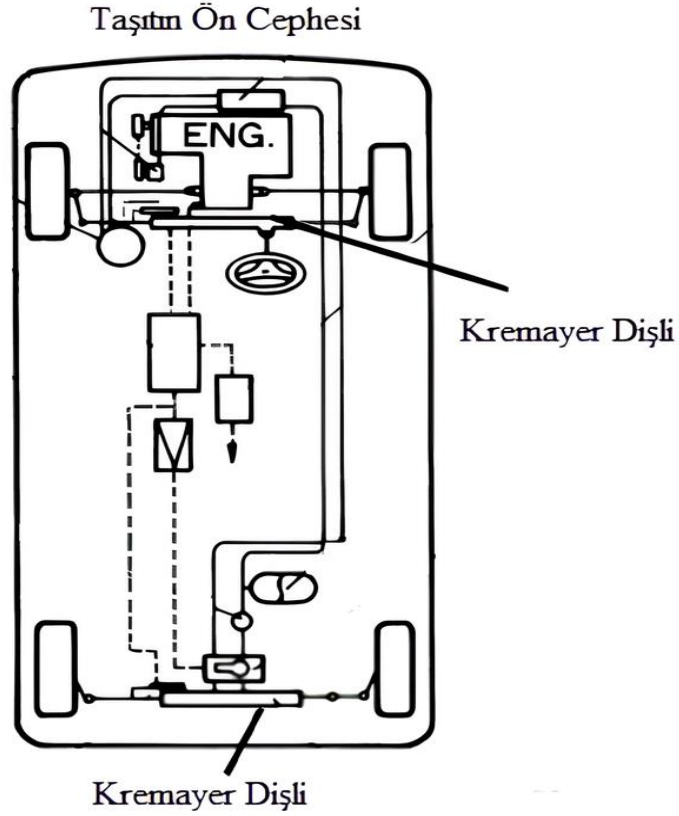
Şekil 3.13: Uzun rot koluna sahip yönlendirme mekanizması (Simionescu ve Talpasanu 2006)



Şekil 3.14: Çok kollu bağlantıya sahip yönlendirme mekanizması (Topaç ve diğ. 2018)

Belirtilen yönlendirme mekanizmaları, Ackermann yaklaşımını belirli tekerlek açılarında sağlayabilmektedir. Özellikle günümüzde yaygınlaşan otonom araçlarda ihtiyaç duyulan konum hassasiyeti ve konum kararlılığı için farklı yönlendirme mekanizmalar geliştirilmiştir. Şekil 3.15'te Nissan Motors tarafından geliştirilen dört

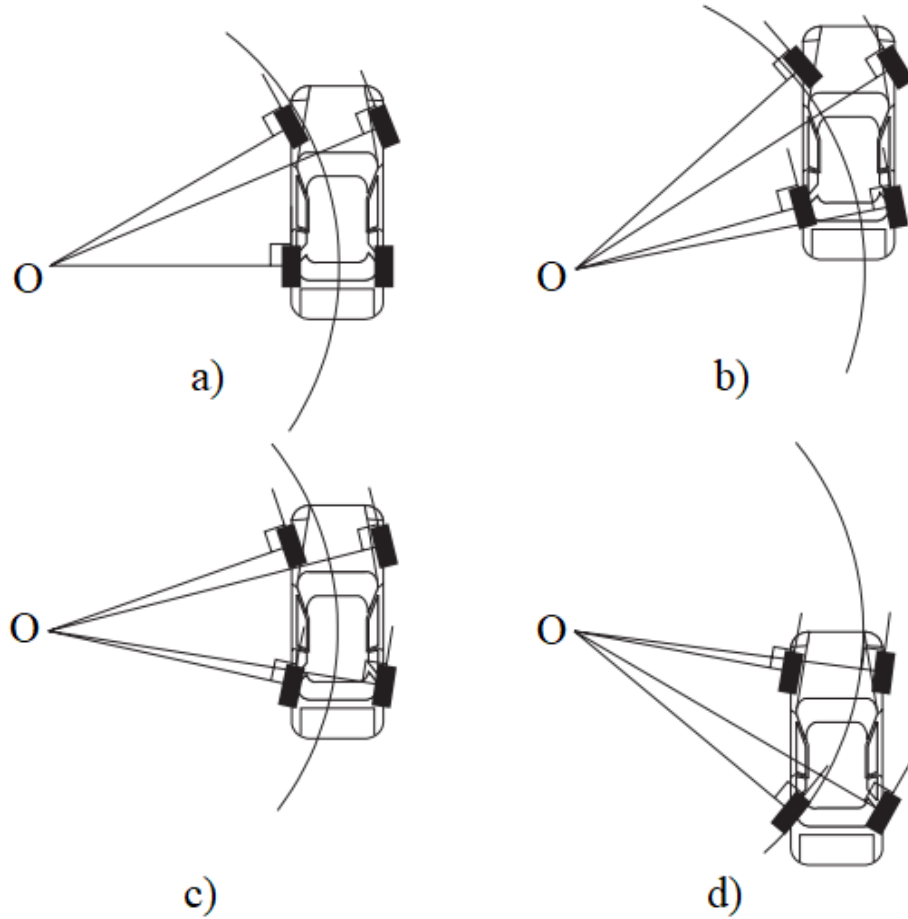
tekerlekten yönlendirmeye sahip taşıtın şematik gösterimi verilmiştir. Taşıtın ön ve arka akslarına konumlandırılan iki adet kremayer pinyon mekanizması ile taşıt üzerinde dört tekerlekten yönlendirilme sağlanmıştır.



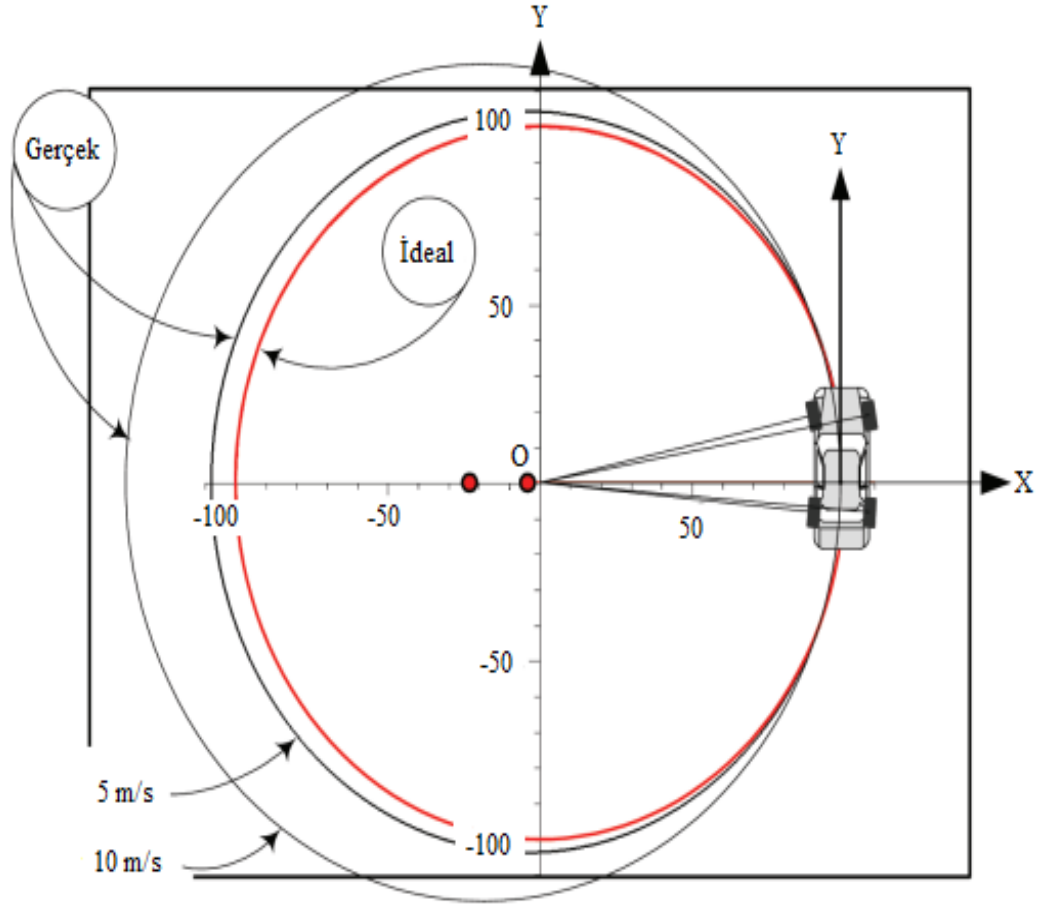
Şekil 3.15: Dört tekerlekten yönlendirmeye sahip taşıtın şematik gösterimi (Shibahata ve diğ. 1987)

Taşıtın ön akstan yönlendirilmesi haricinde arka aks ile birlikte dört tekerlekten yönlendirilmesi, taşıtın düşük hızda seyri halinde iken manevra kabiliyetini ve yüksek hızda seyir halinde iken taşıt kararlılığını arttırmaktadır. Bu mekanizmanın avantajları yanı sıra dezavantajları olarak, arka tekerlekler ile ön tekerleklerin yönlendirilmesi taşıtın tüm hızlarında gerçekleşirse, taşıt hızına bağlı olarak dönüş yarıçapında büyük değişiklikler meydana gelebilmektedir. Bu durum şiddetli bir şekilde taşıtın ön tarafında sarsılmaya sebep olacaktır ve pratikte kullanım zorluğuna sebep olacaktır. Bu problemler, aktif bir dört tekerlekten direksiyon sistemi ile çözülebilir fakat taşıt üzerinde dönen kütle artacağından, bu durum taşıt karakteristiği ve dinamikmi açısından dezavantaja neden olacaktır. Ayrıca bu mekanizmalar, daha fazla mekanik bağlantı ve parça sayısı içerdiği için parça ömrü azalacak ve maliyetler yükselecektir (Shibahata ve diğ. 1987).

Şekil 3.16’da dört tekerden yönlendirmeli bir taşıtın farklı tekerlek açılarına göre dönüş merkezlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Şekil 3.17’de gösterildiği gibi taşıt düşük hızlarda seyir halinde iken ideal dönme yarıçapına çok yakın bir yarıçapta hareket edebilmektedir. Taşıt viraj merkezi etrafında seyrederken, taşıt tekerleklerinin dik çizgiler ile kesişimi olarak ifade edilen kinematik dönme merkezi, dinamik dönme merkezi etrafında bir yönlendirme dairesi üzerinde hareket edecektir. Pratikte, yol ve lastik koşullarının yanı sıra hızı ve ivmesi sebebiyle taşıtın dinamik dönme merkezi, kinematik dönme merkezinden farklı olabilmektedir (Jazar 2009). Şekil 3.17’de gösterildiği üzere taşıt daha yüksek hızda hareket ettiğinde, taşıtı aynı yol üzerinde tutmak için daha fazla direksiyon açısına ihtiyaç duyulmaktadır. Taşıt hızı arttığında, taşıt daha büyük yarıçapta hareket edecektir. Bu durum ideal dönüş yarıçapından uzaklaşıldığını göstermektedir.



Şekil 3.16: Dört tekerlekten yönlendirmeye sahip taşıtın hareket yörüngeleri (Jazar 2008)

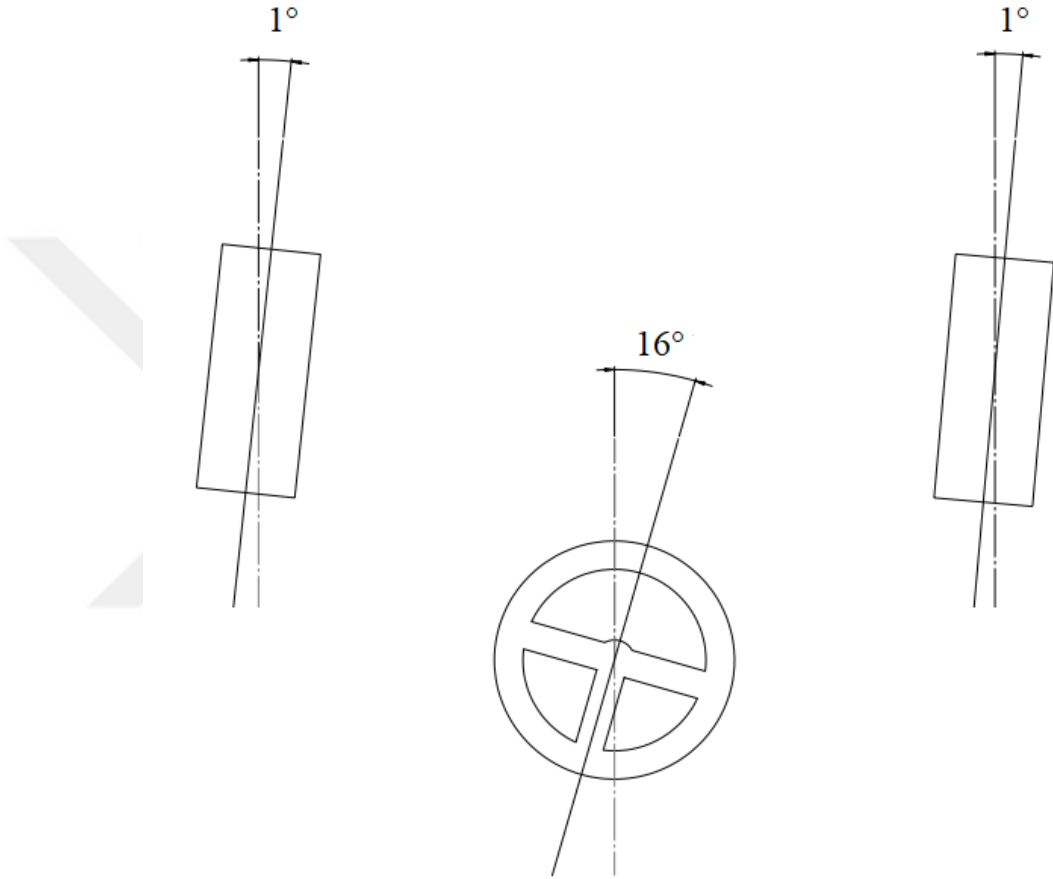


Şekil 3.17: Dört tekerlekten yönlendirmeye sahip taşıtın dönüş yarıçapları (Jazar 2009)

Şekil 3.17’de durağan halde iken, 5 m/s ve 10 m/s hızında hareket halinde iken taşıtın manevra yörünge eksenleri gösterilmiştir. Hız arttıkça ideal çizgiden uzaklaşma artmıştır. Ön akstan yönlendirmeye sahip taşıtlarda hız arttıkça, çok akstan yönlendirmeli taşıtlara göre ideal çizgiden daha fazla sapma meydana gelmektedir. Bu durum özellikle yüksek konum hassasiyeti istenen otonom taşıtlar için dezavantajdır. Otonom taşıtlarda veya yüksek konum hassasiyeti istenen taşıtlarda, taşıtın dinamik davranışı nedeniyle taşıtın gerçek dönüş noktası, kinematik manevra merkezinden farklı olacaktır (Jazar 2009).

Direksiyon oranı, taşıt tekerleklerinin aldığı açı değerlerinin aritmetik ortalamasına karşılık direksiyon simidinin aldığı dönüş açısı olarak ifade edilebilmektedir (Harrer ve Pfeffer 2017). Şekil 3.18’de verildiği gibi ön tekerlekleri bir turun on altıda biri kadar döndürmek için direksiyon simidinin bir tur döndürülmesi gerekiyorsa, yönlendirme oranı 1’e 1/16’dır. Sayıların ters çevrilmesi 16’ya 1 veya 16:1

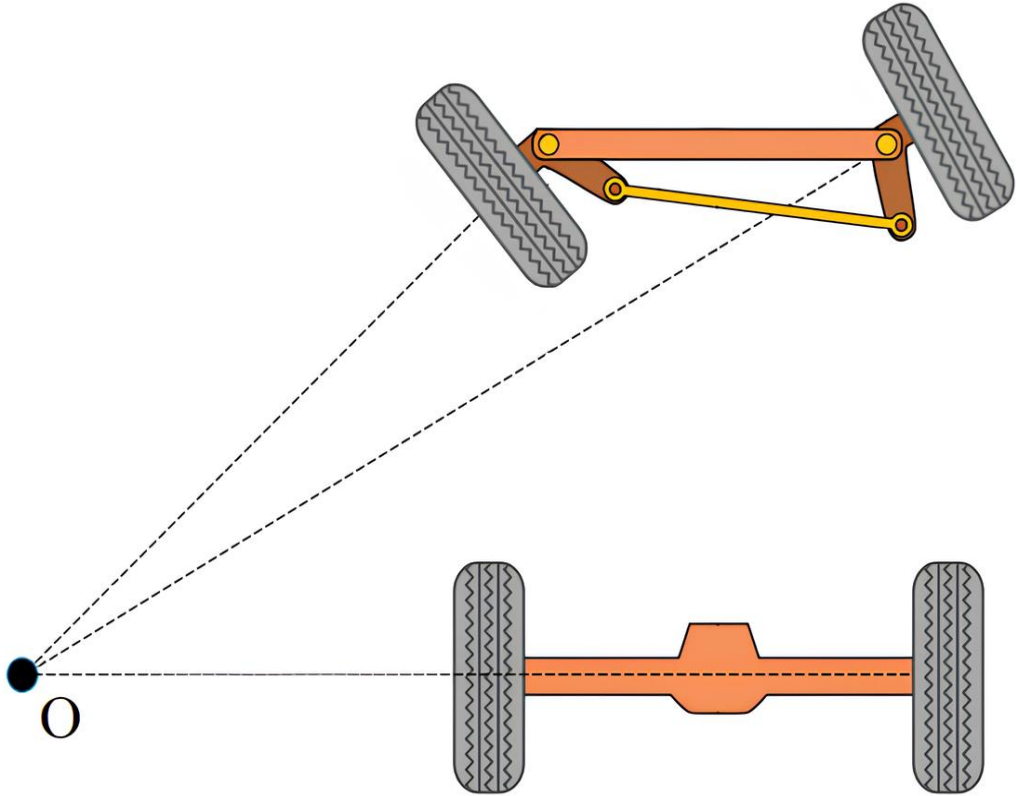
oranını vermektedir. Direksiyon oranı, hidrolik yönlendirme mekanizmalı modern taşıtlarda kritik bir durum olmasada, yol tutuşu ve direksiyon eforu arasında ideal bir durum sağlayacak şekilde belirlenmelidir. Günümüzde taşıtlarda yaygın olarak ortalama direksiyon oranı 12:1 ila 24:1 arasındadır. Yönlendirme mekanizması elektrik veya hidrolik destekli olduğunda bu oran değişebilmektedir (Harrer ve Pfeffer 2017).



Şekil 3.18: Direksiyon oranı

4. ACKERMANN PRENSİBİ

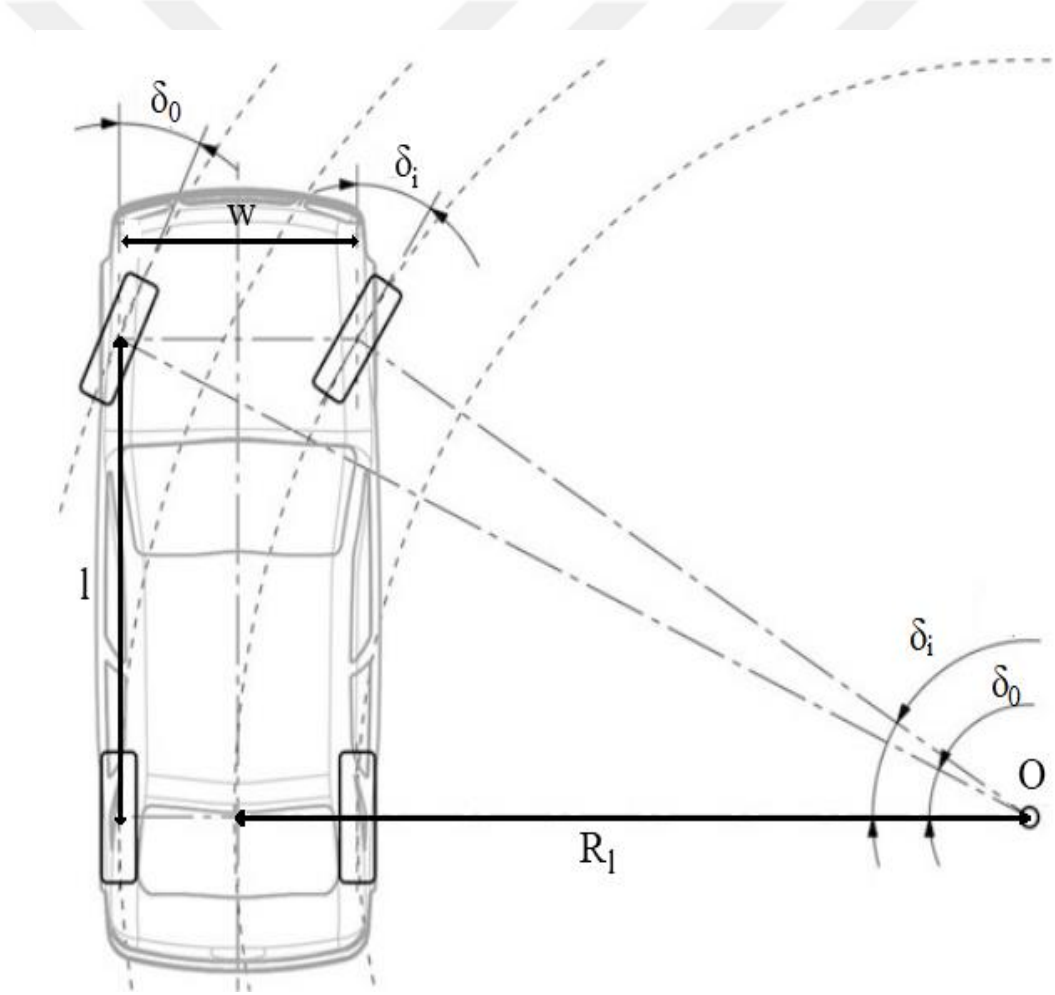
Ackermann yaklaşımının temel amacı, taşıtın bir yörünge üzerindeki yolu takip ederken taşıt lastiklerinin kaymasını en aza indireyecek şekilde uygun tekerlek açılarının sağlanmasıdır. Bu problemin geometrik çözümü, tüm tekerlek akslarının ortak bir kesişim noktasına sahip daire yarıçaplarının elde edilmesidir. Taşıtların arka tekerlek eksenleri aynı eksen üzerinde çakıştığı için, bu orta nokta arka akstan uzatılmış bir hat üzerinde olmalıdır. Bu hattaki ön tekerleklerin eksenlerinin dönme merkezinde kesişmesi, yönlendirme esnasında iç tekerleğin dış tekerlekten daha büyük bir açı ile döndürülmesini gerektirir (Norris 1906). Taşıt iç ve dış tekerlekleri, istenilen performans ve karakteristik yapıya göre farklı durumlar altında çalışabilmektedir. Bu farklı çalışma şartları Ackermann yaklaşımını üç ana gruba ayırmıştır. Bu grup, Ackermann yaklaşımı, paralel Ackermann yaklaşımı ve ters Ackermann yaklaşımı olarak sınıflandırılabilir.



Şekil 4.1: Ackermann yaklaşımı ve taşıt dönme merkezi (Ma ve diğ. 2019)

4.1 Ackermann Yaklaşımı

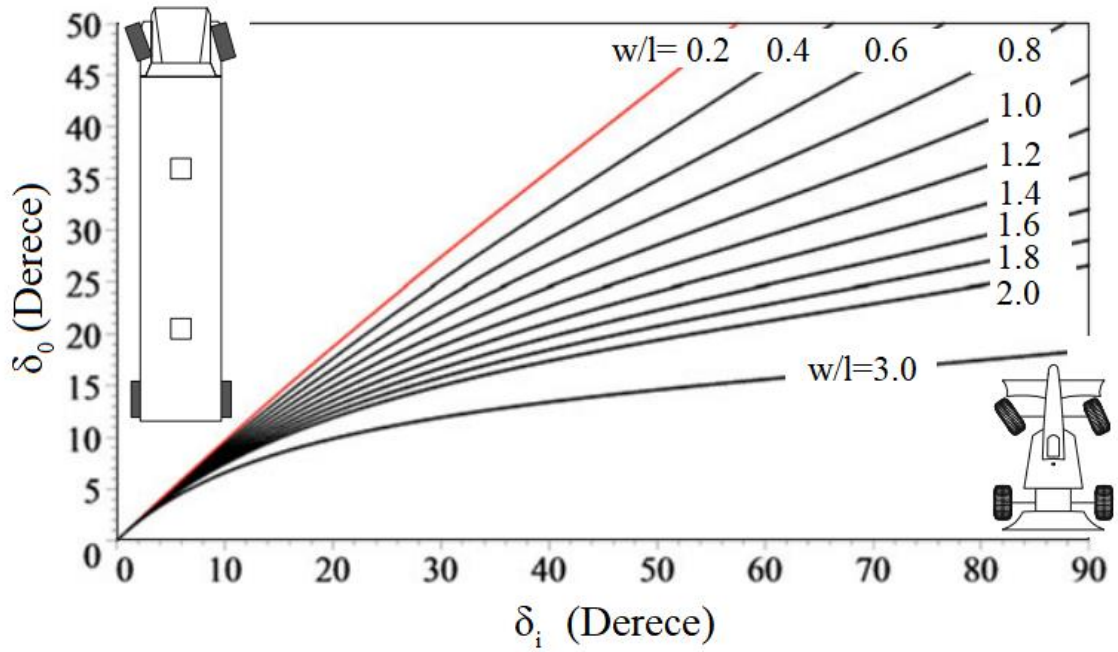
Günümüz kara taşıtlarında yaygın olarak kullanılan Ackermann yaklaşımı, taşıtın düşük hızlarda seyir halinde iken yüksek manevra kabiliyetine ihtiyaç duyduğu durumlarda tercih edilmektedir. Ackermann yaklaşımı, taşıtın düşük hızlarda seyir halinde iken, iç ve dış tekerleklerinin kaymadan dönmelerini sağlayan bir geometrik koşul önermektedir. (Harrer ve Pfeffer 2017). Bu geometrik koşul, sağ tarafa doğru yönelme gösteren ön tekerlekten yönlendirme sistemine sahip bir taşıt için Şekil 4.2’de verilmiştir. Bu şekilde δ_i taşıtın iç tekerlek açısını, δ_o ise taşıtın dış tekerlek açısını temsil etmektedir. Taşıtın ön aks genişliği w , akslar arasındaki mesafesi l ve R_1 taşıtın dönme merkezi ile taşıtın merkez noktasının arasındaki mesafeyi temsil etmektedir.



