

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YENİ REJENERATİF FREN YAKLAŞIMI İLE ENERJİ
DEPOLANMASI VE DÖNÜŞÜMÜ İÇİN YOL TOPOLOJİ
OPTİMİZASYONU**

**Hazırlayan
Büşra AYYILDIZ**

**Danışman
Prof. Dr. Mustafa Serdar GENÇ
Dr. Kanber SEDEF**

Yüksek Lisans Tezi

**Haziran 2024
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YENİ REJENERATİF FREN YAKLAŞIMI İLE ENERJİ
DEPOLANMASI VE DÖNÜŞÜMÜ İÇİN YOL TOPOLOJİ
OPTİMİZASYONU
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Hazırlayan
Büşra AYYILDIZ**

**Danışman
Prof. Dr. Mustafa Serdar GENÇ
Dr. Kanber SEDEF**

**Bu çalışma, 1649B022303297 kodlu TÜBİTAK 2210-C Öncelikli
Alanlara Yönelik Yurt İçi Yüksek Lisans Burs Programı tarafından
desteklenmiştir.**

**Haziran 2024
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Büşra AYYILDIZ

İmza

“Yeni Rejeneratif Fren Yaklaşımı ile Enerji Depolanması ve Dönüşümü için Yol Topoloji Optimizasyonu” adlı Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Hazırlayan

Büşra AYYILDIZ

İmza

Danışman

Prof. Dr. Mustafa Serdar GENÇ

İmza

Enerji Sistemleri Mühendisliği ABD Başkanı

Prof. Dr. Gamze GENÇ

İmza

TEŐEKKÜR

Bana hem eğitim ve öğretim hayatımda hemde tez çalıőmalarım süresince her türlü yardımı ve fedakârlığı sağlayan, her durumda değerli ve kıymetli vakitlerini ayırarak kıymetli bilgilerini benimle paylaşan danıőmanlarım Prof. Dr. Mustafa Serdar GENÇ ve Dr. Kanber SEDEF 'e çok teőekkür ederim.

Bu tez kapsamında 1649B022303297 kodlu TÜBİTAK 2210-C Öncelikli Alanlara Yönelik Yurt İçi Yüksek Lisans Burs Programına destekleri için teőekkür ederim.

Ayrıca, eğitim hayatım boyunca bana olan güven ve destekleri ile her zaman yanımda olan aileme sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Büşra AYYILDIZ

Haziran 2024, KAYSERİ

YENİ REJENERATİF FREN YAKLAŞIMI İLE ENERJİ DEPOLANMASI VE DÖNÜŞÜMÜ İÇİN YOL TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

Büşra AYYILDIZ

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi, Mayıs 2024

Danışman: Prof. Dr. Mustafa Serdar GENÇ, Dr. Kanber SEDEF

ÖZET

Tez çalışmasında, “Rejeneratif Fren Eğimi (RFE)” ismini verdiğimiz yeni bir rejeneratif frenleme yaklaşımı geliştirilerek, araçların kullandığı yol topolojisi optimize edilmiştir. Klasik yöntemlerdeki gibi araç üzerinde yapılan çalışmalar yerine RFE ’de kinetik enerjiden potansiyel enerjiye enerji dönüşümü ve enerjinin bu dönüşümle depolanarak kavşak ve yollarda hem trafiği yavaşlatma hem de gereksiz fren kullanımı ve tekrar hızlanma esnasında gereksiz karbon salınımı azaltılması hedeflenmiştir. Bu enerji dönüşümünü sağlamak için manipüle edilmiş yol eğimlerinden yararlanılarak çalışma gerçekleştirilmiş ve yol topolojisini optimize etmek için 3 temel amaç fonksiyonu dikkate alınmıştır. Bunlar maksimum rejeneratif frenleme enerjisine ulaşma, minimum yakıt tüketimi sağlamak ve yol inşaatı maliyetlerini minimize etmektir. Optimizasyon metodu için Çok Amaçlı Optimizasyon yöntemlerinden faydalanılmıştır. Bununla beraber, hedef fonksiyonun birden fazla olması nedeniyle Baskılanmayanları Sıralayan Genetik Algoritma II (NSGA-II) ile Pareto çözüm kümeleri elde edilmiştir. Çözüm kümelerinden elde edilen sonuçlara göre bağımsız karar vericilerin önceliklemesine bağlı kullanabileceği sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre örneğin rejeneratif frenleme enerjisinin öncelik olması durumunda 1 numaralı yol tercih edilmesi gerekirken, yol maliyetinin önemli olması durumunda ise 5 numaralı yol topolojisi tercih edilmelidir. Bunun yanında bu her iki amaç fonksiyonunun önceliklerinin birlikte yer alması durumunda öncelik yüzdelere göre 2, 3 veya 4 numaralı yol topolojileri tercih edilebilecektir.

Anahtar Kelimeler: Rejeneratif Frenleme Sistemi, Enerji Dönüşümü, Enerji Optimizasyon Modeli, Çok Amaçlı Optimizasyon

PATH TOPOLOGY OPTIMISATION FOR ENERGY STORAGE AND CONVERSION WITH NEW REGENERATIVE BRAKE APPROACH

Büşra AYYILDIZ

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences
Master Thesis, May 2024
Supervisor: Prof. Dr. Mustafa Serdar GENÇ, PhD. Kanber SEDEF

ABSTRACT

In this thesis, a new regenerative braking approach called ‘Regenerative Brake Slope (RBS)’ is developed and the road topology used by the vehicles is optimized. Instead of working on the vehicle as in classical methods, RBS aims to transform energy from kinetic energy to potential energy and to reduce unnecessary carbon emissions by storing energy with this transformation, slowing down traffic at intersections and roads, unnecessary brake use and unnecessary carbon emissions during re-acceleration. In order to achieve this energy conversion, manipulated road gradients are used and 3 main objective functions are considered to optimise the road topology. These are to achieve maximum regenerative braking energy, minimum fuel consumption and minimise road construction costs. Multi-objective optimisation methods are used for the optimisation method. However, since the objective function is more than one, Pareto solution sets were obtained with Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II (NSGA-II). According to the results obtained from the solution sets, results that can be used by independent decision makers depending on their prioritization were obtained. According to these results, for example, if the regenerative braking energy is prioritized, road number 1 should be preferred, while if the road cost is important, road topology number 5 should be preferred. In addition, if the priorities of both of these objective functions take place together, road topologies numbered 2, 3 or 4 can be preferred according to their priority percentages.

Keywords: Regenerative Braking Systems, Energy Conversion, Energy Optimisation Model, Multi-objective Optimisation

İÇİNDEKİLER

YENİ REJENERATİF FREN YAKLAŞIMI İLE ENERJİ DEPOLANMASI VE DÖNÜŞÜMÜ İÇİN YOL TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK	ii
YÖNERGEYE UYGUNLUK.....	iii
KABUL VE ONAY