Şekil 4.2: Ackermann yaklaşımı (Harrer ve Pfeffer 2017)

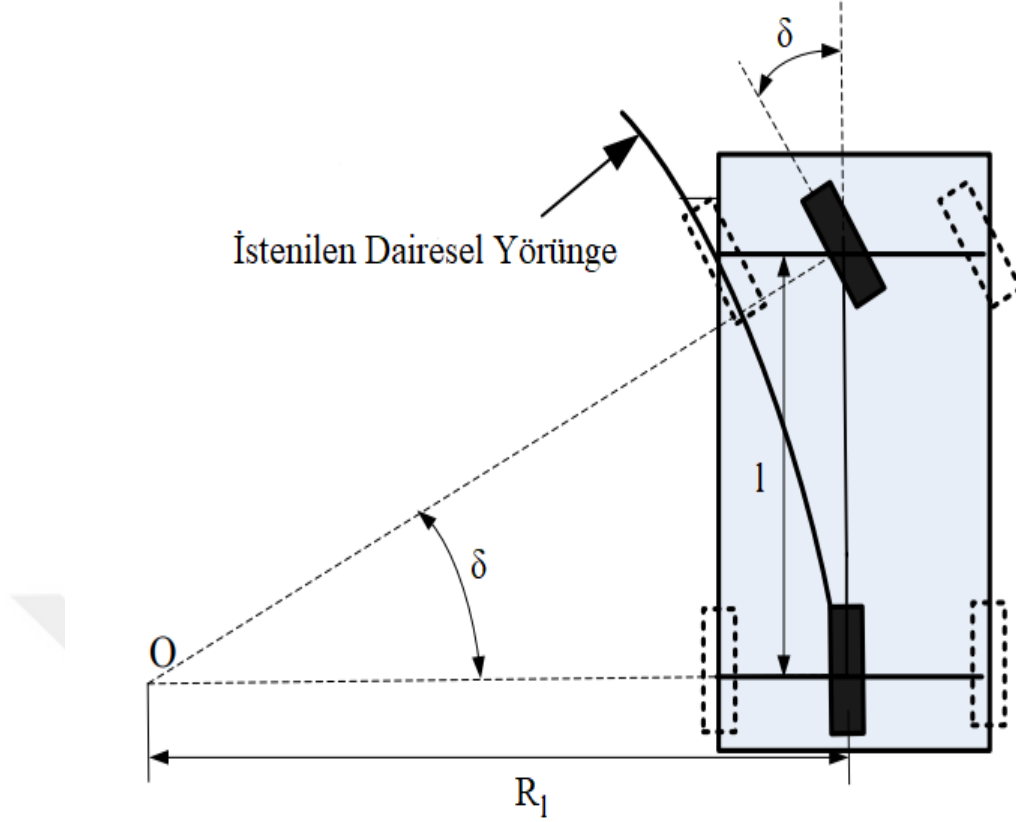
Ackermann yaklaşımı dikkate alındığında taşıtın iç ve dış teker açıları, taşıtın ön aks genişliği ve akslar arası mesafesi ile doğrudan ilişkilidir (Jazar 2008). Şekil

4.3'te verilen grafikte, taşıtın ön aks genişliği ile akslar arası mesafesinin birbirlerine olan oranına bağlı olarak iç ve dış tekerlek açılarının değişimi gösterilmiştir. Bu oran azaldıkça iç ve dış tekerlerinin dönüş açıları birbirine yaklaşmaktadır. Bu durum boyuna uzun taşıtların manevra esnasındaki iç ve dış tekerlek açılarının birbirine çok yakın değerler alacağını ifade etmektedir. Akslar arası mesafe değerinin düşük ve ön aks genişliği değerinin yüksek olduğu taşıtlarda, manevra esnasında taşıtın iç tekerleği dış tekerleğe göre daha fazla açığa sahip olacaktır.



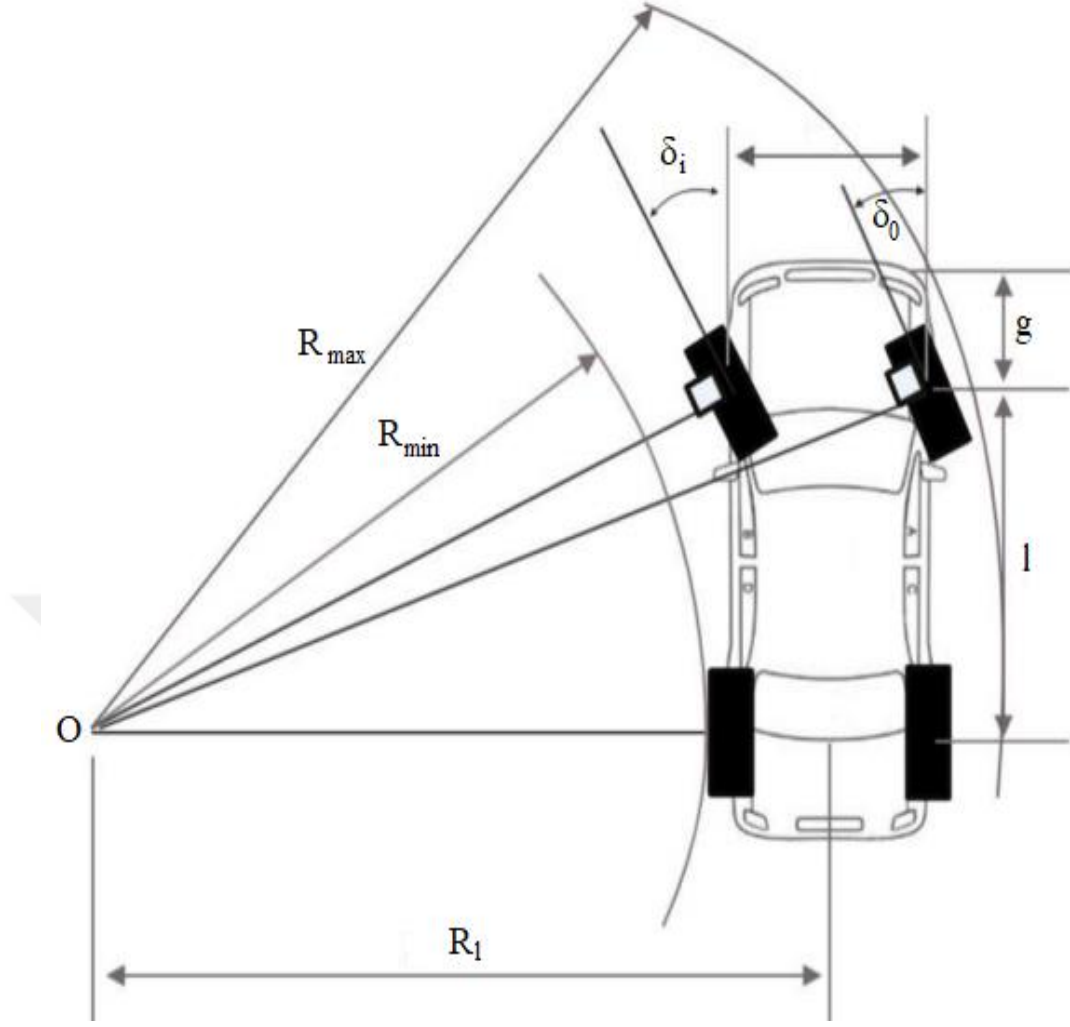
Şekil 4.3: Taşıt aks genişliği ve akslar arası mesafesine göre iç ve dış tekerlek açıları (Jazar 2008)

Ön aks genişliği azaldıkça taşıtın iç tekerlek ve dış tekerlek açıları birbirine oldukça yaklaşacak hatta eşit olacaktır. Dört tekerlekli bir taşıtta aks genişliği sıfır olamayacağı için bu durum gerçekleşmez (Rajamani 2006). Aks genişliğinin sıfır olması, bisiklet modeli gibi iki tekerlekli bir taşıt üzerinde gerçekleşebilmektedir. Bisiklet modeli, Ackermann yaklaşımına sahip bir taşıtın ön tekerlek ve arka tekerlek geometrilerinin oluşturulmasında basit ve yaygın bir yöntemdir (Li ve diğ. 2013). Şekil 4.4'te gösterildiği üzere bisiklet modeli, iki tekerleğe sahip olduğundan iç ve dış tekerlek açıları birbirine eşittir. Şekilde gösterilen l akslar arası mesafeyi, δ tekerlek açısını ve R_l taşıtın dönme merkezi ile taşıtın merkez uzaklığı olarak temsil edilmiştir.



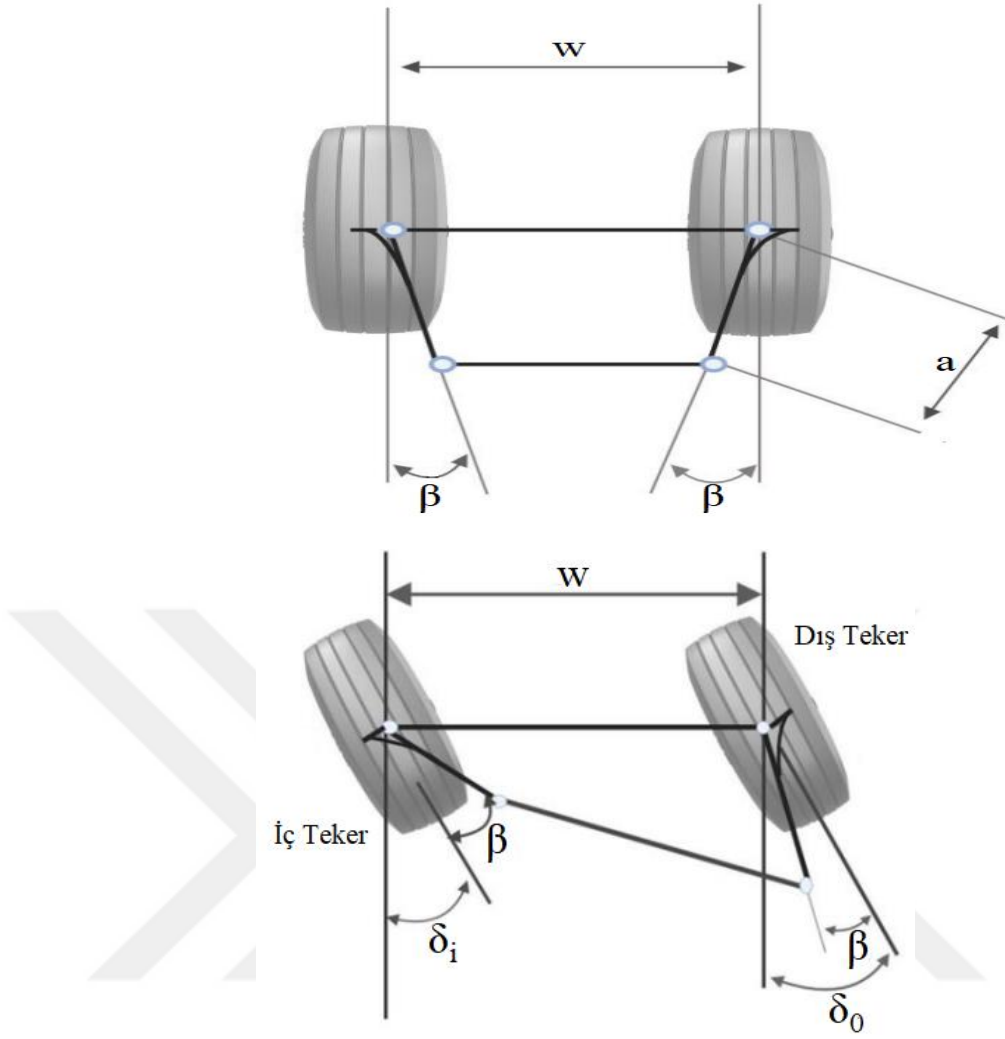
Şekil 4.4: Bisiklet modeli ve tekerlek açısı (Li ve diğ. 2013)

Ackermann yaklaşımı, bir taşıtın manevra esnasındaki gerekli alanın hesaplanması için kullanılabilir. Bu alan, günümüz koşullarında taşıtlar için yüksek önem taşımaktadır. Yüksek hız istenilen durumlarda taşıtın yüksek hızla seyir halinde iken viraja girmesi ve düşük tur süreleri elde etmesi beklenir. Şehir içinde seyir halinde bulunan taşıttan, düşük hız ile dar alanda yüksek manevra kabiliyeti beklenmektedir. Bu sebeplerden dolayı taşıtın ideal dönüş yarıçapı, taşıtın çalışma koşulları dikkate alınarak belirlenmelidir (Gautam ve diğ. 2021). Şekil 4.5'te taşıtın şematik gösterimi ve dönüş yarıçapları verilmiştir. Taşıtın ön tekerlek bölgelerinde bulunan taşıt uzantıları şekil üzerinde g ile temsil edilmiş olup taşıtın pratikte gerçek dönüş yarıçap aralığını değiştirebilmektedir (Jazar 2008). Taşıtın belirli bir yarıçapta manevra esnasında tüm uzuvları için taranan minimum yarıçapı R_{min} ile ifade edilmekte olup, taşıtın arka aksının iç bölgesidir. Taşıtın taradığı maksimum yarıçap ise R_{max} ile ifade edilmekte olup, taşıtın ön aksının dış tekerlek bölgesidir. Şekil 4.5'te taşıtın manevra esnasında taradığı alan R_{max} ve R_{min} yarıçap değerlerinin farkı olarak ifade edilmekte olup ΔR ile temsil edilmektedir.

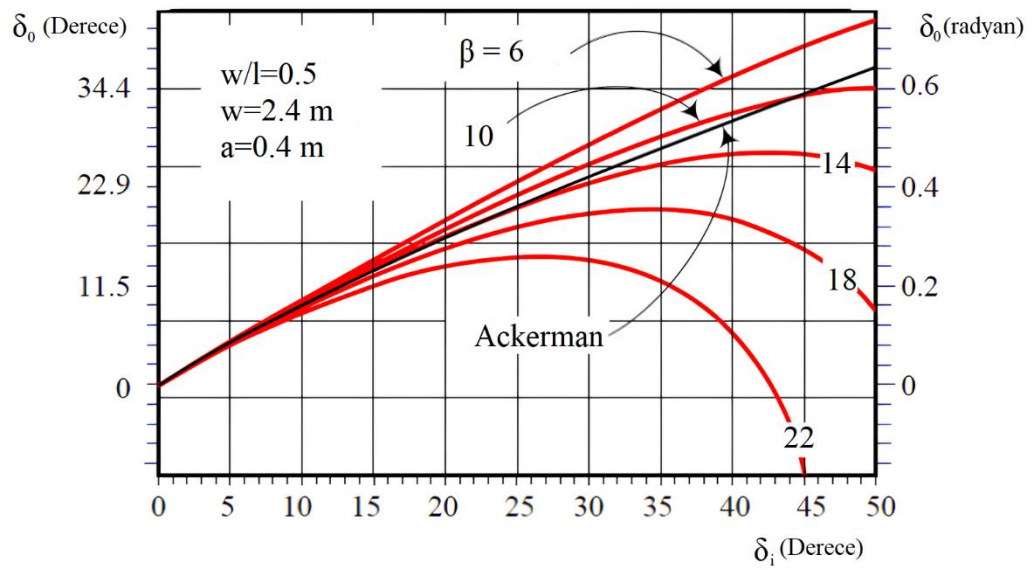


Şekil 4.5: Taşıtın maksimum ve minimum dönüş yarıçapları (Gautam ve diğ. 2021)

Taşıtın iç ve dış tekerlekleri için dönüş açıları mevcut mekanizmaların eksiklerinden dolayı tam olarak sağlanamamaktadır. Belirli yaklaşımlar kullanılarak ideale yakın sonuçlar elde edilebilmektedir (Jazar 2008). Şekil 4.6’da verilen dört kollu yönlendirme mekanizması dikkate alındığında, taşıtın manevra esnasındaki iç ve dış tekerleklerinin oluşturduğu açılar belirli manevra açılarında ideal tekerlek açlarına yakınsayabilmektedir. Deveboynu uzunluğu (a) 0.4 m, akslar arası mesafesi (l) 4.8 m ve ön aks genişliği (w) 2.4 m olan bir taşıt için, deveboynu açlarına göre iç ve dış tekerlek aç değişimleri Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Bu şekilde verilen sonuçlar irdelendiğinde, deveboynu açısı 10° olduğunda taşıt ideal tekerlek açlarına yakınsama sağlamıştır fakat bu değer, tekerlek açıları arttıkça Ackermann yaklaşımından uzaklaşmaktadır. Daha iyi sonuçlar elde edebilmek için çok kollu bağlantılar tercih edilebilmektedir.



Şekil 4.6: Dört kol yönlendirme mekanizmasının statik ve dinamik durumu (Gautam ve diğ. 2021)

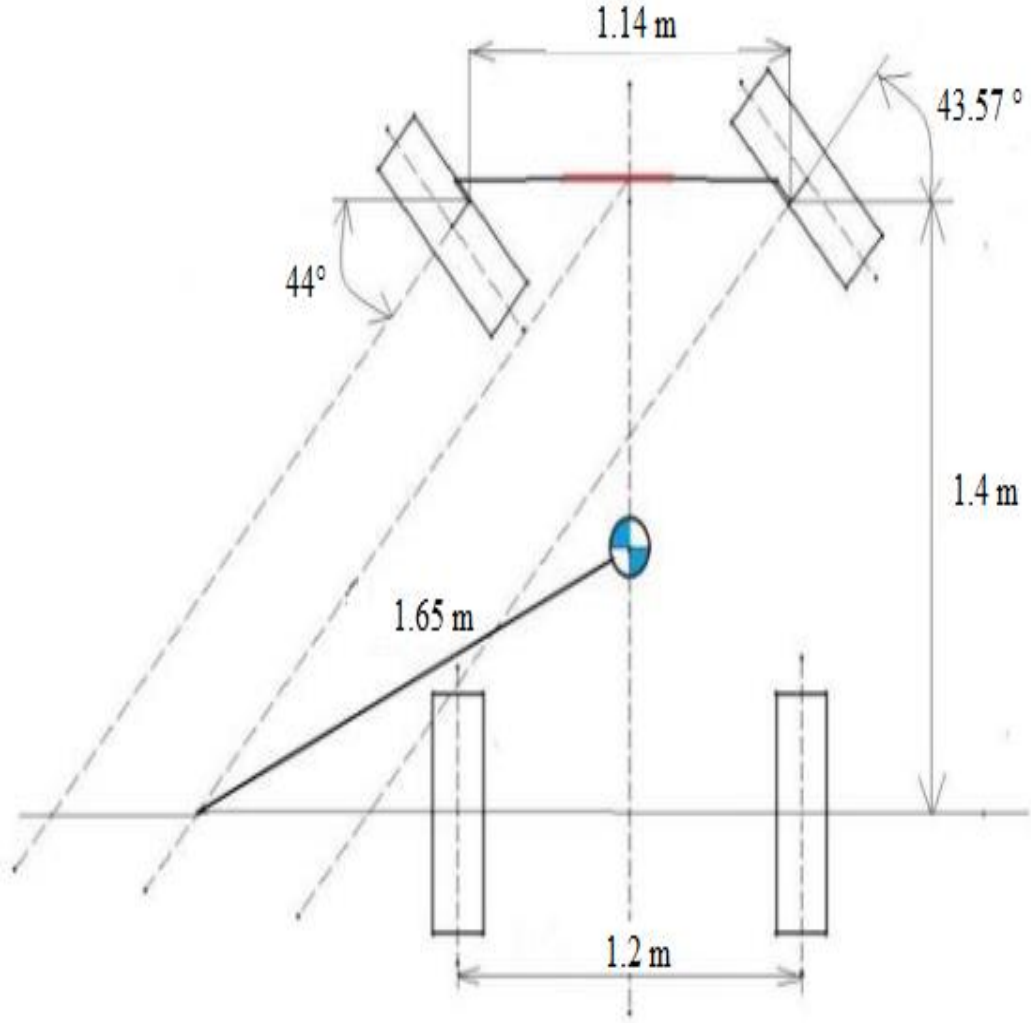


Şekil 4.7: Deveboynu açlarına göre tekerlek açıları (Jazar 2008)

Ackermann yaklaşımı, belirtildiği gibi taşıtın manevra esnasındaki hızının düşük olduğu durumlar da etkin olabilmektedir. Taşıt yüksek hızda seyir halinde iken manevra esnasında, önemli miktarda yanal kuvvet artışına sahip olacaktır ve bu sebeple taşıt lastiklerinde kayma açılarının arttırılması istenmektedir. Ayrıca taşıtın yüksek hızda seyir halinde iken manevra esnasında iç tekerle binen dikey yük değeri, dış tekerleğe binen yük değerinden çok daha az olmaktadır. Lastik performans eğrileri dikkate alındığında, tekerlek yükünün artmasıyla birlikte yanal kuvvetin maksimum noktasına ulaşmak için uygun kayma açısına ihtiyacı olduğu belirtilmektedir (Smith 1978). Bu şartlar altında Ackermann yaklaşımına sahip bir taşıtın ön aksta bulunan iç tekerleği, maksimum yanal kuvveti oluşturmak için gerekenden daha fazla kayma açısına ihtiyaç duymaktadır. Bu sebeple yüksek hızda seyir eden taşıtın manevra esnasındaki iç tekerleği Ackermann yaklaşımına göre daha düşük, dış tekerleğin ise daha yüksek bir açıda çalışması beklenmektedir (Smith 1978). Belirtilen sebeplerden dolayı hızı nispeten düşük taşıtlar için Ackermann yaklaşımı tercih edilebilir fakat yüksek hızda seyir edecek taşıtlar için, paralel Ackermann yaklaşımı ya da ters Ackermann yaklaşımı daha uygun olacaktır.

4.2 Paralel Ackermann Yaklaşımı

Paralel Ackermann yaklaşımı, taşıtın iç ve dış tekerleklerinin aynı açılarda hareket ettiği bir taşıt yönlendirme yaklaşımıdır. Bu yaklaşım, Ackermann yaklaşımına göre taşıt lastiklerinde daha yüksek bir kayma açısı oluşturmaktadır (Medewar 2021). Taşıt düşük hızda seyir halinde iken, taşıtın iç tekerlek lastiği maksimum yanal kuvvetler için gerekenden daha fazla yüksek kayma açısına zorlanmaktadır. Taşıtın iç tekerlek lastiği yüksek kayma açıları (maksimum yanal kuvvet üzerinde iken) sürüklenmesi, lastik sıcaklığını istenen durumdan daha fazla yükseltir ve taşıtı yavaşlatır (Milliken ve Milliken 1995). Bu nedenle Paralel Ackermann yaklaşımı, yarış araçlarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Fakat bu taşıtlarda kinematik dönüş yarıçapı, Ackermann yaklaşımı ile karşılaştırıldığında daha büyük bir dönüş yarıçapına sahiptir çünkü dönüş merkezi (R_1) iç tekerleğin açısından daha büyük bir açı değeri alamaz. Şekil 4.8’de Paralel Ackermann yaklaşımına sahip taşıtın teknik detayları ve tekerleklerin açı değerleri verilmiştir.

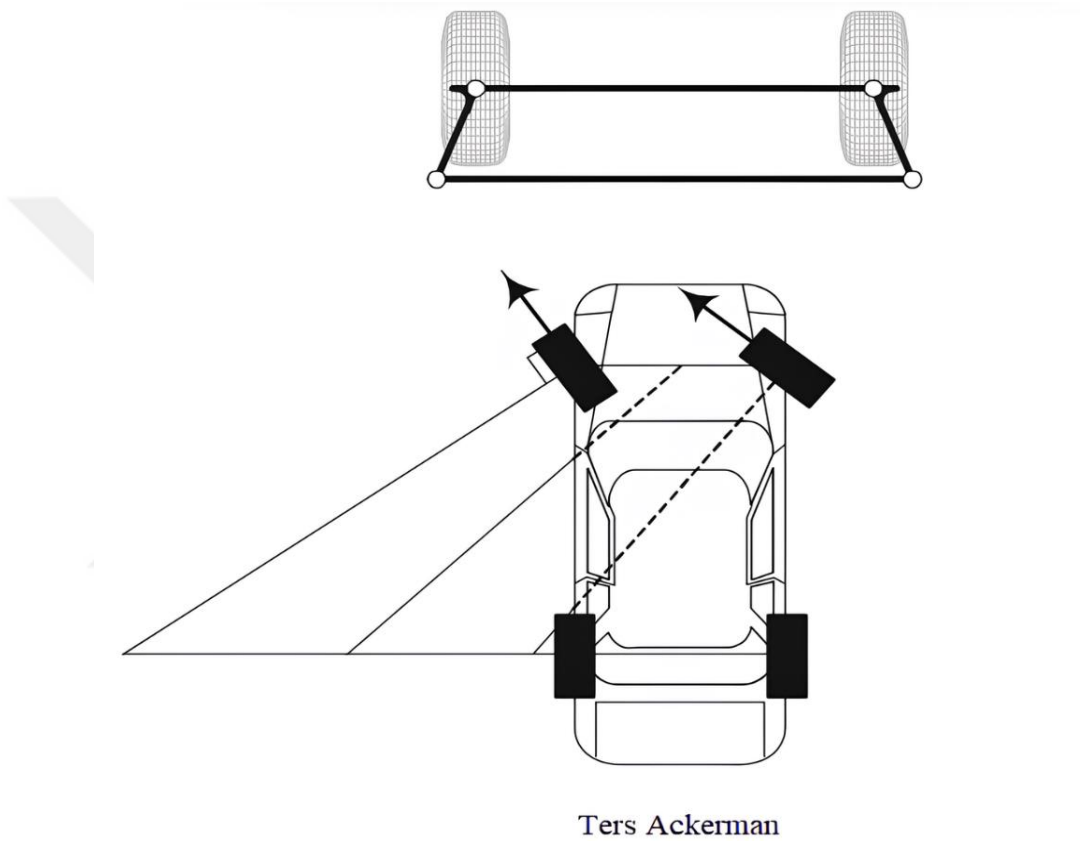


Şekil 4.8: Paralel Ackermann yaklaşımı ve tekerlek açıları (Medewar 2021)

Yüksek hızda seyir halinde bulunan taşıtlar için ters Ackermann yaklaşımı da tercih edilebilmektedir. Fakat ters Ackermann yaklaşımı için taşıt üzerinde kullanılacak olan lastiklerin yanıl kuvveti ve kayma açısına ilişkin teknik verilerin bilinmesi gerekmektedir (Smith 1978). Eğer taşıt üzerinde kullanılacak lastiklerin teknik verileri bilinmiyor ise ters Ackermann yaklaşımı taşıt üzerinde uygun bir şekilde sağlanamaz ve taşıttan beklenen performans elde edilemez. Lastik verileri bilinmiyor ve taşıtın yüksek hızlarda seyir hareketi isteniyorsa paralel Ackermann yaklaşımı daha uygun bir seçenek olacaktır (Medewar 2021).

4.3 Ters Ackermann Yaklaşımı

Ters Ackermann yaklaşımı yüksek hızda hareket eden taşıtlar için tercih edilmektedir. Ters Ackermann yaklaşımında taşıtın dış tekerleği, iç tekerleğine göre daha fazla açığa sahiptir (Jazar 2008). Şekil 4.9’da ters Ackermann yaklaşımı için yönlendirme mekanizması ve taşıt tekerlek geometrilerinin arka aksta kesişme durumu gösterilmiştir.

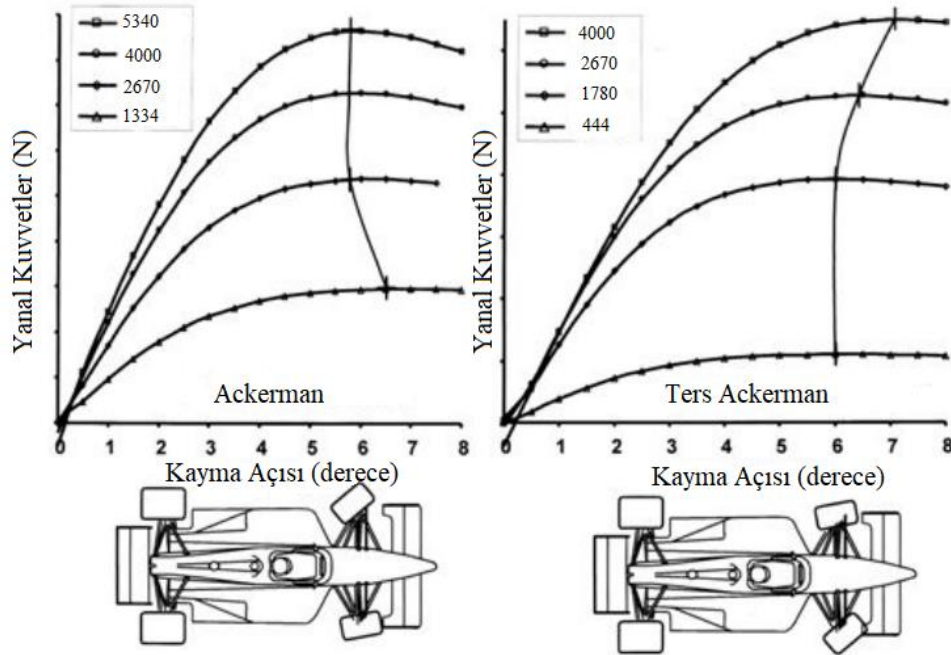


Şekil 4.9: Ters Ackermann yaklaşımı ve yönlendirme mekanizması (Jazar 2008)

Ters Ackermann yaklaşımında, taşıt yüksek hızda seyir halinde iken taşıt dengesinin korunabilmesi için taşıt lastikleri tarafından gerekli yanal kuvvet yardımıyla merkezci kuvvet oluşturulması istenmektedir. Merkezci kuvvet, lastik kayma açısı ile oluşmaktadır. Bu nedenle ters Ackermann yaklaşımında temel amaç, taşıt lastiğinin kaymasını tamamen engellemeye çalışmak yerine, kayma açısını kontrol etmekten geçmektedir (Liu 2023). Taşıt lastiklerinin oluşturabileceği maksimum yanal kuvvet, dikey kuvvetlerin artması ile artış gösterebilmektedir. Yanal kuvvet ve kayma

açısı verileri Şekil 4.10'da verilmiştir. Daha yüksek dikey yükte, maksimum yanıl kuvvete ulaşmak için daha fazla kayma açısı gerekirken, daha düşük dikey yükte maksimum yanıl kuvvete ulaşmak için daha az kayma açısı gerekmektedir (Smith 1978).

Şekil 4.10'da farklı kuvvetler altında dış tekerleğin kayma açıları verilmiştir. Bu grafiğe bakıldığında, dış tekerlek için daha yüksek yükte maksimum viraj alma kuvvetine ulaşıldığında eğrinin düzleşmeye başladığı görülmektedir. Bu durum, taşıtın dış tekerlek lastiğinin yol tutuşu açısından etkili ve geniş bir kayma açısı vereceğini ifade etmektedir. Özellikle taşıtın dış tekerlek lastiğinin daha fazla kayma açısı değişimini kaldırabileceği ve buna rağmen neredeyse maksimum tutunma yeteneğine sahip olduğunu göstermektedir. Ayrıca Şekil 4.10'da verilen grafikten taşıtın sürücüde oluşturduğu geri bildirimde analiz edilebilmektedir. Grafikteki eğrilerin keskin bir tepesi varsa, sürücüye çok az uyarı verecektir ve bu uyarı kayma sürecinde ani değişimi belirtmektedir. Tepe noktası neredeyse düz olan eğriler ise daha yumuşak bir geçişe sahiptir ve sürücüye çok daha fazla geri bildirim vermektedir. Özetle ters Ackermann yaklaşımı, Ackermann yaklaşımına göre sürücüye daha fazla patinaj ve kayma tepkilerini iletebilmektedir (Medewar 2021).



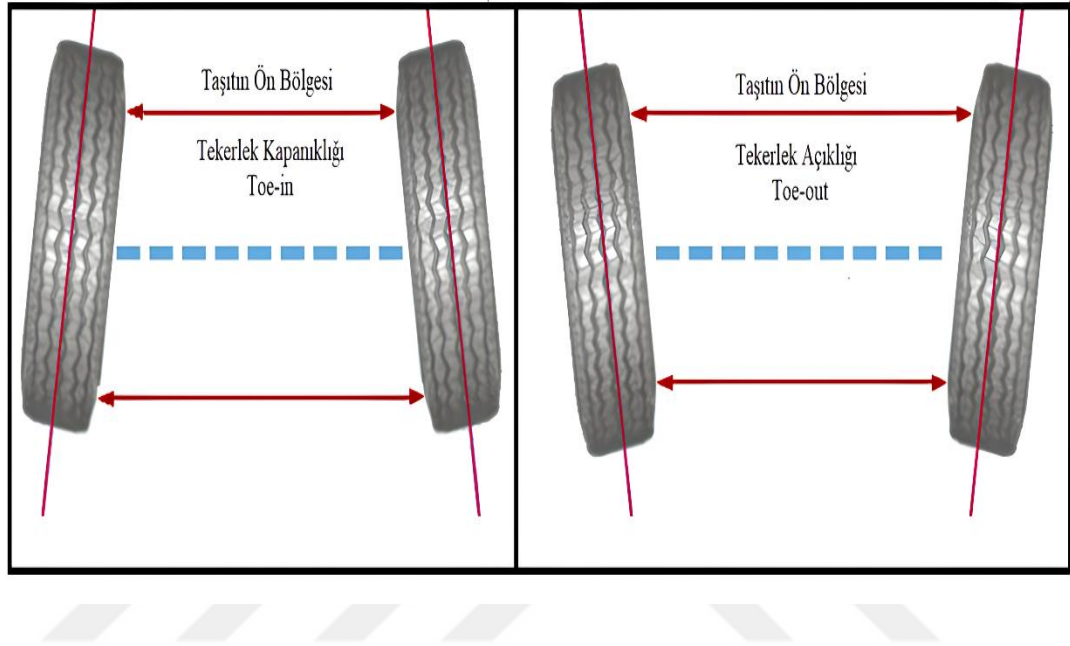
Şekil 4.10: Ackermann yaklaşımlarına göre yanıl kuvvetlerin ve kayma açıların değişimleri (Medewar 2021)

Yüksek santrifüj kuvvetler altında, taşıtın tüm lastikleri önemli bir kayma açısıyla çalışır ve iç tekerleğe binen dikey yük, dış tekerleğe göre daha az olmaktadır (Medewar 2021). Bu durumda Ackermann yaklaşımı tercih edilirse, taşıtın iç tekerleği dış tekerleğe göre daha fazla açığa sahip olacaktır fakat iç tekerlek daha az dikey yüke maruz kalacaktır. Böylece taşıtın iç tekerlek lastiği, maksimum yanal kuvvet için gerekenden daha fazla kayma açısına zorlanmış olacaktır. Bu durum, taşıtın iç tekerlek lastiğini yüksek kayma açısında sürükler (maksimum yanal kuvvetin üstünde) ve taşıtı yavaşlatır (Milliken ve Milliken 1995). Bu durumda Ters Ackermann yaklaşımı tercih edilmelidir. Ters Ackermann yaklaşımında, taşıtın iç tekerleği dış tekerleğe göre daha az yönelme açısına sahiptir ancak daha fazla tutunma yetkinliği göstermektedir (Smith 1978). Bu tutunma yetkinliği, taşıt dış tekerleğinin dönüş kuvveti oluşturması ile meydana gelmektedir. Oluşan tutunma yetkinliği ile yüksek hızda seyir halinde iken taşıtın dış tekerleği, taşıtın yönlendirilmesinde büyük bir etkinlik kazanmaktadır.

Kayma açısı, lastiklerdeki belirli bir tür esnekliği tanımlamak için kullanılmaktadır. Kayma açısı temel anlamda, taşıtın hareket ettiği yön ile taşıt gövdesinin hareket yönü arasındaki fark şeklinde tanımlanabilmektedir (Grip ve diğ. 2009). Taşıt hızının düşük ya da yüksek olması durumunda her zaman bir kayma açısı meydana gelecektir. Ayrıca kayma açısı, taşıt hızı sıfır olduğunda da oluşabilmektedir. Taşıt durağan halde iken, direksiyon simidi çevrildiğinde lastiğin temas alanı dönmeye başlamadan önce birkaç derece döndüğü görülebilmektedir. Kayma açısı taşıt yönlendirme mekanizmaları ile doğrudan ilişkilidir. Çünkü taşıt lastiklerinde çekiş olduğu sürece lastikler, yol ile tutunma olan bölgeye doğru gitme eğilimi göstermektedir. Bu durum, sürücünün tekerleklerle yön vermediği durumda bile taşıt lastiklerinin taşıta yön verebildiğini ifade etmektedir. Kayma açılarını etkileyen diğer unsur ise taşıtın ağırlık dağılımıdır. Taşıtın iç tekerleklerden dış tekerleklerle ağırlık dağılımı, kayma açılarını direkt olarak etkilemektedir. Eşit dikey yük dağılımı olan lastikler ile yüksek hızda hareket eden taşıt için kayma açısı gereksinimi düşecektir (Smith 1978).

Kayma açıları ile birlikte taşıtın viraj dinamiğini etkileyen bir diğer önemli unsur toe açılarıdır. Toe açıları, ön aksa taşıtın üst görünümünden bakıldığında taşıt tekerleklerinin ön ve arka mesafelerinin farklı olması durumudur. Şekil 4.11’de gösterildiği üzere toe-in ve toe-out olmak üzere iki çeşit olarak incelenebilmektedir

(Putgöl 2016). Toe açıları ters Ackermann ile birlikte çalışıldığında yüksek hız beklenen taşıtlarda olumlu performans verebilmektedir. Taşıta statik toe-in açısı ayarlandığında, keskin açığa sahip virajlar da daha iyi bir performans verebilmektedir. Taşıta statik toe-out açısı ayarlandığında ise geniş açığa sahip olan virajlar da daha etkin bir performans sağlayabilmektedir (Rouelle 2000)



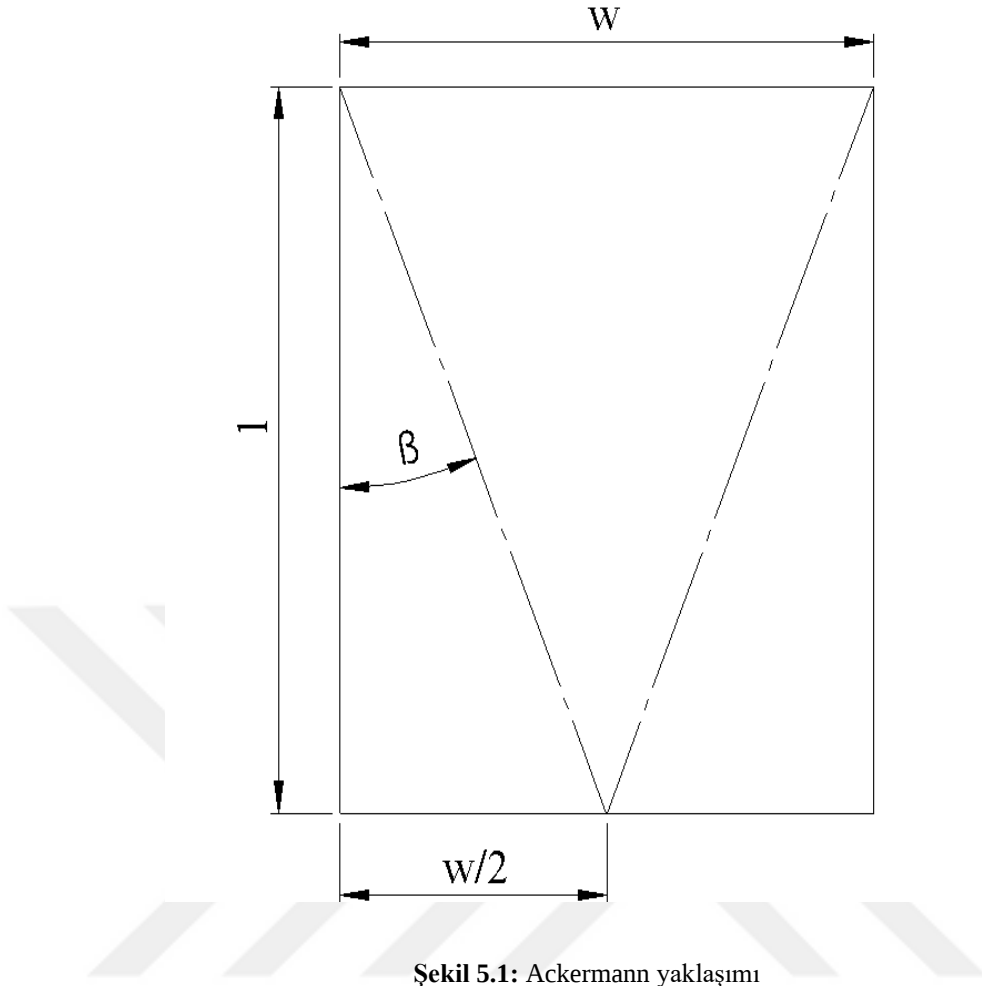
Şekil 4.11: Toe-in ve toe-out açıları (Putgöl 2016)

5. ACKERMANN YAKLAŞIMLI MEKANİZMA MODELİ

Taşıt iç ve dış tekerleklerinin hareketini sağlayan yönlendirme mekanizmaları, Ackermann yönlendirme hatasını minimize eden en önemli unsurdur. Yönlendirme mekanizmasında, oluşturulan kinematik ilişkilerin ideal tekerlek açılarını sağlaması ile Ackermann yönlendirme hatası minimum değerlere indirilebilmektedir. Bu nedenle öncelikli olarak Ackermann yönlendirme hatasını minimize etmek için kremayer pinyon mekanizmasının kinematik ilişkileri incelenecektir.

5.1 Ackermann Yaklaşımı

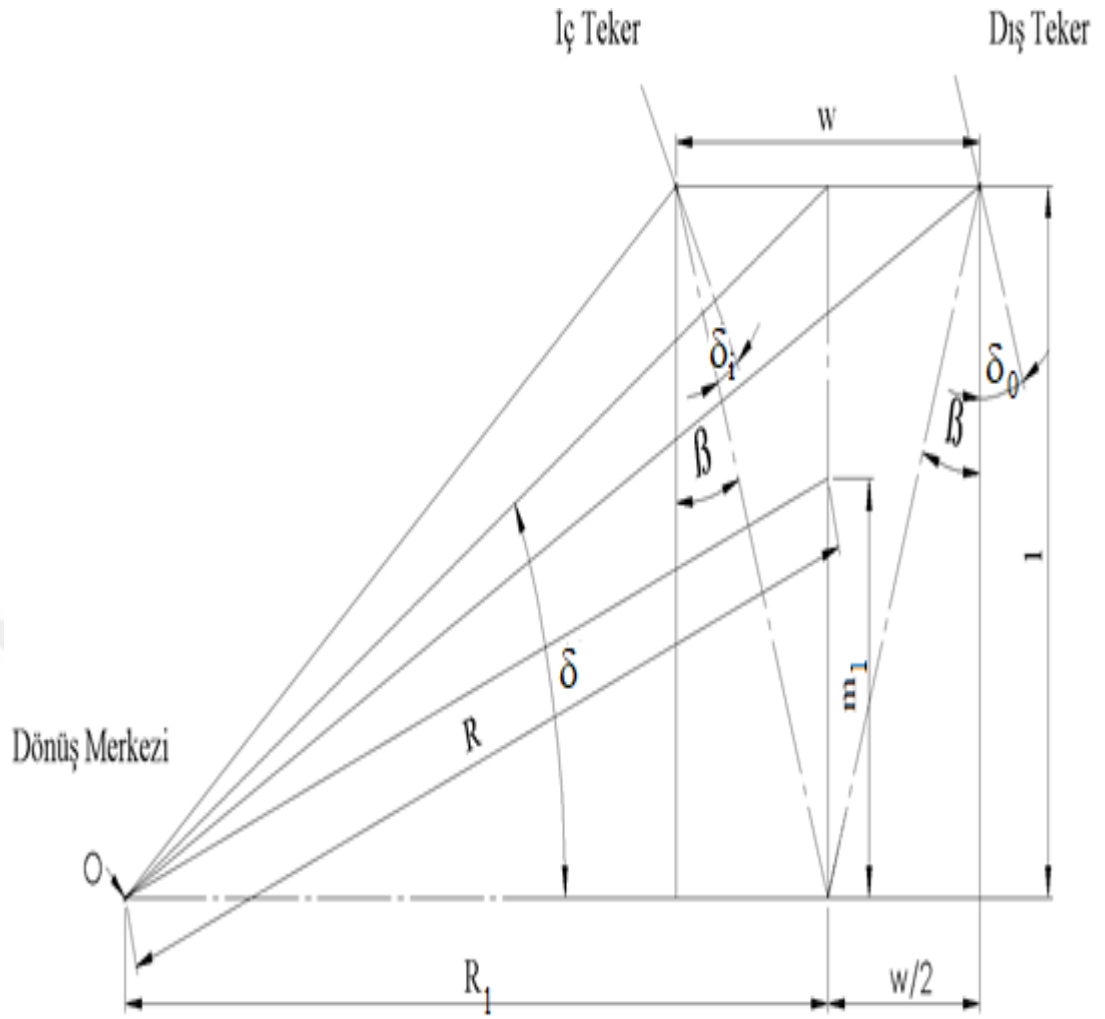
Taşıtın teknik uzunlukları, taşıtın seyir halinde bulunduğu ortam sıcaklığı, lastiklerin temas ettiği yüzey durumu, taşıt lastik durumu, taşıt kütlesi, taşıt hızı, viraj durumu (keskin ya da geniş açı) gibi birçok parametre taşıtın yönlendirilmesinde etkili olmaktadır (Smith 1978). İdeal tekerlek açılarının hesaplanabilmesi için belirtilen durumlar dikkate alınarak belirli kabuller yapılmalıdır. Aksi takdirde nümerik analiz işlemlerinde hata payı artacak ve hesaplama süresi önemli bir şekilde artacaktır. Literatürde yapılan çalışmalar incelenerek taşıt aks genişliği 2.0 m ve taşıt akslar arası mesafesi 4.8 m olacak şekilde belirlenmiştir (Jazar 2008). Taşıt düşük hızlarda ve yüksek manevra açılarında seyir halinde bulunacağı için Ackermann yaklaşımı tercih edilmiştir. Ackermann yaklaşımı Şekil 5.1’de verilmiştir. Taşıtın ön aks genişliği w , akslar arası mesafesi l ve ideal deveboynu açısı β ile temsil edilmiştir ve deveboynu açısı eşitlik (5.1) ile ifade edilmiştir.



Şekil 5.1: Ackermann yaklaşımı

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{w/2}{l}\right) \quad (5.1)$$

Şekil 5.2’de gösterildiği üzere, taşıtın belirli bir yarıçapta R_1 dönüşü sırasında iç ve dış tekerleklerin dönüş merkezine mesafesi farklılık göstermektedir. İç ve dış tekerleklerin aynı eksen üzerinde taşıt manevrasının sağlanabilmesi için δ_i ile temsil edilen iç tekerlek açısı, δ_o ile temsil edilen dış tekerlek açısına göre daha fazla açığa sahip olmalıdır ve bu durum eşitlikteki (5.2) gibi tanımlanmaktadır. Ackermann yaklaşımı olarak tanımlanan bu durum Şekil 5.2’de gösterilmiş olup, iç tekerlek ve dış tekerlek arasındaki ilişki eşitlikte (2.1) belirtilmiştir. Taşıt ağırlık merkezinin dönüş yarıçapı taşıtın dönüş yarıçapı olmaktadır. Eşitlikteki gibi (5.3) ifade edilen denklem, R_1 ile temsil edilen taşıtın arka aks merkezinden dönüş merkezine olan uzaklığı belirtmektedir. Taşıtın dönüş yarıçapı R ise eşitlikte (5.4) ifade edilmiştir.



Şekil 5.2: Ackermann yaklaşımına göre tekerlek açıları ve taşıt dönüş yarıçapı

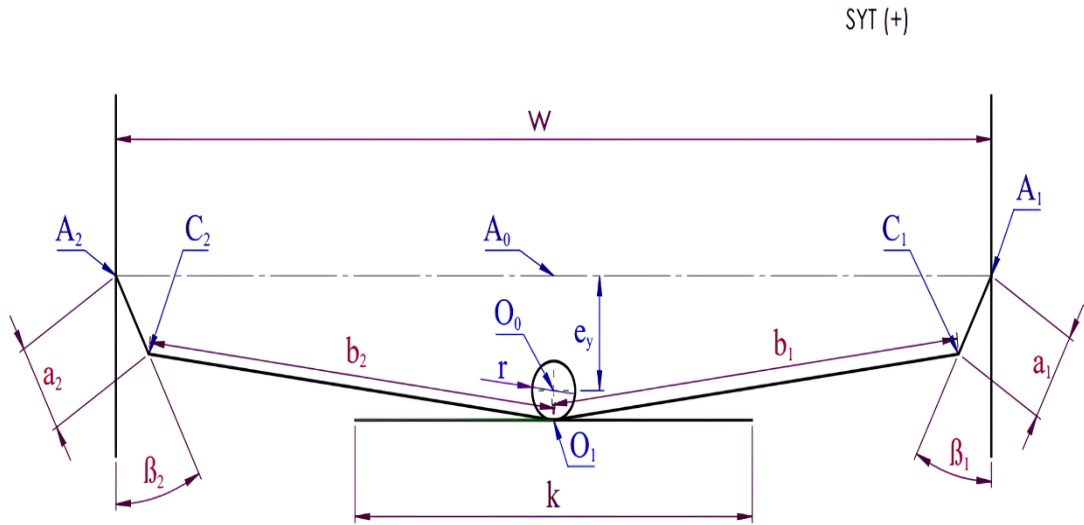
$$\delta_i > \delta_o \quad (5.2)$$

$$R_1 = l \cot \delta \quad (5.3)$$

$$R = \sqrt{m_1^2 + R_1^2} \quad (5.4)$$

5.2 Rot Kolları Ortadan Bağlı Kremayer Pinyon Mekanizması

Şekil 5.3'te rot kolları ortadan bağlı kremayer pinyon mekanizmasının kinematik gösterimi verilmiştir. Verilen mekanizmanın kinematik hareketi esnasında, saat yönü tersi pozitif açı yönü olarak belirlenmiştir. A_0 noktası mekanizmanın referans noktası olarak kabul edilmiştir. A_2 sol tekerlek dönüş eksenini, A_1 ise sağ tekerlek dönüş eksenini ifade etmektedir ve bu noktalar taşıtın w ile ifade edilen ön aks genişliği dikkate alınarak konumlandırılmıştır. Şekil 5.3'te verilen mekanizmada; sağ deveboynu uzunluğu a_1 ve açısı β_1 , sağ rot kolu uzunluğu b_1 , sol deveboynu uzunluğu a_2 ve açısı β_2 , sol rot kolu uzunluğu b_2 , pinyon dişlinin yarıçapı r ve kremayer dişli uzunluğu k ile temsil edilmiştir. Kremayer dişli, yatay ekseninde taşıtın merkezine konumlandırılmış ve merkez noktasından taşıtın ön aksına dikey eksenindeki uzaklığı e_y ile temsil edilmiştir. Sol deveboynu dikkate alınarak C_2 noktasının x ve y eksenlerinde ki konumu eşitlik (5.5) ve (5.6) ile elde edilmiştir. β_2 ve a_2 değerleri optimizasyon değişkenleri olarak ele alınmıştır.



Şekil 5.3: Rot kolları ortadan bağlı kremayer pinyon mekanizması

$$C_{2x} = A_{2x} + a_2 \sin(\beta_2) \quad (5.5)$$

$$C_{2y} = A_{2y} - a_2 \cos(\beta_2) \quad (5.6)$$

Tanımlanan ifadeler ile C_1 noktasının x ve y eksenlerindeki değerleri eşitliklerde (5.7), (5.8) belirtilmiştir. β_1 ve a_1 değerleri optimizasyon değişkenleri olarak kabul edilmiştir. r ile temsil edilen pinyon dişlinin merkez noktası O_0 ile tanımlanmıştır. Bu tanımlanan noktanın yatay ve dikey eksenlerindeki konumu eşitliklerdeki gibi (5.9), (5.10) hesaplanabilmektedir. Belirtildiği üzere rot kolları ortadan bağlı kremayer pinyon mekanizması, yatay ekseninde taşıtın merkez noktasına konumlandırılmıştır. Bu sebeple e_x ile ifade edilen kremayer dişi ile taşıt merkez noktasına olan yatay eksenindeki uzaklık 0 alınmıştır. Kremayer dişlinin merkez noktası O_1 olarak temsil edilmiştir. Pinyon dişlinin merkez noktası referans alınarak O_1 noktasının yatay ve dikey eksenlerinde ki konumu eşitliklerdeki gibi (5.11), (5.12) tanımlanmıştır. Sağ rot kolu C_1 noktasından O_1 noktasına, sol rot kolu ise C_2 noktasından O_1 noktasına konumlandırılmıştır. Sağ rot kolu uzunluğu b_1 , sol rot kolu uzunluğu ise b_2 olarak temsil edilmiştir. Bu parametreler, taşıt tekerleklerinin paralel olduğu durum dikkate alınarak eşitliklerde (5.13), (5.14) belirtilmiştir.

$$C_{1x} = A_{1x} + a_1 \sin(\beta_1) \quad (5.7)$$

$$C_{1y} = A_{1y} - a_1 \cos(\beta_1) \quad (5.8)$$

$$O_{0x} = A_{0x} + e_x \quad (5.9)$$

$$O_{0y} = A_{0y} + e_y \quad (5.10)$$

$$O_{1x} = O_{0x} + e_x \quad (5.11)$$

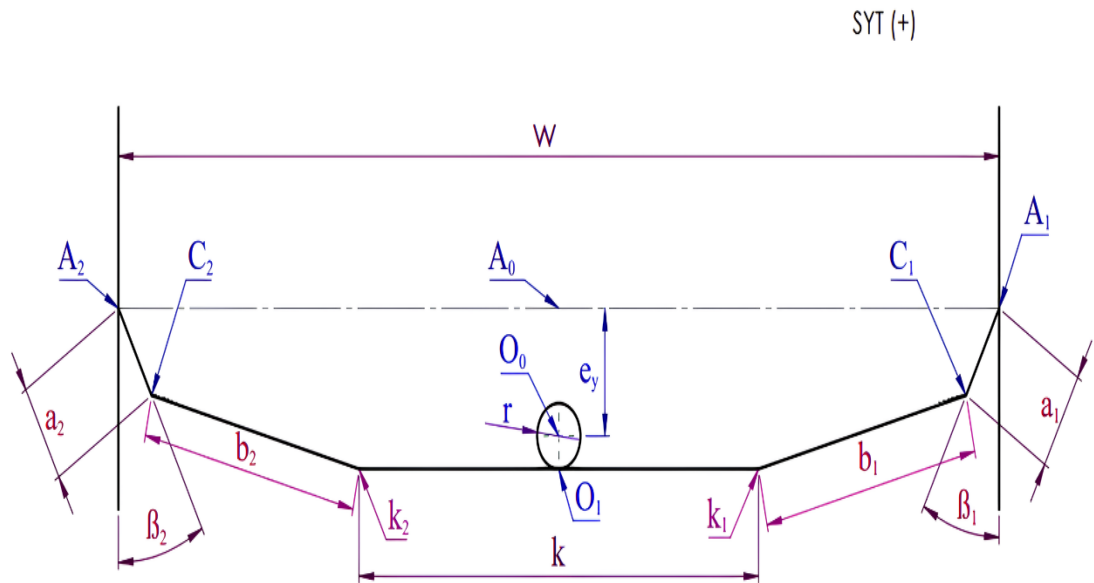
$$O_{1y} = O_{0y} + r \quad (5.12)$$

$$b_1 = \sqrt{(O_{1x} - C_{1x})^2 + (O_{1y} - C_{1y})^2} \quad (5.13)$$

$$b_2 = \sqrt{(O_{2x} - C_{2x})^2 + (O_{2y} - C_{2y})^2} \quad (5.14)$$

5.3 Rot Kolları Yanlardan Bağlı Kremayer Pinyon Mekanizması

Kremayer pinyon mekanizmasında pinyon dişli taşıt üzerinde merkez konumda ya da taşıtın merkez noktasına belirli uzaklıklarda konumlandırılabilir. Şekil 5.4'te verilen rot kolları yanlardan bağlı kremayer pinyon mekanizması Şekil 5.3'te belirtilen rot kolları ortadan bağlı kremayer pinyon mekanizması ile benzerlik göstermektedir. Bu nedenle Şekil 5.4'te gösterilen rot kolları yanlardan bağlı kremayer pinyon mekanizmasının geometrik hesaplamaları, rot kolları ortadan bağlı yönlendirme mekanizmasına benzerlik göstermektedir. Sol rot kolu C_2 noktasından k_2 noktasına, sağ rot kolu C_1 noktasından k_1 noktasına bağlanmaktadır. Bu kinematik ilişkilerin sonucunda tekerlek açıları rot kolları ortadan bağlı kremayer pinyon mekanizmasına göre farklı açılara sahip olmaktadır. Ayrıca bağlantı noktalarının artışından dolayı ideal tekerlek açılarına daha fazla yakınsama gösterebilmektedir. Belirtilen rot kolları yanlardan bağlı kremayer pinyon mekanizmasında, rot kolları ortadan bağlı kremayer pinyon mekanizması ile aynı referans noktaları ve kabulleri uygulanmıştır. Şekil 5.4'te gösterilen mekanizmada, k_1 ve k_2 noktalarının yatay ve dikey eksenlerindeki konumları eşitliklerdeki gibi (5.15), (5.16), (5.17), (5.18) ifade edilmiştir. Belirtilen eşitliklerden yola çıkarak, rot kolları yanlardan bağlı kremayer pinyon mekanizması için sağ rot kolu ve sol rot kolu uzunlukları sırasıyla b_1 ve b_2 ile temsil edilmiştir ve eşitliklerdeki gibi (5.19), (5.20) ifade edilmiştir.



Şekil 5.4: Rot kolları yanlardan bağlı kremayer pinyon mekanizması

$$k_{1x} = O_{1x} + \frac{k}{2} \quad (5.15)$$

$$k_{1y} = O_{1y} \quad (5.16)$$

$$k_{2x} = O_{1x} - \frac{k}{2} \quad (5.17)$$

$$k_{2y} = O_{1y} \quad (5.18)$$

$$b_1 = \sqrt{(k_{1x} - C_{1x})^2 + (k_{1y} - C_{1y})^2} \quad (5.19)$$

$$b_2 = \sqrt{(k_{2x} - C_{2x})^2 + (k_{2y} - C_{2y})^2} \quad (5.20)$$

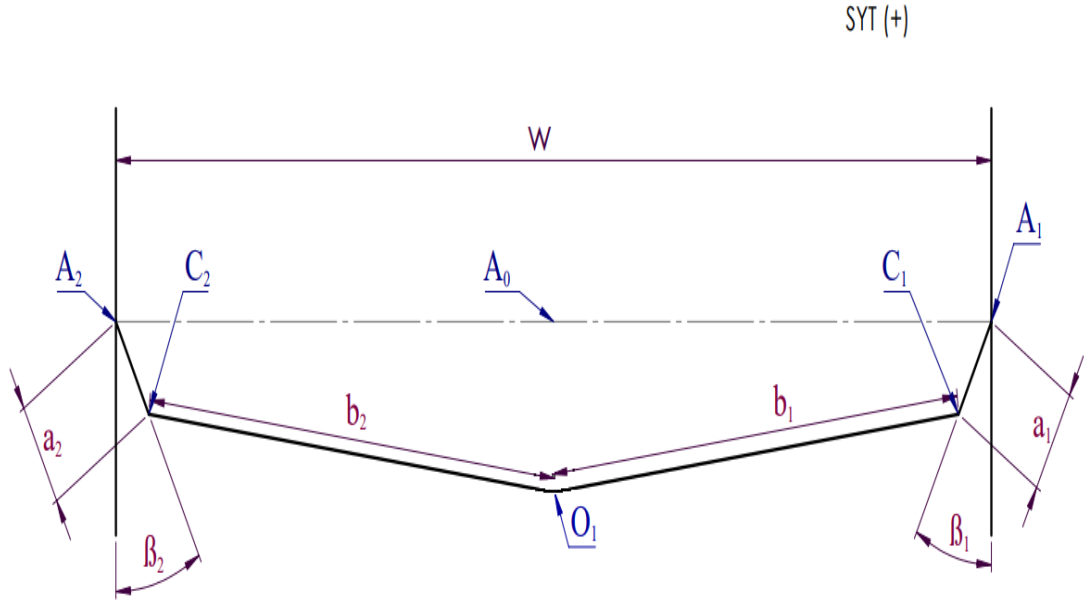
6. YÖNTEM

6.1 Kullanılan Ekipman Ve Analiz Araçları

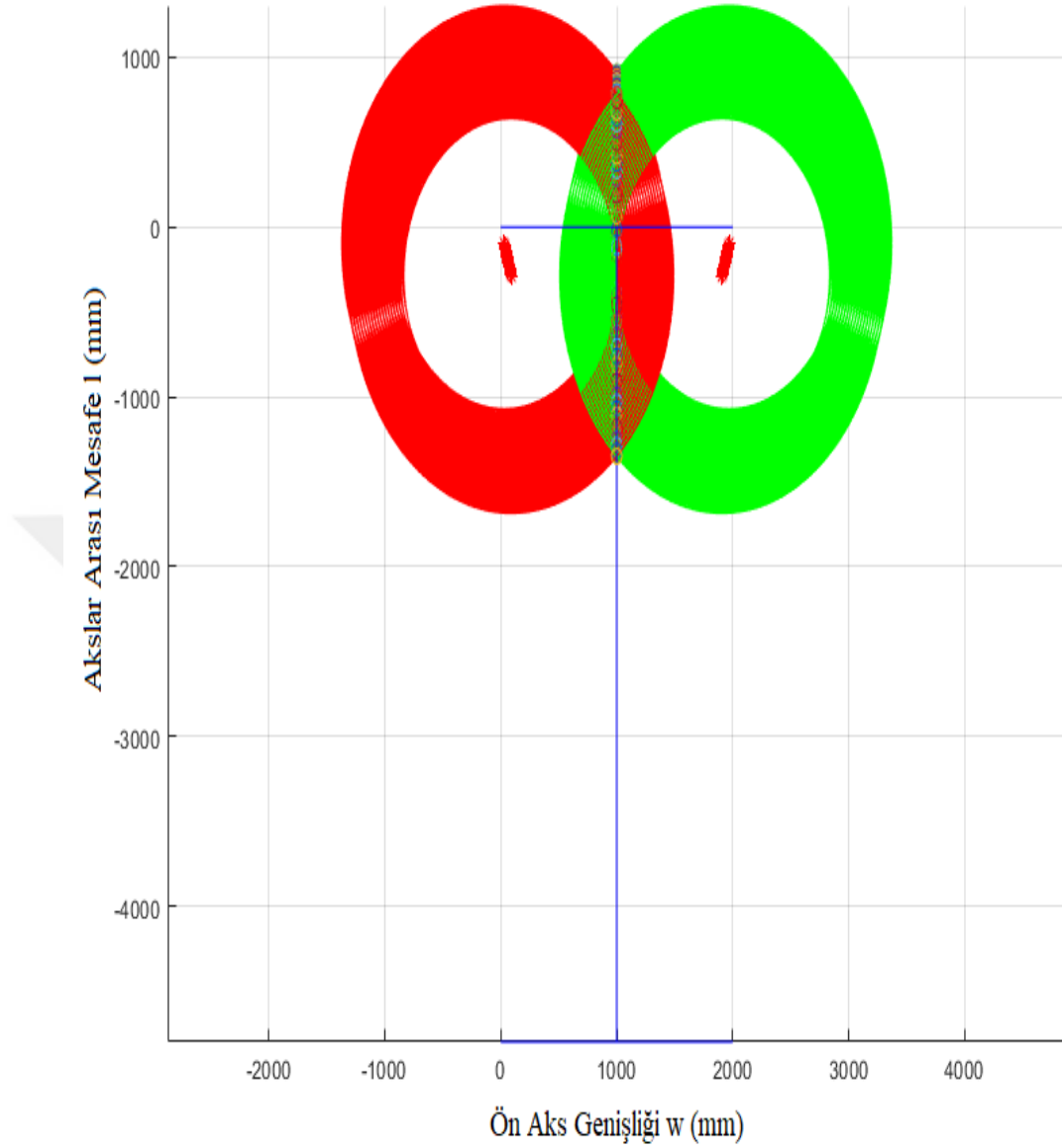
Bu tez çalışması kapsamında, optimizasyon işlemi için MATLAB programı kullanılmıştır. Optimizasyon işlemlerinin yapıldığı bilgisayarın teknik özellikleri; 256 GB HDD, 32 GB RAM, Intel E 2345 işlemci ve WIN11 Pro işletim sistemi şeklindedir. Yapılan optimizasyon işleminin süreci yaklaşık olarak 20 saat sürmüştür. Optimizasyon işlemleri sonucunda üretilen sayısal veriler MS-Excel programı ortamında düzenlenmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak ideal değerler belirlenmiştir. Bu belirlenen değerler ve kinematik ilişkiler dikkate alınarak DS Solidworks programı ortamında yönlendirme mekanizmalarının katı modellemeleri gerçekleştirilmiştir.

6.2 İdeal Yörünge Eğrisinin Oluşturulması

Rot kolları ortadan bağlantılı mekanizma kullanılarak, ideal tekerlek açılarını sağlayan mekanizmanın hareket eğrisi hesaplanmıştır. Bu eğrinin hesaplanması için taşıtın ön aks genişliği ve akslar arası mesafesinin belirlenmesi gerekmektedir. Bölüm 5'te belirtildiği üzere taşıtın ön aks genişliği 2.0 m, akslar arası mesafesi 4.8 m olacak şekilde hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Bu değerlere göre eşitlik (5.1) dikkate alınarak β açısı hesaplanmıştır. Şekil 6.1'de gösterildiği üzere, taşıt rot kollarının tek noktada bağlanacağı ve taşıtın merkez noktasına konumlandırılmış bir yönlendirme mekanizması oluşturulmuştur. Rot kollarının uzunluğu 0.9 m ile 1.4 m arasında olacak şekilde 0.25 mm adımlarla, deveboynunun uzunluğu ise 0.1 m ile 0.3 m arasında olacak şekilde 0.1 mm aralıklarla mekanizmanın durağan konumu her 0.1 mm aralıklar için hesaplatılmıştır. Bu parametreler, günümüzde kullanılan taşıtların yönlendirme mekanizmalarına yaklaşım yapılarak kabul edilmiştir. Elde edilen veriler Şekil 6.2'de gösterilmiştir. Deveboynu parçasından rot kolu uzunluğu kadar her adım için daire çizdirilerek taşıt merkezi üzerindeki kesişim noktaları belirlenmiştir. Bu kesişimler rot kollarının bağlandığı konumu göstermektedir.

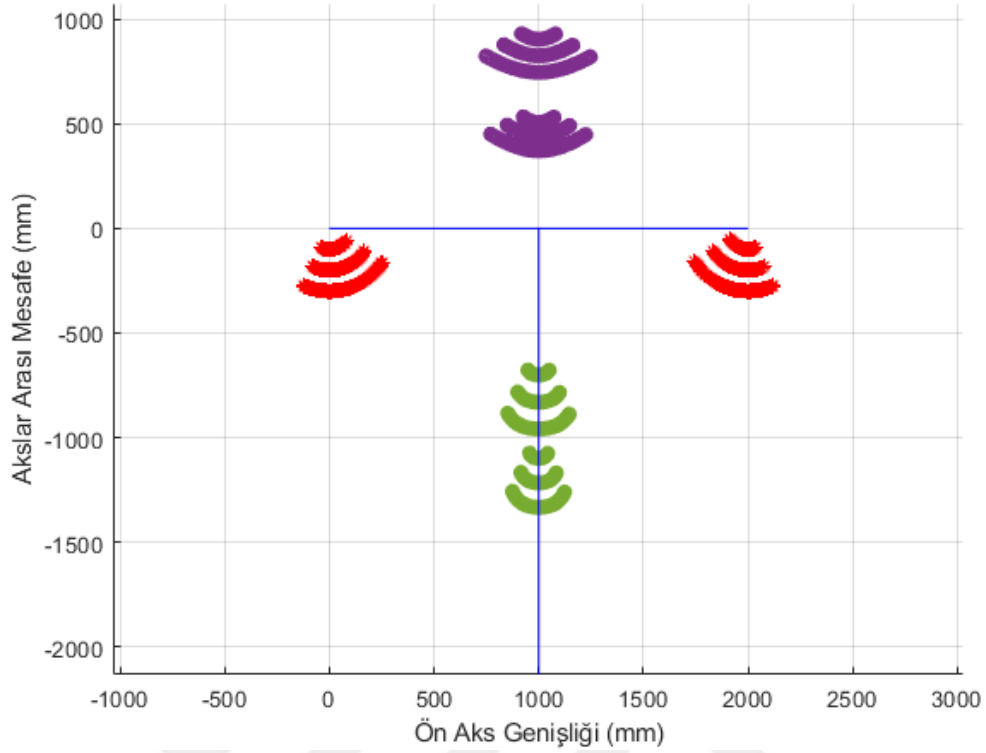


Şekil 6.1: Rot kolları ortadan bağlantılı mekanizma



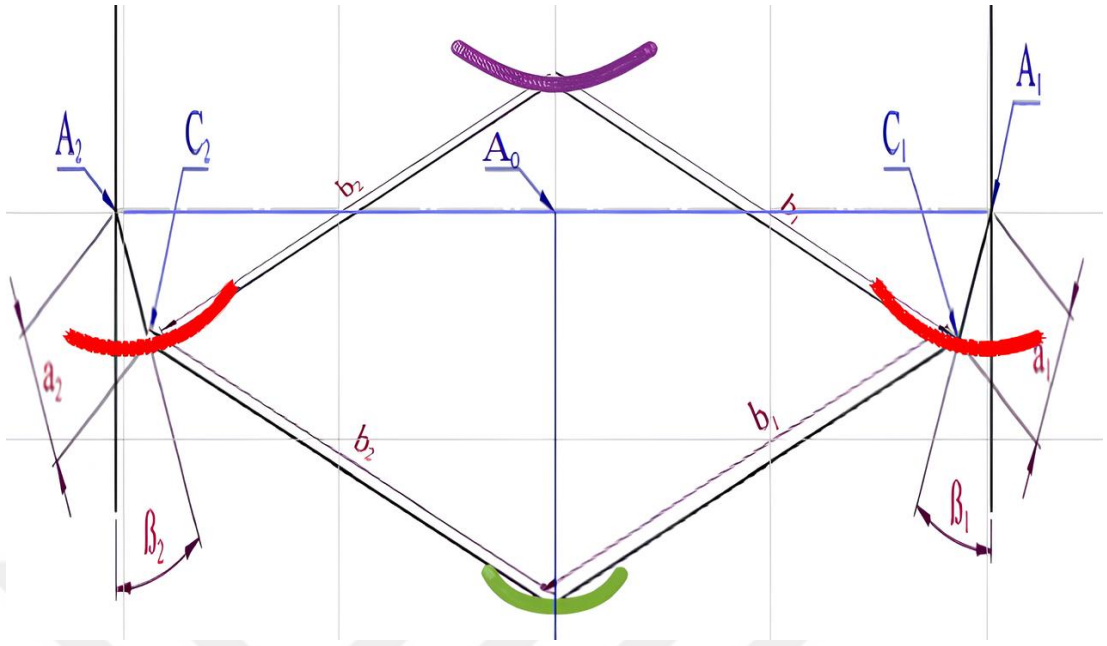
Şekil 6.2: Değişen parametrelere göre rot kollarının kesişimi

Statik konumlar elde edildikten sonra, taşıtın iç tekerleği 0° ile 45° arasında saat yönünün tersinde 1° 'lik açılar oluşturacak şekilde mekanizmaya hareket verilmiştir. Bu durum sonucunda Şekil 6.3'te gösterildiği gibi taşıtın rot kollarının bağlandığı konumda hareket eğrisi oluşturulmuştur. Bu hareket eğrileri, rot kollarından deveboyunlarına çizdirilen dairelerin kesişim noktaları ile elde edilmiştir.



Şekil 6.3: Değişen parametrelere göre rot kollarının kesişimi ve oluşan hareket eğrileri

Elde edilen sonuçlar, farklı deveboynu ve rot kolu parametrelerinde Ackermann yaklaşımına göre yönlendirme mekanizmasının oluşturduğu hareket noktalarını göstermektedir. Şekil 6.4'te, rot kolu 1.1 m, deveboynu uzunluğu 0.3 m olan mekanizmanın rot kollarının bağlantı noktasında oluşan eğri detaylı bir şekilde gösterilmiştir. Kırmızı noktaların oluşturduğu eğri deveboyunlarının hareket eğrisini, mor noktaların oluşturduğu eğri rot kollarının taşıt ön aks üstündeki hareket eğrisini, yeşil noktaların oluşturduğu eğri ise rot kollarının taşıt ön aks altındaki hareket eğrisini göstermektedir. Taşıt ön aks bölgesine yakın olan hareket eğrisi, yönlendirme mekanizmasının taşıt üzerinde uygulanabilirliği ve pratikte kinematik hareketlerinin sağlıklı çalışabilmesi için daha iyi bir çözümdür. Oluşturulacak özgün mekanizmanın, minimum Ackermann hatası için elde edilen ideal eğri ile aynı hareket yörüngesine sahip olmalıdır. Sikloid mekanizmaların oluşturduğu eğriler, elde edilen ideal eğriye yakın bir izlenim yolu verebilmektedir. Özgün bir perisikloid dişli mekanizması, ideal eğriyi oluşturarak Ackermann yönlendirme hatasını minimuma indirebilmektedir.



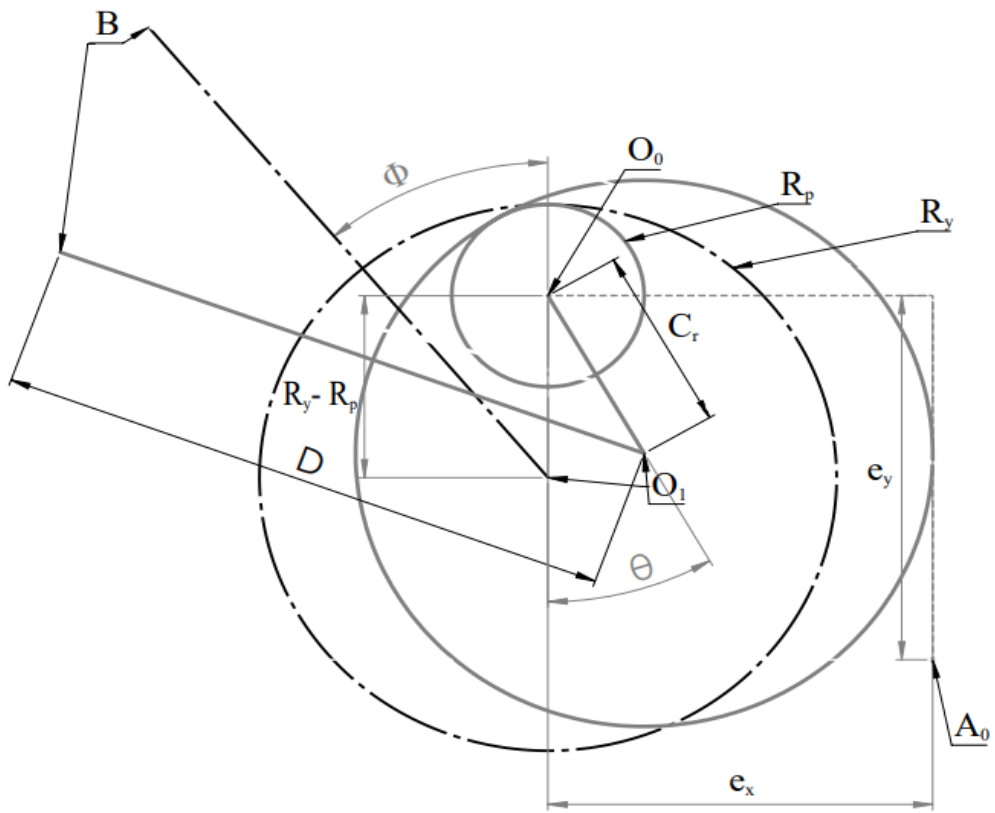
Şekil 6.4: Değişen parametrelere göre rot kollarının kesişimi ve oluşan hareket eğrileri

6.3 Özgün Mekanizma

Şekil 6.5'te sikloid eğri yörüngesine sahip perisikloid mekanizmanın kinematik gösterimi verilmiştir. Perisikloid mekanizma, sikloid eğri oluşturan planet dişli mekanizmasına sahiptir. Sikloid sürücüler 1930'lardan günümüze kadar popüler redüktörler olmuştur. Planet dişli takımlarına kıyasla kompakt, hafif, yüksek hız azaltmaları ve tek kademedeki yüksek mekanik avantajları nedeniyle günümüzde tercih edilmektedir (Lai 2004).

Şekil 6.5'te verilen perisikloid mekanizmasında, R_y yörünge dişliyi, R_p planet dişliyi temsil etmektedir. Planet dişli ankastre olarak kabul edilmektedir. Mekanizmanın durağan ilk durumu kesikli çizgilerle, kinematik hareket sonucunda oluşan konumu düz gri renkli çizgilerle gösterilmiştir. Yörünge dişli, planet dişli üzerinde yuvarlanma hareketi yapmaktadır. Planet ve yörünge dişli gurubu birbirlerine C_r ile ifade edilen krank koluyla yataklanmaktadır. D ile gösterilen komuta kolu, yörünge dişlisine sabittir. Yörünge dişlinin planet dişli üzerindeki yuvarlanma hareketi sonucunda B ile gösterilen komuta kolunun uç noktası Şekil 6.5'te gösterildiği gibi

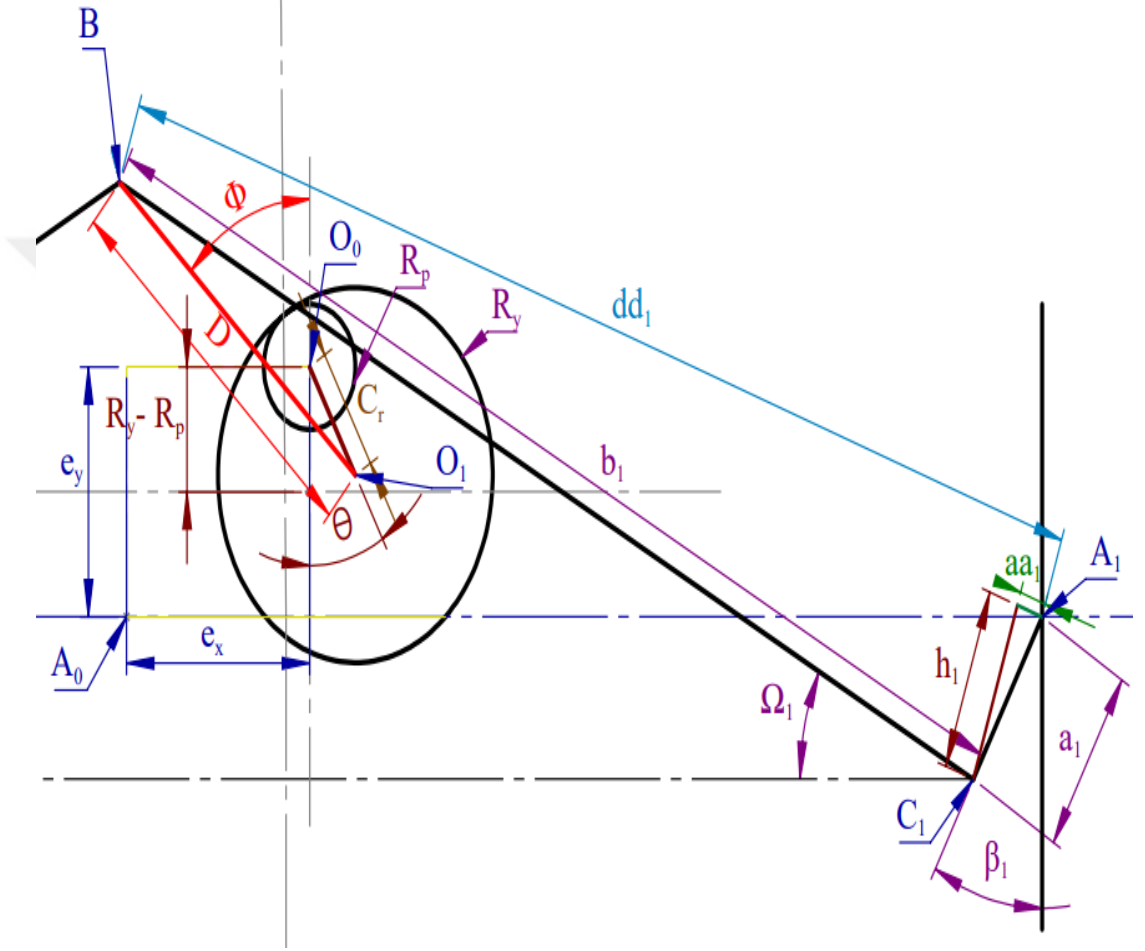
hareket etmektedir. Mekanizmanın hareketi sonucunda B noktasının değişimi sikloid eğriyi oluşturmaktadır. Perisikloid eğri, mekanizmada R_y ile ifade edilen yörünge dişlinin R_p ile ifade edilen planet dişliden daha büyük bir yarıçapa sahip olması ile gerçekleşmektedir. Yörünge dişlinin yarıçapı planet dişliden daha küçük bir yarıçapta olursa, oluşan sikloid eğri kısaltılmış episikloid olarak ifade edilebilmektedir. Yörünge dişlinin yarıçapı ile planet dişlinin yarıçapının birbirlerine olan oranı perisikloid mekanizmada 1'den büyük olmalıdır. Bu oran, uygun şartlar altında değiştirildiğinde daha farklı eğriler elde edilebilmektedir (Wassenar 2013).



Şekil 6.5: Perisikloid dişli mekanizmasına ait kinematik şema

Şekil 6.6'da bu çalışmanın konusu olan perisikloid dişli mekanizmasına sahip yönlendirme mekanizmasının kinematik gösterimi yer almaktadır. Yapılan tasarımda perisikloid mekanizma ile yönlendirme mekanizması birlikte verilmiştir. Oluşturulan yönlendirme mekanizmasında, elemanların birleştiği bölgelerde ilgili kinematik hareketin sağlıklı çalışabilmesi için mafsallar bulunmaktadır ve perisikloid dişlinin çalışma koşulları göz önünde bulundurularak uygun bir şekilde ilişkilendirilmiştir.

Tekerlek merkezinden çıkan sağ deveboynunun uzunluğu a_1 ve açısı β_1 olarak tanımlanmıştır. Sağ deveboynu ile sağ rot kolunun ilişkili olduğu nokta C_1 ve bu noktadan B noktasına kadar uzanan sağ rot kolu parçası b_1 ile ifade edilmiştir. Şekil 6.8 dikkate alındığında A_1 noktasının x ve y eksenlerinde ki konumu eşitliklerde (6.9), (6.10) ifade edilmiştir. İfade edilen A_1 noktasının konumu ile C_1 noktasının x ve y eksenlerindeki konumu eşitliklerdeki gibi (6.11), (6.12) belirtilmiştir.



Şekil 6.8: Mekanizmanın sağ tekerlek bölgesinin detaylı gösterimi

$$O_{1x} = O_{0x} + (R_y - R_p) \sin(\theta) \quad (6.5)$$

$$O_{1y} = O_{0y} - (R_y - R_p) \cos(\theta) \quad (6.6)$$

$$B_x = O_{1x} - D \sin\left(\frac{R_y - R_p}{R_y} \theta + \Phi\right) \quad (6.7)$$

$$B_y = O_{1y} + D \cos \left(\frac{R_y - R_p}{R_y} \theta + \Phi \right) \quad (6.8)$$

$$A_{1x} = A_{0x} + \frac{w}{2} \quad (6.9)$$

$$A_{1y} = A_{0y} \quad (6.10)$$

$$C_{1x} = A_{1x} - a_1 \sin (\beta_1) \quad (6.11)$$

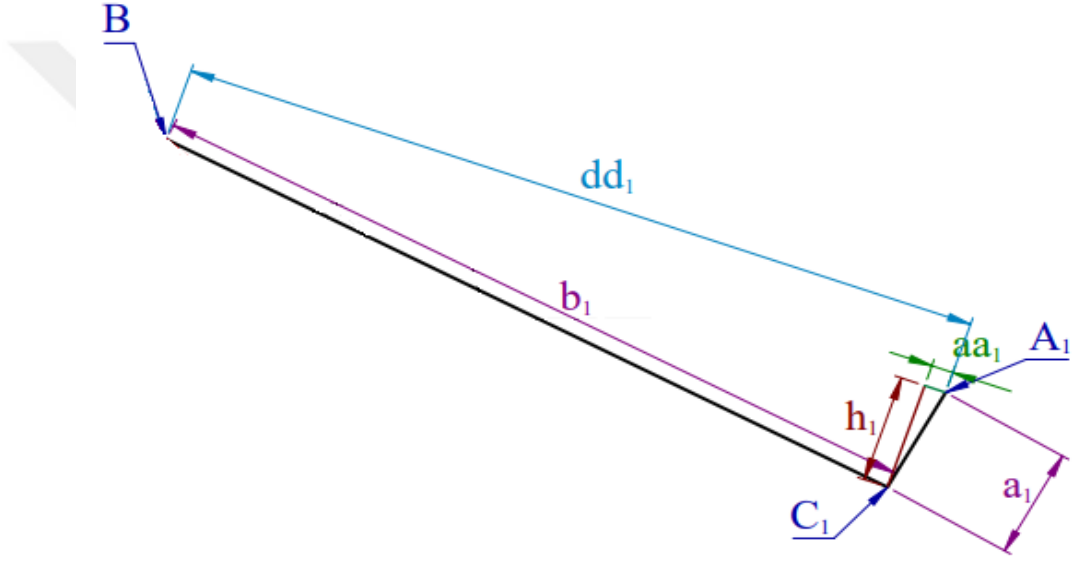
$$C_{1y} = A_{1y} - a_1 \cos (\beta_1) \quad (6.12)$$

Eşitliklerde ifade edilen B noktası ile C_1 noktasının konumları kullanılarak b_1 ile temsil edilen sağ rot kolunun uzunluğu eşitlikteki gibi (6.13) tanımlanmıştır. Tanımlanan eşitliklerde, taşıtın sağ tekerleği ile perisikloid dişli mekanizmasının komuta koluna olan ilişkileri ifade edilmiştir. Verilen eşitliklerde taşıt tekerleklerinin paralel olduğu başlangıç durumu dikkate alınmıştır. Şekil 6.9'da yönlendirme mekanizmasının sol tekerlek bölgesi detaylı olarak gösterilmiştir.

$$b_1 = \sqrt{(B_x - C_{1x})^2 + (B_y - C_{1y})^2} \quad (6.13)$$

Şekil 6.9 dikkate alındığında A_2 noktasının x ve y eksenleri üzerindeki konumu eşitliklerdeki gibi (6.14), (6.15) ifade edilmiştir. Tanımlanan A_2 noktasının konumundan yola çıkılarak C_2 noktasının x ve y koordinatları üzerindeki konumu eşitliklerde (6.16), (6.17) belirtilmiştir. Tanımlanan B noktası ile C_2 noktasının konumları kullanılarak b_2 ile temsil edilen sol rot kolunun uzunluğu eşitlikte (6.18) tanımlanmıştır. Tanımlanan eşitliklerde perisikloid mekanizmaya sahip yönlendirme mekanizmasının tüm elemanları ve birbirleri ile olan ilişkileri matematiksel fonksiyon olarak ifade edilmiştir. Mekanizmanın kinematik hareketi esnasında daha istikrarlı çalışması ve tekerlek açılarının kararlılığı için rot kollarının yatay eksen ile yaptığı açı dikkate alınarak kısıtlamalar uygulanmıştır. Şekil 6.6'da Ω_1 ve Ω_2 ile temsil edilen bu açılar, eşitlikler (6.19), (6.20) ile tanımlanmıştır. İfade edilen eşitliklerde taşıt tekerleklerinin paralel olduğu başlangıç durum dikkate alınmıştır.

Yönlendirme mekanizmasının kinematik hareketi esnasında, uygulanan kısıtlamalar mekanizmanın sağ bölgesi için Şekil 6.10'da belirtilmiştir. A_1 ile B noktalarının arasındaki tanımlanan uzaklık dd_1 ile temsil edilmiştir. C_1 noktasında dd_1 uzunluğuna dikilen dik uzunluk h_1 ile ifade edilmiştir. h_1 uzunluğu, dd_1 uzunluğunu iki bölgeye ayırmıştır. Şekil 6.10'da belirtildiği üzere A_1 noktasına olan kısmı ise aa_1 ile ifade edilmiştir. Sol tekerlek bölgesi için uygulanan kısıtlamalar, mekanizmanın pratikte sağlıklı çalışması ve kullanılabilirliği için yüksek önem taşımaktadır. Kısıtlamalar Pisagor teoremi yardımıyla eşitliklerdeki gibi (6.21), (6.22), (6.23) ifade edilmiştir.



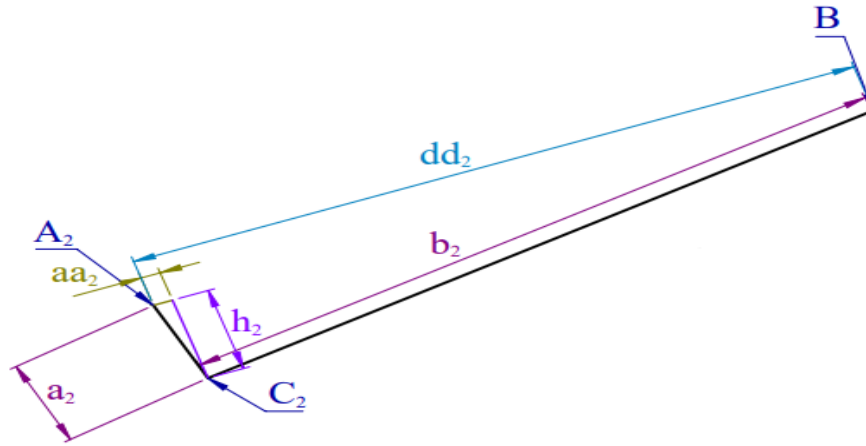
Şekil 6.10: Mekanizmanın sağ bölgesinin detaylı gösterimi

$$dd_1 = \sqrt{(B_x - A_{1x})^2 - (B_y - A_{1y})^2} \quad (6.21)$$

$$aa_1 = \frac{(a_1^2 - b_1^2 + d_1^2)}{2d_1^2} \quad (6.22)$$

$$h_1 = \sqrt{a_1^2 - aa_1^2} \quad (6.23)$$

Eşitlikte (6.23) belirtilen h_1 uzunluğu, yönlendirme mekanizmasının maksimum tekerlek açlarına sahip olduğu durumda rot kolu ve deveboynu elemanlarının eksenlerinin aynı doğrultuda kesişmesini engellemektedir. Bu durum engellenmez ise mekanizmanın çalışma esnasında sol tekerlek ters yöne hareket edebilir. Bu durum sağ tekerlek bölgesi için nümerik analiz işlemleri sürecinde h_1 uzunluğu kullanılarak engellenmiştir. Eşitliklerde belirtilen dd_1 , aa_1 ve h_1 uzunlukları yönlendirme mekanizmasının pratik ortamda uygulanabilirliğini kontrol etmek için tanımlanmıştır. h_1 uzunluğu imajiner bir değer olduğunda, mevcut çözüm değerleri atlatılarak nümerik analiz işlemlerine devam edilmiştir. Belirtilen durum mekanizmanın sol bölgesi içinde uygulanmıştır. Şekil 6.11’de belirtildiği üzere mekanizmanın sol bölgesi detaylı olarak kinematik şekilde gösterilmiştir. A_2 ile B noktalarının arasındaki ifade edilen uzaklık dd_2 ile temsil edilmiştir. C_2 noktası ile dd_2 noktasının arasındaki dik uzunluk h_2 ile tanımlanmıştır. h_2 uzunluğu dd_2 uzunluğunu iki bölgeye ayırmıştır. Şekil 6.11’de gözüktüğü üzere ayrılan uzunluğun B noktasına olan kısmı bb_2 , A_2 noktasına olan kısmı ise aa_2 ile ifade edilmiştir. Eşitliklerde (6.24), (6.25), (6.26) kinematik olarak gösterilen uzunluklar ifade edilmiştir.



Şekil 6.11: Mekanizmanın sol bölgesinin detaylı gösterimi

$$dd_2 = \sqrt{(B_x - A_{2x})^2 - (B_y - A_{2y})^2} \quad (6.24)$$

$$aa_2 = \frac{(a_2^2 - b_2^2 + d_2^2)}{2d_2} \quad (6.25)$$

$$h_2 = \sqrt{a_2^2 - aa_2^2} \quad (6.26)$$

6.4 Optimizasyon Metodu

Şekil 5.4'te ve Şekil 6.6'da verilen yönlendirme mekanizmalarının kinematik ilişkileri oluşturulduktan sonra minimum Ackermann yönlendirme hatası için her iki mekanizma optimizasyon işlemine tabii tutulmuştur. Optimizasyon sürecinde nümerik analizler için genetik algoritma metodu olan Gamultiobj algoritması kullanılmıştır. Gamultiobj algoritmasının terminolojisi büyük çoğunlukla genetik algoritma terminolojisiyle aynıdır (Deb 2001). Genetik algoritmada çözüm, mevcut çözümlerden oluşmaktadır ve başlangıç varyasyonu ile gerçek bir uzayda rastgele şekilde araştırılmaktadır (Goldberg 1989). Genetik algoritmada, problem verilerinin sembolik olarak genler ile gösterildiği varsayılmaktadır. Genler bir araya gelerek kromozomları, kromozomlar bir araya gelerek varyasyonları temsil etmektedir (Kamali 2011). Genetik algoritma metodunda, çözüm alanının belirli bir kısmı tarandığı ve tercih edildiği takdirde senkronize olarak arama yapıldığından dolayı diğer yöntemlere göre daha hızlı bir şekilde çözüme ulaşılabilir (Lopez-Gonzalez ve Fernandez 2000). Genetik algoritma metodunda başlangıç için veri havuzu oluşturulur ve böylece ilk varyasyon algoritma için oluşturulmuştur. Algoritma ikinci iterasyon itibari ile havuzda yer alan verileri kullanarak yeni popülasyonlar meydana getirmektedir. Kullanıcının optimizasyon işlemi öncesinde tercih ettiği genetik algoritma ayarlarına göre optimizasyon işlemi sınır değerine ulaştığında işlem sonlandırılarak çözüme ulaşılmaktadır. Belirtildiği üzere genetik algoritmanın bir çeşidi olan gamultiobj algoritması, elitist bir genetik algoritma kullanılmaktadır. Seçkin bir gamultiobj algoritması her zaman daha uygun değerler kümesini tercih etmektedir. Aynı zamanda kontrollü bir elitist gamultiobj algoritması popülasyon çeşitliliğini arttırmak için daha düşük uygunluk seviyesindeki değerleri de tercih edebilmektedir. Bu çalışmada kullanılan genetik algoritma ayarları Tablo 6.1'de gösterilmiştir. Optimizasyon işleminde RMS yöntemi ile Ackermann yönlendirme hatasının minimize edilmesi amaçlanmıştır. RMS (Root Mean Square) metodu, ideal parametre ile gerçek parametre arasındaki farkın karesinin kareköküdür (Doğan ve Aybek 2021). Belirtilen bu işlem için üç adet amaç fonksiyonu oluşturulmuştur. f_1 amaç fonksiyonu taşıtın sağ tekerlek açılarını, f_2 amaç fonksiyonu ise taşıtın sol tekerlek açılarını RMS yöntemi ile minimize etmektedir. f_3 fonksiyonu ise sağ ve sol tekerleklerin iç ve dış tekerlek olması durumunda aynı açılarda çalışmasını hedefleyen amaç fonksiyonudur. Bu eşitliklerde (6.27), (6.28), (6.29) f_1 , f_2 ve f_3 amaç fonksiyonları verilmiştir. Belirtilen

eşitliklerde $Tekeraci_1$ sağ tekerin aldığı açıları, $Tekeraci_2$ ise sol tekerleğin aldığı açıları temsil etmektedir. $Tekeraciopt_1$ ve $Tekeraciopt_2$ ise sağ ve sol tekerleklerin alması gereken ideal tekerlek açılarını ifade etmektedir. Optimizasyon işleminde RMS metodu ile minimize işlemi gerçekleştirildiği için amaç fonksiyonları eşitliklerde min ve RMS ile temsil edilmiştir.

$$f_1 = \min(RMS(Tekeraci_1 - Tekeraciopt_1)) \quad (6.27)$$

$$f_2 = \min(RMS(Tekeraci_2 - Tekeraciopt_2)) \quad (6.28)$$

$$f_3 = RMS(Tekeraci_1(\text{sag: sol}) - Tekeraci_2(\text{sag: sol})) \quad (6.28)$$

Tablo 6.1: Genetik algoritma ayarları

Optimizasyon Seçenekleri	Parametre Değeri
Popülasyon Boyutu	300
Pareto Katsayısı	0.5
Maksimum Nesil	60000
Fonksiyon Toleransı	1.10^{-6}

Bu çalışmada özgün yönlendirme mekanizması için 10 adet değişken optimizasyon işlemine tabii tutulmuştur. Tablo 6.2’de özgün yönlendirme mekanizması için değişkenlerin alt ve üst sınırları verilmiştir. Verilen sınır şartları, sürücünün taşıt içindeki konumu dikkate alınarak belirlenmiştir. Kremayer pinyon mekanizmasında ise 7 adet değişken kullanılmıştır. Tablo 6.3’te mekanizmanın alt ve üst sınırları verilmiştir. Taşıtın ön aks genişliği ve akslar arası mesafesi her iki yönlendirme mekanizması için aynı değerlerde uygulanmıştır. Belirtildiği üzere kremayer pinyon mekanizması, yatay ekseninde taşıtın merkez noktasına konumlandırılmıştır. Bu nedenle kremayer dişli ile merkez noktanın x eksenindeki uzaklık sıfır olarak alınmıştır ve optimizasyon değişkeni olarak tanımlanmamıştır.

Tablo 6.2: Genetik algoritma için özgün mekanizmanın alt ve üst sınırları

Özgün Mekanizma	Alt Sınır	Üst Sınır
Planet Dişli İle Merkez Noktası Uzaklığı -x ekseninde (mm)	-370	-340
Planet Dişli İle Merkez Noktası Uzaklığı -y ekseninde (mm)	-270	-240
Yörünge Dişli Yarıçapı (mm)	100	110
Planet Dişli Yarıçapı (mm)	80	100
Komuta Kolu (mm)	170	200
Sağ Tekerlek Deveboynu Uzunluğu (mm)	140	170
Sol Tekerlek Deveboynu Uzunluğu (mm)	140	170
Sağ Tekerlek Deveboynu Açısı (Derece)	-25	-10
Sol Tekerlek Deveboynu Açısı (Derece)	10	25
Komuta Kolu İle Krank Kolu Açısı (Derece)	0	5

Tablo 6.3: Genetik algoritma için kremayer pinyon mekanizmanın alt ve üst sınırları

Kremayer Pinyon Mekanizması	Alt Sınır	Üst Sınır
Pinyon Dişli İle Merkez Noktası Uzaklığı -y ekseninde (mm)	-350	-350
Sağ Tekerlek Deveboynu Uzunluğu (mm)	50	300
Sol Tekerlek Deveboynu Uzunluğu (mm)	50	300
Sağ Tekerlek Deveboynu Açısı (Derece)	-45	5
Sol Tekerlek Deveboynu Açısı (Derece)	5	45
Kremayer Dişli Uzunluğu (mm)	600	1200
Pinyon Dişli Yarıçapı (mm)	30	100

7. OPTİMİZASYON SONUÇLARI

Bir önceki bölümde yönlendirme mekanizmalarının kinematik ilişkileri, kullanılan optimizasyon çeşidi ve ayarları belirtilmiştir. Bu bölümde, genetik optimizasyon işlemi sonucunda elde edilen sonuçlar verilmiştir. Optimizasyon işlemlerinde her iki mekanizma için -360° ile 360° arasında 1° 'lik aralıklarla direksiyon simidinden hareket verilmiştir. Bunun sonucunda taşıtın sağ ve sol tekerleklerinin her ikisi de iç ve dış tekerlek pozisyonunda bulunmuş ve 45° maksimum açı alacak şekilde sınırlandırılmıştır. Optimizasyon işlemi sırasında değişkenler için oluşabilecek kompleks değerler, kısıtlamalar ile optimizasyon işlemleri sırasında atlatılmıştır. Özgün mekanizmanın kinematik hareketi esnasında daha istikrarlı çalışması ve tekerlek açılarının kararlılığı için rot kollarının yatayda Ω_1 ve Ω_2 ile temsil edilen açıları 25° ile sınırlandırılmıştır. Optimizasyon işleminde 3 adet amaç fonksiyonu tanımlanmıştır. Bu amaç fonksiyonları optimizasyon metodu bölümünde belirtilmiştir. İfade edilen amaç fonksiyonlarının Tablo 7.1'de elde edilen minimum değerleri verilmiştir. Yapılan optimizasyon işlemi sonucunda her iki yönlendirme mekanizması için minimum f3 değeri seçilmiştir. İdeal değerler dikkate alınarak Tablo 7.2'de özgün mekanizma için, Tablo 7.3'te ise kremayer pinyon mekanizması için optimizasyon sonucunda elde edilen değişkenlerin değerleri verilmiştir. Optimizasyon işlemlerinde özgün yönlendirme mekanizması ve kremayer pinyon mekanizması için toplam 9150 adet veri kaydedilmiştir.

Tablo 7.1: Amaç fonksiyonlarının minimum değerleri

	f1	f2	f3
Özgün Mekanizma	0.0043295	0.0045631	0.00108
Kremayer Pinyon Mekanizması	0.010222	0.010455	$6.3 \cdot 10^{-9}$

Tablo 7.2: Optimizasyon sonucunda özgün mekanizma için elde edilen ideal değerler

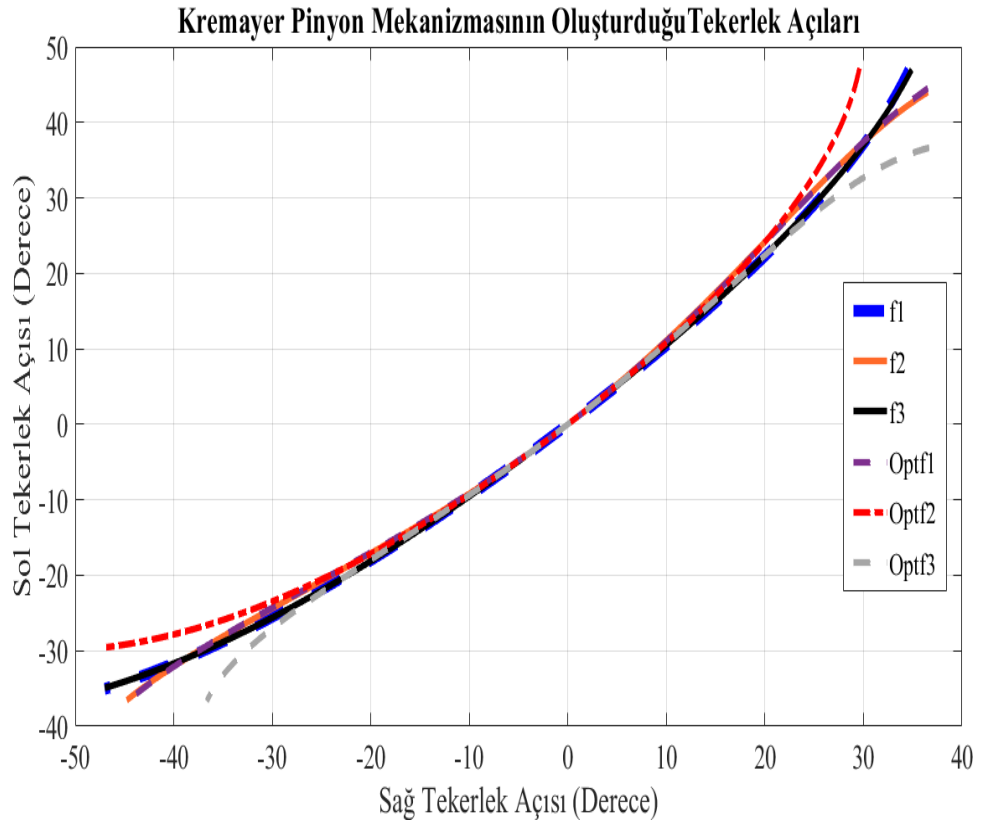
Özgün Mekanizma	Optimum Değerler
Planet Dişli İle Merkez Noktası Uzaklığı -x ekseninde (mm)	-348.04
Planet Dişli İle Merkez Noktası Uzaklığı -y ekseninde (mm)	-265.09
Yörünge Dişli Yarıçapı (mm)	108
Planet Dişli Yarıçapı (mm)	90
Komuta Kolu (mm)	181.2
Sağ Tekerlek Deveboynu Uzunluğu (mm)	151.3
Sol Tekerlek Deveboynu Uzunluğu (mm)	149.8
Sağ Tekerlek Deveboynu Açısı (Derece)	-16.92
Sol Tekerlek Deveboynu Açısı (Derece)	16.61
Komuta Kolu İle Krank Kolu Açısı (Derece)	1.32

Tablo 7.3: Optimizasyon sonucunda kremayer pinyon mekanizması için elde edilen ideal değerler

Kremayer Pinyon Mekanizması	Optimum Değerler
Pinyon Dişli İle Merkez Noktası Uzaklığı -y ekseninde (mm)	-179.08
Sağ Tekerlek Deveboynu Uzunluğu (mm)	230.34
Sol Tekerlek Deveboynu Uzunluğu (mm)	230.34
Sağ Tekerlek Deveboynu Açısı (Derece)	20.84
Sol Tekerlek Deveboynu Açısı (Derece)	20.84
Kremayer Dişli Uzunluğu (mm)	774.35
Pinyon Dişli Yarıçapı (mm)	30

7.1 İç Tekerlek, Dış Tekerlek ve İdeal Tekerlek Açıları

Taşıtın iç tekerlek ve dış tekerlek açıları f_1 , f_2 ve f_3 amaç fonksiyonları referans alınarak irdelenmiştir. Şekil 7.1’de kremayer pinyon mekanizması için iç ve dış tekerlek değerlerinin yanı sıra istenilen ideal tekerlek açıları da gösterilmiştir. Tablo 7.4’te Şekil 7.1’de gösterilen tekerlek açılarının 10° ’lik iç tekerlek açıları ile aldığı değerler belirtilmiştir. Görüldüğü üzere kremayer pinyon mekanizması ideal tekerlek açılarını belirli bölgelerde yakınsamaktadır ve mekanizma taşıtın merkezine konumlandırıldığı için sağ ve sol yöne manevralarda yönlendirme açıları da simetrik olarak hesaplanmıştır. Tekerlek açılarının yakınsama gerçekleştirdiği bölgeler yönlendirme mekanizmasının başlangıç hareketlerinde, küçük tekerlek açılarında görülmektedir. Tablo 7.4’te verilen değerler dikkate alındığında ise yüksek tekerlek açılarında Ackermann yönlendirme hatası gittikçe artmaktadır. Ackermann yönlendirme hatasının artması olumsuz bir durumdur ve taşıtın yüksek tekerlek açılarında özellikle manevra esnasında, lastik yüzeylerinde kaymadan dolayı aşınma oluşturur ve yüksek konum hassasiyeti isteyen taşıtlarda konum kararsızlığına yol açabilmektedir.



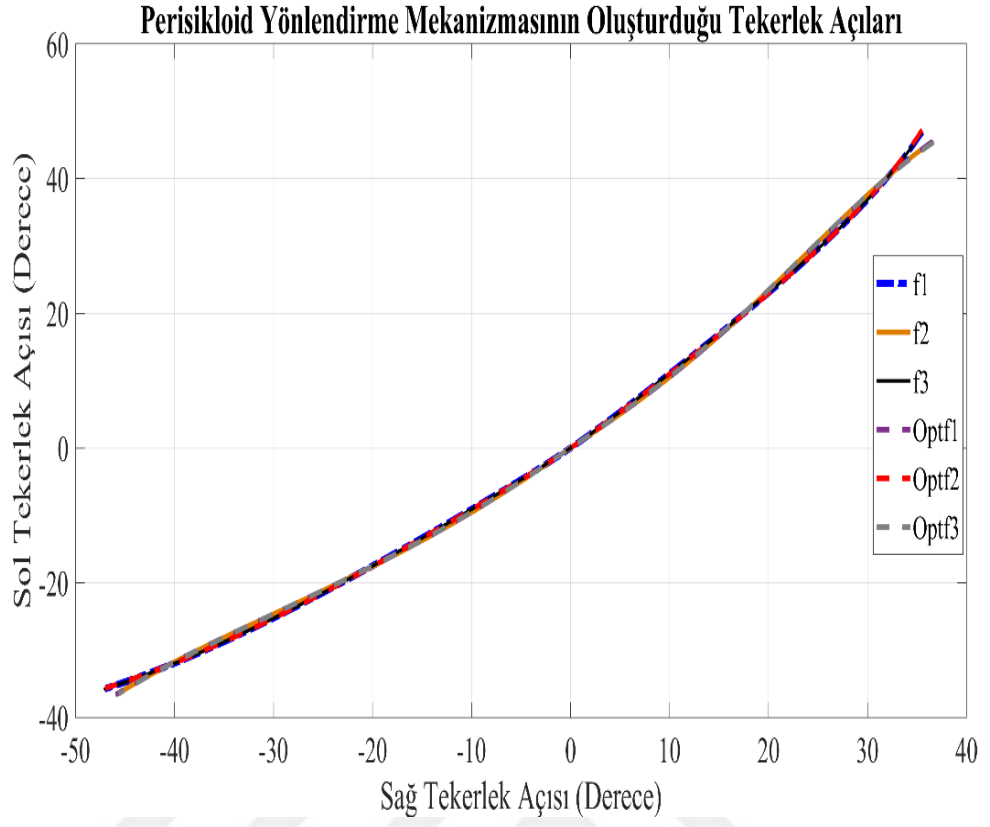
Şekil 7.1: Kremayer pinyon mekanizmasının tekerlek açıları

Tablo 7.4: Kremayer pinyon mekanizmanın tekerlek açıları

Saat Yönünün Tersi	10°		20°		30°		40°		45°	
	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış
f1	10.07	9.66	20.19	18.36	30.11	25.69	40.3	31.69	45.35	33.96
f2	10.17	9.21	20.07	16.95	30.21	24.41	40.04	32.35	44.04	36.55
f3	10.05	9.58	20.01	18.12	30.09	25.64	40.29	31.81	45.00	34.07
Optf1	10.07	9.19	20.01	16.99	30.13	24.41	40.22	32.33	44.51	36.55
Optf2	10.02	9.31	20.17	17.29	30.15	23.55	40.12	27.87	45.03	29.19
Optf3	10.13	9.48	20.02	17.96	30.04	27.06	36.67	36.65	-	-

Saat Yönü	-10°		-20°		-30°		-40°		-45°	
	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış
f1	10.06	9.53	20.18	18.17	30.13	25.60	40.05	31.72	45.18	34.27
f2	10.01	9.21	20.09	17.15	30.12	24.47	40.06	32.15	44.77	36.55
f3	10.05	9.58	20.00	18.13	30.08	25.66	40.29	31.84	45.48	34.29
Optf1	10.07	9.19	20.02	16.99	30.16	24.40	40.25	32.33	44.55	36.55
Optf2	10.02	9.31	20.17	17.29	30.16	23.55	40.12	27.87	45.03	29.19
Optf3	10.13	9.48	20.02	17.96	30.04	27.06	36.67	36.65	-	-

Şekil 7.2’de özgün mekanizmaya ait iç ve dış tekerleklerin açıları f1, f2 ve f3 amaç fonksiyonları dikkate alınarak verilmiştir. İç ve dış tekerlek değerlerinin yanı sıra tekerleklerin alması gereken ideal açılarda gösterilmektedir. Tablo 7.5’te Şekil 7.2’de gösterilen tekerlek açılarının 10°’lik aralıklarda aldığı değerler gösterilmiştir. Grafikteki eğriler dikkate alındığında özgün yönlendirme mekanizması hem düşük hem de yüksek tekerlek açılarında ideal tekerlek açılarına yakınsama sağlamaktadır. Özellikle yüksek tekerlek açılarında, ideal tekerlek açılarına kremayer pinyon mekanizmasına göre iyi bir yakınsama göstermektedir. Tablo 7.5’te özgün mekanizmanın iç tekerleğinin 10°’lik aralıklar ile iç, dış ve ideal tekerlek açıları verilmiştir. Yönlendirme mekanizmalarının aldığı tekerlek açıları karşılaştırıldığında, özgün mekanizma kremayer mekanizmasına göre oldukça iyi bir sonuç vermektedir. Özellikle özgün mekanizma sadece belirli tekerlek açılarında değil, yüksek tekerlek açılarında da yakınsama sağlamaktadır.



Şekil 7.2: Perisikloid yönlendirme mekanizmasının tekerlek açıları

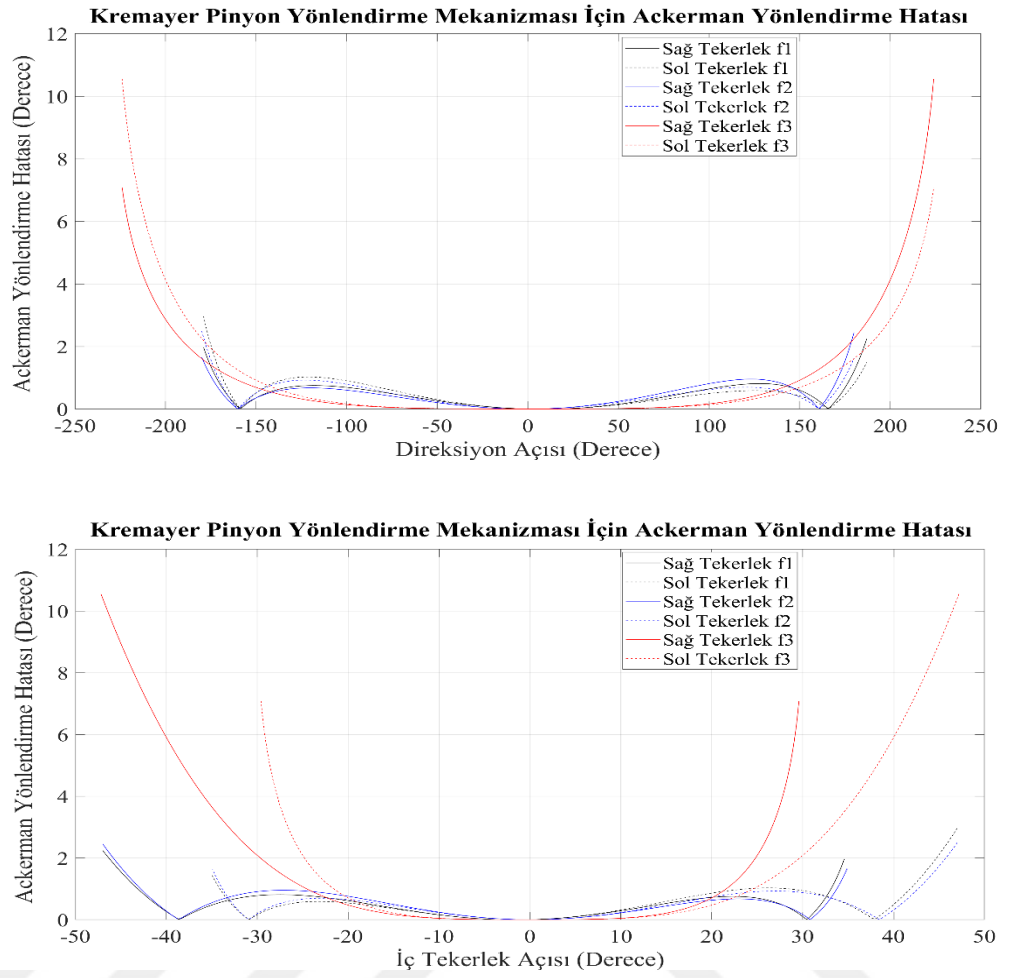
Tablo 7.5: Özgün yönlendirme mekanizmasının tekerlek açıları

Saat Yönünün Tersi	10°		20°		30°		40°		45°	
	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış
f1	10.05	9.14	20.23	17.74	30.01	25.33	40.2	32.03	45.61	34.9
f2	10.18	9.7	20.26	17.72	30.11	24.68	40.24	32.01	45.01	36.08
f3	10.07	9.15	20.27	17.76	30.05	25.34	40.23	32.04	45.62	34.91
Optf1	10.19	9.74	20.28	17.75	30.13	24.71	40.26	32.02	45.02	36.08
Optf2	10.18	9.3	20.17	17.76	30.00	25.35	40.29	32.02	45.12	34.54
Optf3	10.17	9.66	20.29	17.67	30.14	24.67	40.22	32.07	45.42	36.7

Saat Yönü	-10°		-20°		-30°		-40°		-45°	
	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış	İç	Dış
f1	10.18	9.26	20.15	17.62	30.03	25.27	40.29	32.13	45.00	34.75
f2	10.12	9.66	20.10	17.65	30.02	24.69	40.38	32.07	45.29	36.09
f3	10.00	9.11	20.17	17.66	30.07	25.34	40.38	32.22	45.12	34.85
Optf1	10.14	9.67	20.16	17.67	30.12	24.72	40.03	31.76	45.45	36.18
Optf2	10.16	9.27	20.14	17.67	30.05	25.31	40.32	32.11	45.01	34.69
Optf3	10.13	9.64	20.16	17.65	30.09	24.70	40.36	32.09	45.19	36.09

7.2 Ackermann Yönlendirme Hatası (Yapısal Hata)

Ackermann yönlendirme hatası, taşıtın manevra esnasında aldığı gerçek tekerlek açıları ile ideal tekerlek açılarının farkıdır. Bu hatanın minimum olması taşıtın ideal tekerlek açlarına daha fazla yaklaştığını göstermektedir. Şekil 7.3'te taşıtın direksiyon ve iç teker açılarına göre kremayer pinyon mekanizması için Ackermann yönlendirme hatasının aldığı verilmiştir. Kremayer pinyon mekanizmasında, direksiyon açısı yaklaşık olarak 225° olduğunda iç tekerlek açısı 45° dereceye ulaşmaktadır. İç teker açısı yaklaşık olarak 25° değerini aştıktan sonra Ackermann yönlendirme hatası, Şekil 7.3'te verilen grafikte görüldüğü üzere yüksek değerlere ulaşmaktadır.



Şekil 7.3: Kremayer pinyon mekanizması için direksiyon ve iç tekerlek açlarına göre Ackermann yönlendirme hatası

Şekil 7.3'te görüldüğü üzere kremayer pinyon mekanizmasında Ackermann yönlendirme hatası düşük iç tekerlek ve direksiyon açılarında 1° derecenin altında çıkmaktadır. Fakat direksiyon ve iç tekerlek açıları arttığında Ackermann yönlendirme hatası yükselmektedir. Direksiyon açısının yaklaşık olarak 160° olduğu bölgede grafik eğrisi 0° konumundan ani bir yükseliş göstermektedir. Bu durum, tekerlek açılarının taşıt arka aks üzerindeki kesişim noktası ile ilişkilidir. 0° ile yaklaşık olarak 160° direksiyon açılarında taşıt tekerleklerinin kesişim noktası taşıtın arka aks ekseninin alt bölgesindedir. Direksiyon açısı 160° 'yi aştıktan sonra bu kesişim noktası, taşıtın arka aks eksenin üst bölgesine geçmektedir ve bu geçiş durumunda belirli açılarda Ackermann yönlendirme hatası azalmaktadır. Bu durum iç teker açısının yaklaşık olarak 30° ve 40° değerlerini aldığı da gerçekleşmektedir. Tablo 7.6'da kremayer pinyon mekanizması için direksiyon açlarına göre Ackermann yönlendirme hata değerleri f1,f2 ve f3 amaç fonksiyonları referans olarak verilmiştir.

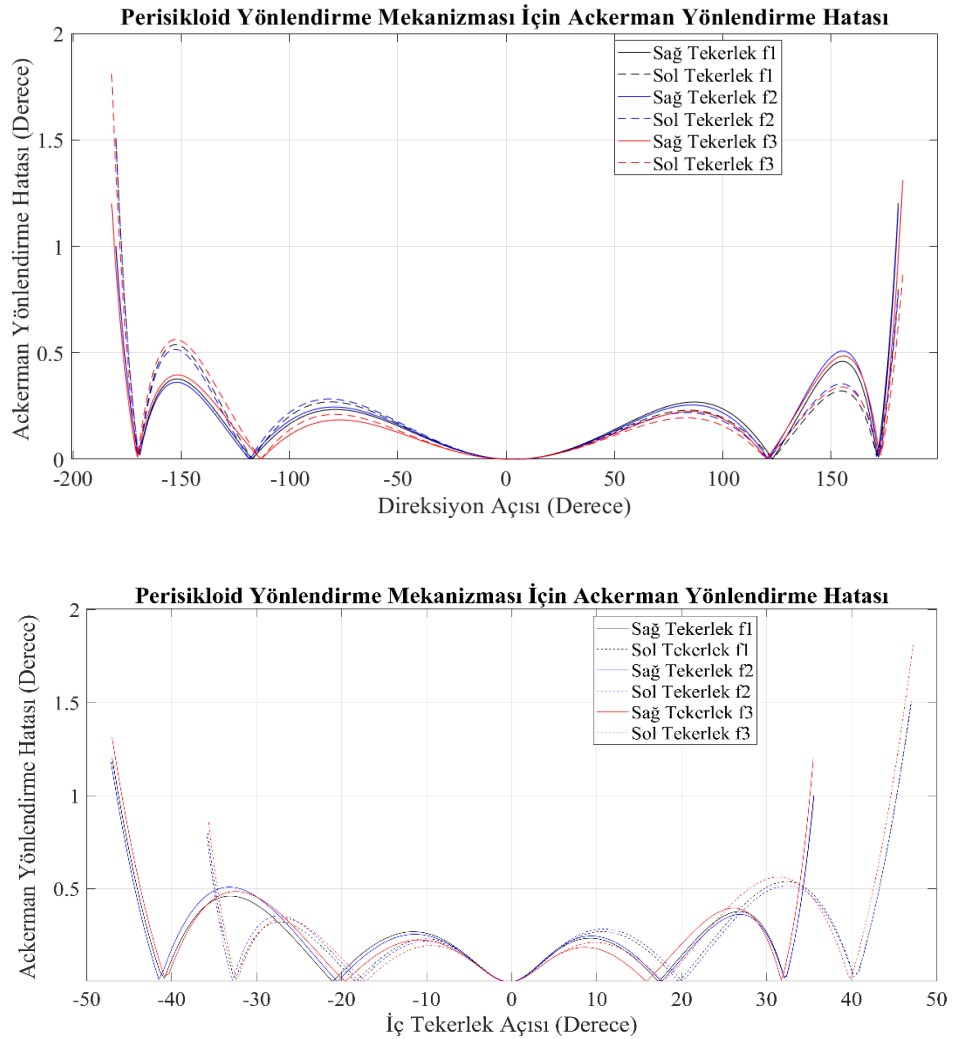
Tablo 7.6: Kremayer pinyon mekanizmasının direksiyon açısına bağlı Ackermann yönlendirme hataları

Saat Yönünün Tersi	Direksiyon Açıları (Derece)								
	25	50	75	100	125	150	175	200	224
Sağ Tekerlek f1	0.021	0.15	0.38	0.64	0.81	0.60	0.68	-	-
Sol Tekerlek f1	0.019	0.13	0.31	0.49	0.59	0.42	0.46	-	-
Sağ Tekerlek f2	0.06	0.24	0.51	0.81	0.95	0.55	1.53	-	-
Sol Tekerlek f2	0.06	0.21	0.42	0.62	0.68	0.38	1.02	-	-
Sağ Tekerlek f3	0.002	0.01	0.06	0.16	0.41	0.92	1.94	4.13	10.55
Sol Tekerlek f3	0.002	0.02	0.05	0.14	0.32	0.69	1.39	2.86	7.08

Saat Yönü	Direksiyon Açıları (Derece)								
	-25	-50	-75	-100	-125	-150	-175	-200	-224
Sağ Tekerlek f1	0.09	0.27	0.49	0.69	0.74	0.36	1.36	-	-
Sol Tekerlek f1	0.09	0.03	0.60	0.90	1.02	0.52	2.04	-	-
Sağ Tekerlek f2	0.05	0.20	0.41	0.60	0.67	0.36	1.05	-	-
Sol Tekerlek f2	0.06	0.23	0.50	0.79	0.93	0.52	1.57	-	-
Sağ Tekerlek f3	0.002	0.01	0.05	0.14	0.32	0.69	1.39	2.86	7.08
Sol Tekerlek f3	0.002	0.02	0.06	0.17	0.41	0.92	1.94	4.13	10.55

Şekil 7.4'te özgün yönlendirme mekanizması için direksiyon ve iç tekerlek açılarına göre Ackermann yönlendirme hatası verilmiştir. Belirtilen grafikte maksimum direksiyon ve iç tekerlek açısında en büyük Ackermann yönlendirme hatası 1.8° olacak şekilde hesaplanmıştır. Maksimum direksiyon açısı için kremayer pinyon mekanizmasında bu hata değeri maksimum 10.55° olarak hesaplanmıştır. Belirtilen bu değer, özgün mekanizmanın kremayer pinyon mekanizmasına göre yüksek tekerlek açılarında da ideal tekerlek açılarına daha iyi bir yakınsama gerçekleştirdiğini göstermektedir. Şekil 7.4'te görüldüğü üzere Ackermann yönlendirme hatası yaklaşık olarak 128° ve 175° direksiyon açısı değerlerinde 0° değerine inip tekrar yükselmektedir. Bu durum iç teker açısının yaklaşık olarak 20° , 33° ve 40° değerlerini aldığı da görülmektedir. Oluşan bu durum kremayer pinyon mekanizmasında belirtildiği gibi tekerlek açılarının taşıt arka aks üzerindeki kesişim noktasının konumu

ile ilişkilidir. Bu direksiyon açılarında taşıt tekerlek eksenlerinin kesişim noktası taşıtın arka aks ekseninin altına geçmektedir. Yaklaşık olarak 0° ile 128° ve 175° ile 225° direksiyon açılarında ise iç ve dış tekerlek eksenlerinin kesişimi arka aksın üst bölgesinde olmaktadır. Bu durum mekanizmanın, düşük ve yüksek tekerlek açılarında ideal tekerlek açlarına yakınsaması olarak ifade edilebilmektedir. Tablo 7.7’de perisikloid mekanizma için direksiyon açısına bağlı olarak Ackermann yönlendirme hatası gösterilmiştir. Şekil 7.3’te gösterilen kremayer pinyon mekanizmasının direksiyon açısı yaklaşık olarak maksimum 225° direksiyon açısına kadar hareket etmektedir. Özgün mekanizmada, direksiyon açısı yaklaşık olarak 182° hesaplanmıştır. Bu durum kremayer pinyon mekanizmasının daha yüksek bir redüksiyon oranına sahip olduğunu göstermektedir.



Şekil 7.4: Perisikloid yönlendirme mekanizması için direksiyon ve iç tekerlek açlarına göre Ackermann yönlendirme hatası

Tablo 7.7: Özgün mekanizmanın direksiyon açısına bağlı Ackermann yönlendirme hataları

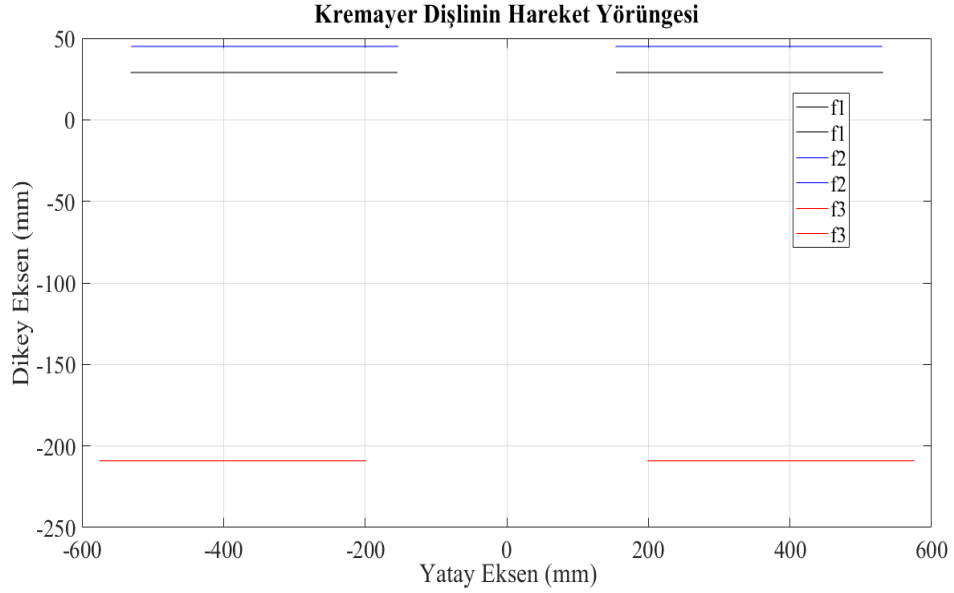
Saat Yönünün Tersi	Direksiyon Açıları (Derece)						
	25	50	75	100	125	150	175
Sağ Tekerlek f1	0.03	0.14	0.25	0.24	0.032	0.43	0.33
Sol Tekerlek f1	0.03	0.13	0.22	0.19	0.025	0.31	0.22
Sağ Tekerlek f2	0.03	0.13	0.24	0.22	0.06	0.48	0.29
Sol Tekerlek f2	0.03	0.12	0.21	0.18	0.05	0.33	0.19
Sağ Tekerlek f3	0.029	0.12	0.21	0.19	0.07	0.46	0.19
Sol Tekerlek f3	0.029	0.11	0.19	0.16	0.05	0.32	0.13

Saat Yönünün Tersi	Direksiyon Açıları (Derece)						
	-25	-50	-75	-100	-125	-150	-175
Sağ Tekerlek f1	0.05	0.16	0.23	0.16	0.10	0.37	0.31
Sol Tekerlek f1	0.05	0.17	0.26	0.20	0.13	0.53	0.59
Sağ Tekerlek f2	0.05	0.16	0.24	0.18	0.08	0.36	0.39
Sol Tekerlek f2	0.05	0.17	0.27	0.22	0.11	0.51	0.59
Sağ Tekerlek f3	0.04	0.12	0.18	0.11	0.14	0.39	0.34
Sol Tekerlek f3	0.04	0.14	0.21	0.14	0.18	0.55	0.50

7.3 Mekanizmaların Hareketi Ve Tekerlek Açılarına Etkisi

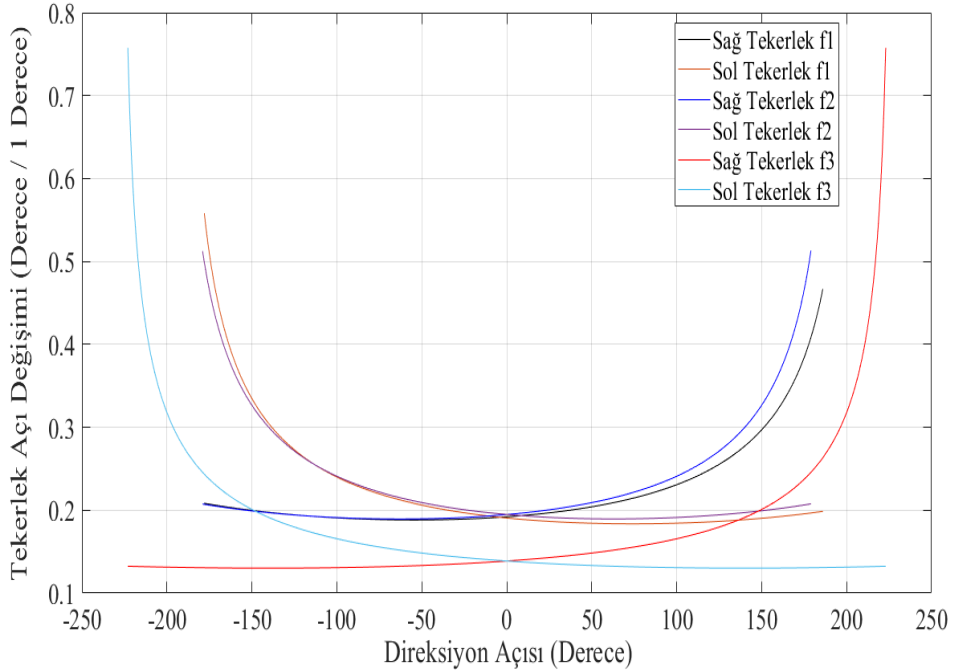
Bu bölümde yönlendirme mekanizmalarının hareket yörüngeleri ve bu çalışma yörüngelerinin tekerlek açılarına etkisi irdelenmiştir. Kremayer pinyon mekanizması, direksiyon simidinden gelen dairesel hareketi doğrusal harekete çevirerek taşıt tekerleklerinin hareketini sağlamaktadır. Optimizasyon işleminde kremayer dişlinin taşıt ön aksına olan mesafesi optimize edilmiştir. Şekil 7.5'te görüldüğü üzere f1, f2 ve f3 amaç fonksiyonları dikkate alınarak kremayer dişlinin taşıt üzerinde hareket yörüngesi gösterilmiştir. Belirtildiği üzere kremayer pinyon mekanizması taşıt merkezine konumlandırılmıştır. Bu nedenle k_1 ve k_2 temsil edilen kremayer dişlinin rot kolları ile ilişkili olduğu bağlantı noktaları, her iki bölgeye simetrik olacak şekilde bir hareket yörüngesi oluşturmaktadır. Bu durum, taşıtın sağa veya sola doğru manevra

yaparken tekerleklerin her iki yöne aynı direksiyon açısında ve hızında hareket edeceğini ifade etmektedir. Şekil 7.6’da bu durum grafik üzerinde gösterilmiştir. Şekilde belirtilen tekerlek açıları Tablo 7.8’de 25°’lik direksiyon açıları ile verilmiştir. Direksiyon açılarına göre tekerlek açılarının manevra hızı gösterilen grafikte, taşıt sağa veya sola manevra esnasında aynı direksiyon açılarında aynı tekerlek açılarına sahiptir.



Şekil 7.5: Kremayer pinyon mekanizmasının hareket yörüngesi

Kremayer Pinyon Yönlendirme Mekanizmasının Direksiyon Açılarına Göre Tekerlek Açılarının Değişimi



Şekil 7.6: Kremayer pinyon mekanizmasının direksiyon açısına göre tekerlek hareket hızları

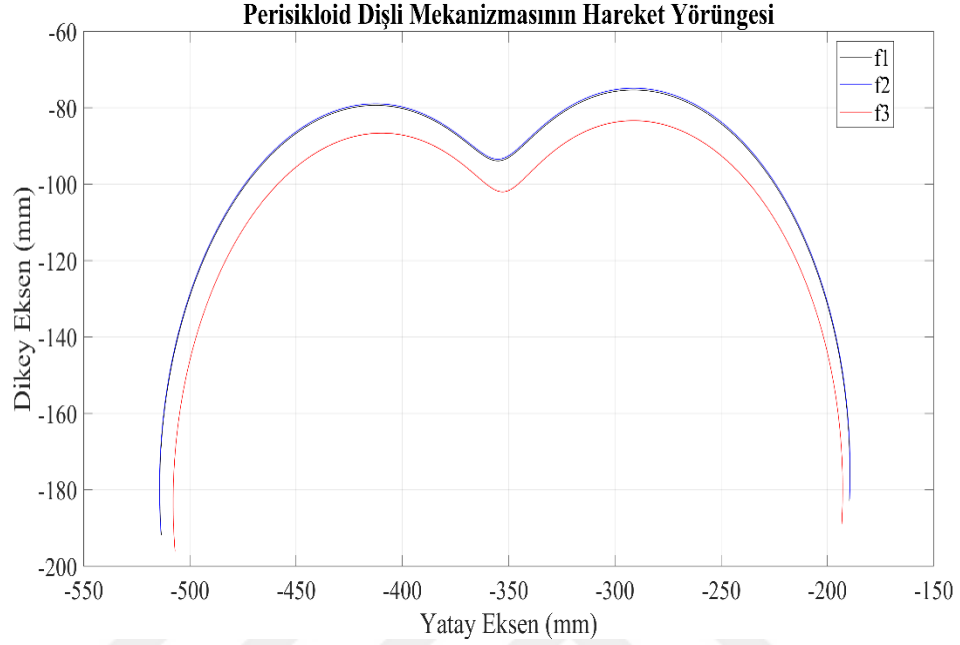
Tablo 7.8: Kremayer pinyon mekanizmasının direksiyon açılarına göre tekerlek açıları

Saat Yönünün Tersi	Direksiyon Açıları (Derece)								
	25	50	75	100	125	150	175	200	223
Sağ Tekerlek f1	11.28	11.70	12.31	13.22	14.63	17.01	22.01	26.74	-
Sol Tekerlek f1	10.68	10.56	10.52	10.56	10.69	10.90	11.21	-	-
Sağ Tekerlek f2	11.48	11.98	12.71	13.81	15.55	18.71	26.68	-	-
Sol Tekerlek f2	10.96	10.87	10.87	10.96	11.14	11.42	11.82	-	-
Sağ Tekerlek f3	8.19	8.49	8.92	9.49	10.29	11.52	13.59	18.21	43.41
Sol Tekerlek f3	7.77	7.64	7.55	7.49	7.46	7.46	7.48	7.53	7.58

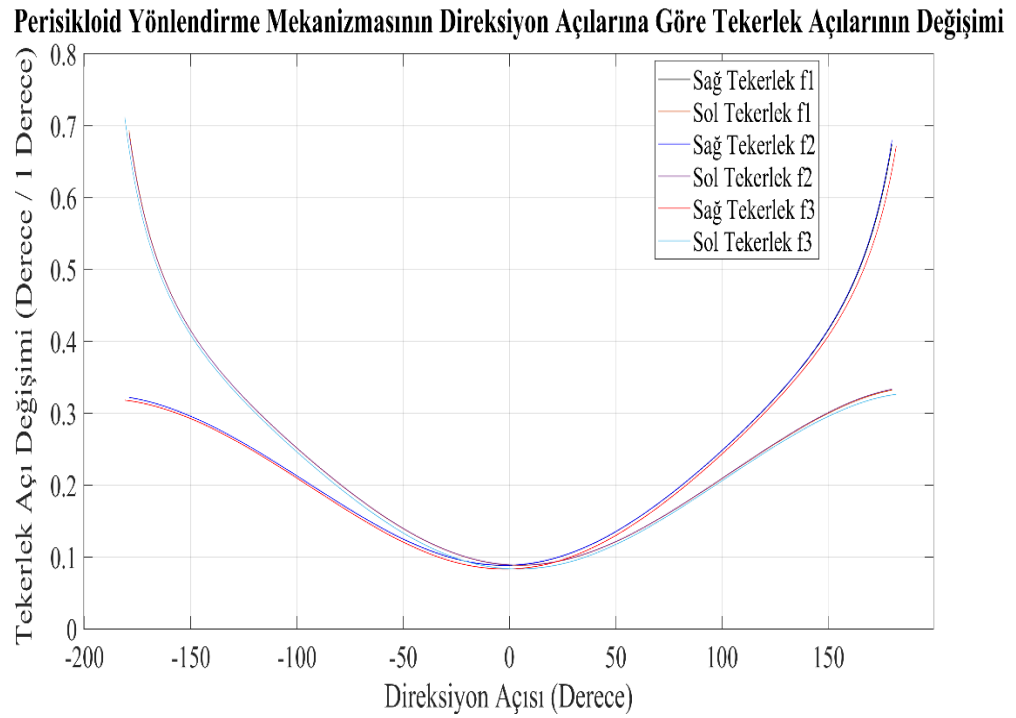
Saat Yönü	Direksiyon Açıları (Derece)								
	-25	-50	-75	-100	-125	-150	-175	-200	-223
Sağ Tekerlek f1	10.85	10.78	10.82	10.93	11.14	11.45	11.87	-	-
Sol Tekerlek f1	11.28	11.81	12.59	13.75	15.63	19.17	29.17	-	-
Sağ Tekerlek f2	10.96	10.86	10.86	10.95	11.13	11.42	11.81	-	-
Sol Tekerlek f2	11.49	11.99	12.72	13.81	15.55	18.71	26.65	-	-
Sağ Tekerlek f3	7.77	7.64	7.55	7.49	7.46	7.46	7.48	7.53	7.58
Sol Tekerlek f3	8.18	8.49	8.92	9.49	10.29	11.52	13.59	18.21	43.41

Özgün mekanizmanın optimizasyon işleminde, perisikloid dişli mekanizmanın konumlandırılması taşıtın sürücü konumu dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Mekanizma, taşıt ön aksının sol bölgesine konumlandırılmıştır. Şekil 7.7’de görüldüğü üzere perisikloid dişli mekanizmasının hareket yörüngesi belirtilen sebepten dolayı eksenel farklılık içermektedir. Şekil 7.7’de f1, f2 ve f3 amaç fonksiyonlarına göre perisikloid dişli mekanizmasının taşıt üzerindeki hareket yörüngesi gösterilmiştir. Bu Şekildeki tekerlek açıları Tablo 7.9’da 25°’lik direksiyon açıları ile ifade edilmiştir. Tablo 7.9’da belirtilen tekerlek açıları irdelendiğinde taşıtın iki farklı yöne manevra esnasında, direksiyon simidinden verilen açı ile taşıt tekerleklerinin yaptığı açılar her iki taraf için farklı olacaktır. Şekil 7.8’de ki grafikten görüldüğü üzere özgün mekanizmanın direksiyon simidi yaklaşık olarak maksimum 180° hareket etmektedir. Şekil 7.8’de gösterilen grafikten yola çıkılarak özgün mekanizma için düşük direksiyon açılarında düşük hareket hızı, yüksek direksiyon açılarında yüksek hareket

hızı sağlamaktadır. Bu durum kremayer dişli mekanizmasına göre düşük hızlarda yüksek manevra kabiliyeti, yüksek hızlarda yönelme hassasiyeti kararlılığını arttırmaktadır.



Şekil 7.7: Perisikloid dişli mekanizmasının hareket yörüngesi



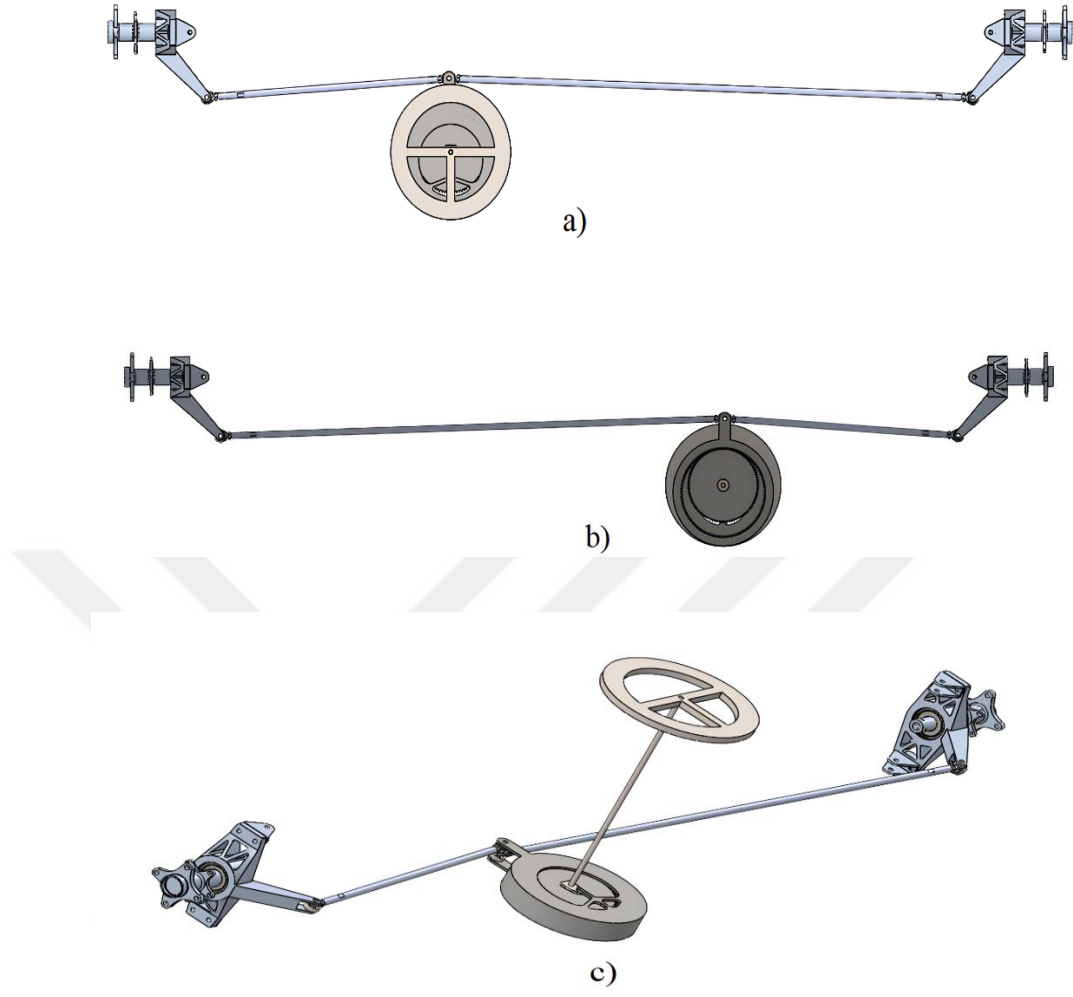
Şekil 7.8: Perisikloid yönlendirme mekanizmasının direksiyon açısına göre tekerlek hareket hızları

Tablo 7.9: Özgün yönlendirme mekanizmasının direksiyon açılarına göre tekerlek açıları

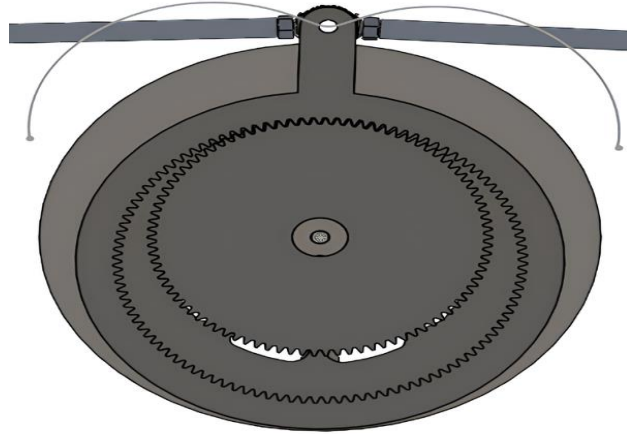
Saat Yönünün Tersi	Direksiyon Açıları (Derece)						
	25	50	75	100	125	150	175
Sağ Tekerlek f1	5.82	7.75	10.63	14.20	18.39	23.82	34.29
Sol Tekerlek f1	5.46	6.93	9.23	11.97	14.75	17.18	18.84
Sağ Tekerlek f2	5.83	7.76	10.64	14.22	18.43	23.88	34.51
Sol Tekerlek f2	5.48	6.96	9.26	11.99	14.79	17.24	18.91
Sağ Tekerlek f3	5.51	7.45	10.35	13.93	18.09	23.33	32.88
Sol Tekerlek f3	5.19	6.72	9.06	11.81	14.56	16.93	18.48

Saat Yönü	Direksiyon Açıları (Derece)						
	-25	-50	-75	-100	-125	-150	-175
Sağ Tekerlek f1	5.57	7.16	9.51	12.19	14.79	16.95	18.32
Sol Tekerlek f1	5.97	7.99	10.89	14.39	18.44	23.79	35.52
Sağ Tekerlek f2	5.58	7.16	9.51	12.19	14.79	16.95	18.32
Sol Tekerlek f2	5.97	8.01	10.92	14.41	18.45	23.78	35.38
Sağ Tekerlek f3	5.29	6.92	9.31	12.02	14.63	16.76	18.07
Sol Tekerlek f3	5.63	7.65	10.57	14.10	18.15	23.43	34.47

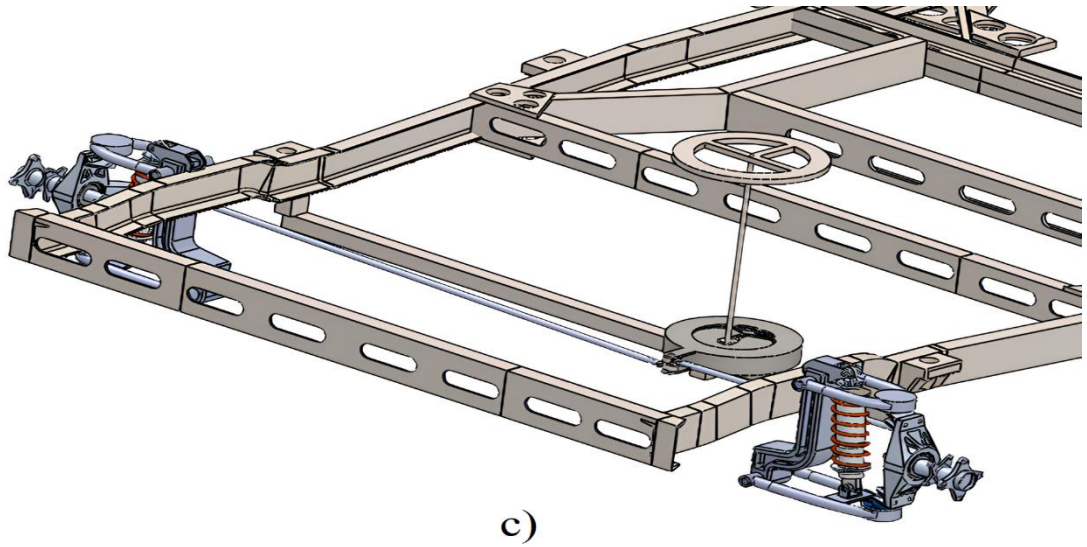
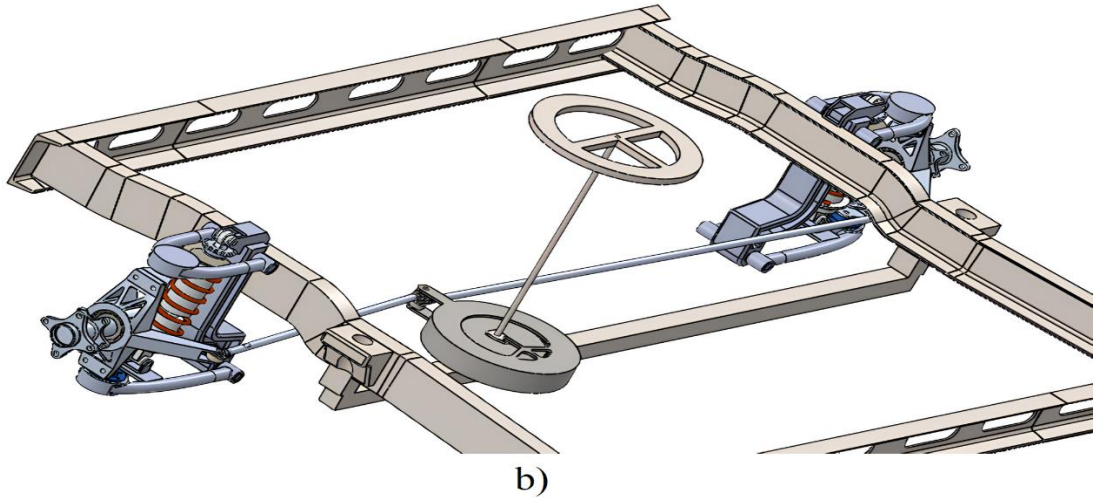
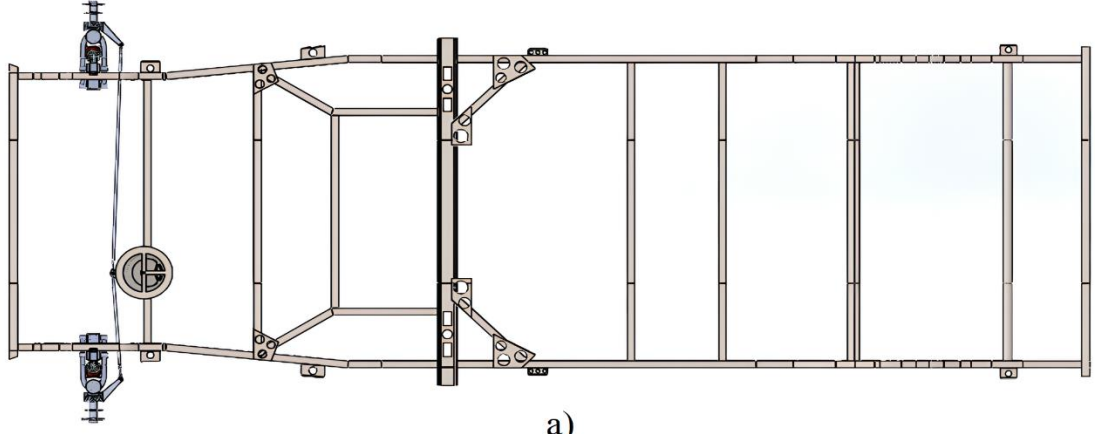
Tablo 7.2’de belirtilen optimum değerler yardımıyla özgün yönlendirme mekanizmasının katı modeli Solidworks ortamında gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.9 a)’da üst eksen görünümü, b)’de alt eksen görünümü ve c)’de izometrik eksen görünümü verilmiştir. Şekil 7.10’da perisikloid dişli mekanizmasının detaylı gösterimi ve bu mekanizmanın hareketi esnasında komuta kolunun oluşturduğu hareket yörüngesi belirtilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere oluşan eğri simetrik değildir. Bu durum perisikloid dişli mekanizmasının taşıtın sol bölgesine konumlandırılmasından kaynaklanmaktadır. Belirtilen taşıtın akslar arası mesafesi ve ön aks genişliği dikkate alınarak şase tasarımı ve yönlendirme mekanizmasının şase üzerinde montajı gerçekleştirilmiştir. Mekanizmanın şase üzerinde konumlandırılması Şekil 7.11 a)’da üst eksen görünümü, b) ve c)’de izometrik görünüm olarak verilmiştir.



Şekil 7.9: a) Perisikloid dişli mekanizmasının üst eksen görünümü, b) Perisikloid dişli mekanizmasının alt eksen görünümü, c) Perisikloid dişli mekanizmasının izometrik görünümü

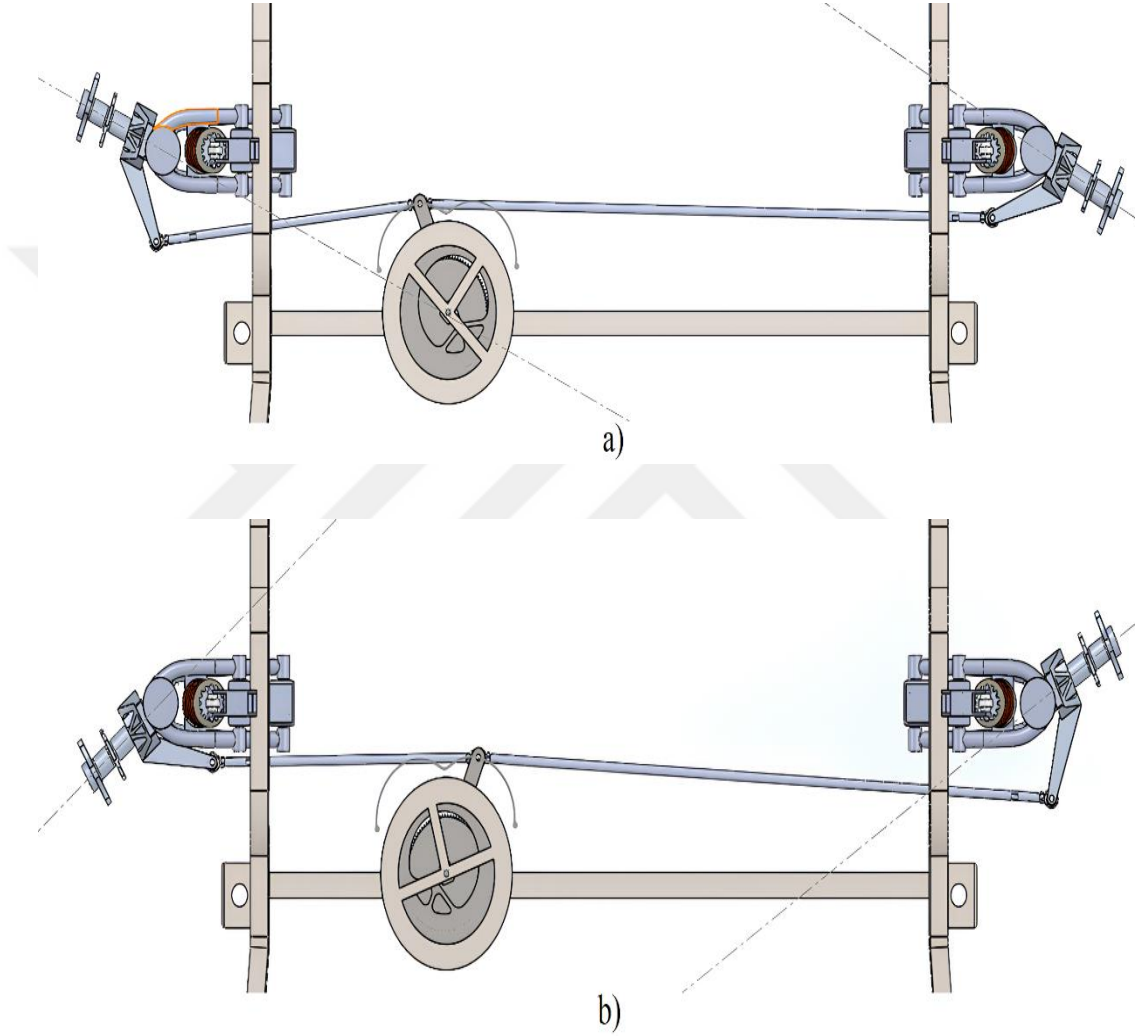


Şekil 7.10: Perisikloid dişli mekanizması ve oluşturduğu eğri



Şekil 7.11: a) Yönlendirme mekanizmasının şase üzerinde üst eksen görünümü, b) Yönlendirme mekanizmasının şase üzerinde izometrik görünümü, c) Yönlendirme mekanizmasının şase üzerinde izometrik görünümü

Şekil 7.12 a) ve b)'de görüldüğü üzere perisikloid dişli mekanizması, optimum değerler dikkate alındığında taşıtın ön aksının altına konumlandırılmıştır. Bu şekilde yönlendirme mekanizmasının sağa ve sola yönelme durumları gösterilmiştir. Şekil 7.12 a)'da taşıt tekerlekleri sağa, b)'de ise taşıt tekerlekleri sola yönelme hareketi sergilemektedir. Ayrıca verilen şekilde perisikloid dişli mekanizmasının direksiyon açısına bağlı olarak komuta kolu ile oluşturduğu hareket eğrisi verilmiştir.



Şekil 7.12: a) Yönlendirme mekanizmasının şase üzerinde üst eksen görünümü, b) Yönlendirme mekanizmasının şase üzerinde üst eksen görünümü

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, kremayer pinyon mekanizmasının ve özgün yönlendirme mekanizmasının kinematik modellemesi ve bu modellemeler yardımıyla genetik algoritma ile MATLAB programlama dilinde yönlendirme mekanizmaları için optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Her iki mekanizmanın optimizasyon işleminde, Ackermann yaklaşımına göre ideal teker açıları dikkate alınarak Ackermann yönlendirme hatası minimize edilmiştir. Yönlendirme mekanizmaları, direksiyon simidinden 1°'lik açı değişimleri ile özgün mekanizmasında 10 adet, kremayer pinyon mekanizmasında 7 adet değişken için optimize edilmiştir. Yapılan optimizasyon işlemi sonucunda her iki mekanizma için, taşıtın iç ve dış tekerlek açıları, taşıtın ideal tekerlek açıları, direksiyon ve iç teker açılarına bağlı olarak taşıtın Ackermann yönlendirme hatası, mekanizmaların taşıt üzerinde oluşturduğu hareket yörüngeleri ve taşıt tekerleklerinin hareket hızları irdelenmiş ve grafikler yardımıyla sonuçlar ifade edilmiştir. Verilen grafiklerden yola çıkılarak mekanizmaların ideal Ackermann yaklaşımına olan yakınsamaları, taşıt üzerindeki oluşabilecek etkiler ve mekanizmaların çalışma geometrileri incelenmiştir.

Sonuç olarak; yönlendirme sistemine tahrik veren dişli mekanizması taşıt tekerlek açılarının oluşmasında oldukça etkilidir. Günümüzde yaygın kullanılan kremayer pinyon mekanizması, direksiyon simidinden gelen dairesel hareketi doğrusal harekete çevirmektedir. Bu durum, taşıt tekerlek açılarının belirli açılarda ideal tekerlek açılarına yakınsama imkânı sağlamaktadır. Perisikloid dişli mekanizması ise, ideal tekerlek açıları dikkate alınarak rot kollarının ortak birleşim noktasında oluşturduğu hareket eğrisini oldukça yakın hareket yörüngesinde takip edebilmektedir. Böylece perisikloid dişli mekanizması, direksiyon simidinden gelen dairesel hareketi uygun tekerlek açıları için ideal bir hareket yörüngesi oluşturabilmektedir. Bu durum özgün mekanizmanın, kremayer pinyon mekanizmasına göre ideal tekerlek açılarına tüm tekerlek açılarında daha iyi bir yakınsama sağladığını ifade etmektedir. Böylece Ackermann yönlendirme hatası, taşıtın oluşturduğu tüm tekerlek açılarında oldukça düşük değerlerde olacak şekilde hesaplanmıştır.

Mekanizmanın dişli yapısı ve taşıt üzerindeki konumu direksiyon açılarına göre tekerleklerin dönüş hızlarını doğrudan etkilemektedir. Günümüzde kremayer

pinyon mekanizmasının dişli geometrisinde değişiklikler, taşıtın düşük direksiyon açılarında düşük tekerlek açıları, yüksek direksiyon açılarında yüksek tekerlek açıları elde etmesine olanak sağlamaktadır. Bu durum perisikloid dişli mekanizmasında da optimize edilebilmektedir. Bu optimize sonucunda kremayer pinyon mekanizmasına göre tekerlek açıları direksiyon açlarına göre daha dengeli ve kararlı bir hareket oluşturabilmektedir. Böylece taşıtın konum kararlılığı ve konum hassasiyeti artmış olmaktadır. Ayrıca taşıt yüksek hızlarda daha dengeli bir taşıt dinamiğine ve düşük hızlarda yüksek manevra kabiliyetine sahip olacaktır. Bu durum özellikle otonom taşıtlarda ve düşük hızlı taşıt sistemlerinde (forklift vb.) yüksek öneme sahiptir.

Bu çalışmanın devamı olarak; tasarımı yapılan yönlendirme mekanizması Ackermann yaklaşımı dikkate alınarak çalışılmıştır. Ters Ackermann veya Paralel Ackermann yaklaşımları dikkate alınarak düşük süratlerde Ackermann yaklaşımına, yüksek süratlerde Ters Ackermann ya da Paralel Ackermann yaklaşımına yakınsama sağlayan bir yönlendirme mekanizması optimizasyonu gerçekleştirilebilir. Ayrıca taşıt tekerleklerinde kayma açıları ihmal edilmiştir. Kayma açıları, yapılan nümerik analiz işlemlerine dâhil edilerek pratiğe daha yakın sonuçlar elde edilebilir. Kayma açıları haricinde taşıt ön düzen geometrileri olan toe açıları, kamber ve kaster açıları da ihmal edilmiştir. Bu ön düzen geometrileri uygun şekilde yapılan çalışmaya dâhil edilirse, daha etkin sonuçlar ve taşıt dinamiği hakkında daha fazla bilgi elde edilebilir. Perisikloid dişli mekanizmasına redüksiyon dişli eklenerek direksiyon oranları, taşıttan beklenen performansa göre uygun değerler için yenilenebilir. Böylece taşıttan beklenen yönlendirme hassasiyeti optimize edilebilir ve sürücünün direksiyon simidinde harcadığı hareket eforu taşıt performansına göre en ideal duruma getirilebilir.

9. KAYNAKLAR

Becker, W., Bian, X.L. and Song, B.A., “The Optimisation Design Of The McPherson Strut And Steering Mechanism For Automobiles”, Forschung im Ingenieurwesen, DOI:10.1007/s10010-003-0107-6, (2003).

Belkhode, P.N., Washimkar, P.V., and Dhande, M.S., “Prdication of Steering Geometry of Front Suspension using Experimental Data-Based Model”, IJET 2(6):543–546, DOI:10.7763/IJET.2010.V2.179, (2010).

De-Juan, A., Sancibrian, R., and Viadero, F., “ Optimal Synthesis Of Funciton Generation In Steering Linkages”, International Journal of Automotive Technology, DOI:10.1007/s12239-012-0106-4, (2012).

Deb, K., Multi-Objective Optimization using Evolutionary Algorithms, Chichester, England: John Wiley and Sons, (2001).

Doğan, D., C. ve Aybek, E., C., R-Shiny ile Psikometri Ve İstatistik Uygulamaları, Ankara : PEGEM Akademi, (2021).

Eckermann, E., “World History of the Automobile”, Society of Automotive Engineers, (2001).

Eckermann, E., “Die Achsschenkelenkung und andere Fahrzeug-Lenksysteme”, Deutsches Museum, München, (1998).

Erdemir, A., “ Bir Vasıtanın Çok Akslı Direksiyon Mekanizmasının Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, (2015).

Gautam, P., Sachin, S.K., Shubham, S., ve Mallikarjuna, R.,D., “ Designing Variable Ackermann Steering for Formula Student Race Car”, International Journal of Analytical Experimental and Finite Element Analysis, DOI:10.26706/ijaefea.1.8.20210101, (2021).

Goldberg, D., E., Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, ABD: Addison-Wesley Publishing Company, (1989).

H. F. Grip, L. Imsland, T. A. Johansen, J. C. Kalkkuhl and A. Suissa, “Vehicle sideslip estimation,” IEEE Control Systems Magazine, DOI:10.1109/MCS.2009.934083, (2009).

Hamidi, Y.E., Javash, M.S., Etefagh, M.M. and Doust, F.A., “Optimization Of Four-bar Steering Mechanism Through Artificial Immune System (AIS) Algorithm”, Control, Automation and Systems, (ICCAS), 12th International Conference, 913-917, (2012).

Harrer, M., Pfeffer, P.,(Eds), Steering Handbook, Germany, München: Springer- Cham, DOI:10.1007/978-3-319-05449-0 ,(2017).

Jazar, R.N., “Vehicle dynamics: Theory and application”, Springer, New York, ISBN 1461485436, (2008).

Jazar, R.N., “Mathematical Theory Of Autodriver For Autonomous Vehicles”, Department of Mechanical Engineering, Manhattan College, New York, NY 10471, USA, DOI:10.1177/1077546309104467, (2009).

King-Hele, D. “Erasmus Darwin’s Improved Design For Steering Carriages and Cars”, Notes and Records of the Royal Society of London, 56(1),41-62, (2002)

Kolaida, D., “ Mathematical Model to Design Rack And Pinion Ackermann Steering Geometry”, International Journal of Scientific and Engineering Research, ISSN 2229-5518, (2014).

Kolekar, A., B., Mulani, S., Nerkar, A. and Borchate, S., “Review On Steering Mechanism”, Dr.DY Patil Institute of Engineering, Management and Research, Akurdi, Pune, DOI:10.13140/RG.2.2.17787.95525, (2017).

Lai, TS., “ Design and Machining of the Epicyloid Planet Gear pf Cyloid Drives”, Int J Adv Manuf Technol 28, 665–670, DOI:10.1007/s00170-004-2423-x, (2004).

Li, X., Sun, Z., Chen, Q. and Liu, D., “An adaptive preview path tracker for off-road autonomous driving”, IEEE International Conference on Control and Automation (ICCA), China, (2013).

Liu, S., “Analysis of the Car Model and Ackermann’s Steering Geometry”, Highlights in Science, Engineering and Technology, China, (2023).

Lopez-Gonzales, E. and Fernández, M. A. R., “Genetic Optimisation Of A Fuzzy Distribution Model”, International Journal of Physical Distribution & Logistic Management 30,(7/8),681-696,(2000).

Ma F., Shi J., Yang Y., Li J. and Dai K., “ACK-MSCKF: Tightly-Coupled Ackermann Multi-State Constraint Kalman Filter for Autonomous Vehicle Localization” Sensors, DOI:10.3390/s19214816, (2019).

McMullin, L., “Hypocycloid and Hypotrochoid [online]” <https://teachingcalculus.com/2014/07/07/hypocycloids-and-hypotrochoids/>, (2014).

Medewar, o., “Design Methodology of Parallel Steering System for Light Weight off Road Vehicles”, International Research Journal of Engineering and Technology, e-ISSN: 2395-0056, (2021).

Milliken, W.F. and Milliken, D.L., “Race car vehicle dynamics”, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., ISBN 1560915269, (1995).

Norris, William "Steering [online]", London, New York, Bombay, Longmans, Modern Steam Road Wagons, (1906).

Ojha, V.,K. and Bhalerao, J., “ Steering Linkage Induced Vehicle Pull During Straight Line Braking”, SAE Technical Paper , DOI:10.4271/2012-01-1916, (2012).

Pingyuan, X. And Cheng, W., “Hybrid Genetic Algorithm Optimization On Steering Trapezoid Linkage Of Vehicle” , Computer Science and Education, ICCSE’09, 4th International Conference, 49-52, (2009).

Putgül, Y., “ Binek Taşıtlarında Ön Düzen Geometrisi Ve Süspansiyon Sistemlerinin Yapısal Özelliklerinin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ankara, (2016).

Hanzaki R., A., Rao, P. V. M. and Saha, S.K., “ Kinematic And Sensitivity Analysis And Optimization Of Planar Rack And Pinion Steering Linkages”, Mechanism and Machine Theory, DOI:10.1016/j.mechmachtheory.2008.02.014, (2008).

Rahmani, S., Mousavi, S., M. and Kamali, M., J., “ Modeling Of Road-Traffic Noise With The Use Of Genetic Algorithm”, Applied Soft Computing, 11, (1), 1008-1013, (2011).

Rajamani, R., “Vehicle Dynamics and Control”, Springer, New York, ISBN 0-387-26396-9, (2006).

Reimpell, J., Stoll, H., Betzler, J.W., Automotive Chassis: Engineering Principles, Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale, (2002).

Romero, N., Florez, E. and Mendoza, L., “ Optimization Of A Multi-Link Steering Mechanism Using A Continuous Genetic Algorithm”, Journal of Mechanical Science and Technology, DOI:10.1007/s12206-017-0607-1, (2017).

Rouelle, C., “ Ackermann? Anti-Ackermann? Or Paralel Steering? [online]”, OptimumG | Vehicle Dynamics Solutions, (2000).

Sancibrian, R., De-Juan, A., Garcia, P., Viadero, F., ve Fernandez, A., “Optimal Design Of Steering Mechanism In Road Vehicles”, International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, DETC2007-34422, (2007).

Saxena, S., Kumar, V., Luthra, S., S. and Kumar, A., “ 4 Wheel Steering Systems (4WAS)”, National Conference on Recent Advances in Mechanical Engineering RAME, ISSN 2278 – 0149, (2014).

Shibahata, Y., Irie, N., Itoh, H. and Nakamura, K., “The Development of an Experimental Four-Wheel-Steering Vehicle”, Nissan Motor Co., Ltd., SAE Transactions , (1987)

Shin, J., Kim, C., Yun, P. and Kwon, S., “Dual Cycloid Gear Mechanism For Automobile Safety Pretensioners”, Department of Mechanical Design and

Manufacturing, Changwon National University, Changwon 641-773, Korea, DOI:10.1007/s11771-012-1013-6, (2012).

Simionescu, P.A. and Beale, D., “ Optimum Synthesis Of The Four- Function Generator In Its Symmetric Embodiment: The Ackermannn Steering Linkage”, Mechanism and Machine Theory, 37(12), 1487-1504, (2002).

Simionescu, P.A. and Talpasanu, I., “ Synthesis And Analysis Of The Steering System Of An Adjustable Tread-Width Four-Wheel Tractor”, Mechanism and Machine Theory, DOI:10.1016/j.mechmachtheory.2006.06.001, (2006).

Simionescu, P.A., Hoeltgebaum, T. and Martins, D., “ On The Evolution Of Automotive Steering Mechanisms”, Proceedings of the 2022 USCToMM Symposium on Mechanical Systems and Robotics, DOI:10.1007/978-3-030-99826-4_11, (2022).

Šír, Z., Bastl, B. and Lávicika, M., “Hermite Interpolation By Hypocycloids And Epicycloids With Rational Offsets”, University of West Bohemia, Faculty of Applied Sciences, ,Czech Republic, DOI:10.1016/j.cagd.2010.02.001, (2010).

Smith, C., Tune to Win, United States: Aero Publishers, (1978).

Spalding, J.,F. and Rhode, R.,T., The Steam Tractor Encyclopedia, BookFactory Press, Dayton, (2011).

Topaç, M., M., Karaca, M., Deryal, U. and Atak, M., “ Design and Optimization of a Bus Steering Linkage by Using Response Surface Methodology”, Jármai, K., Bolló, B. (eds) Vehicle and Automotive Engineering 2. VAE 20. Mechanical Engineering. Springer, Cham. DOI:10.1007/978-3-319-75677-6_52 ,(2018).

Yao, J., Angeles, J., “ The Kinematic Synthesis Of Steering Mechanisms”, Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, DOI:10.1139/tcsme-2000-0035, (2000).

Wassenaar,J.,“Epicycloid[online]”, (21Eylül2013),<https://www.2dcurves.com/>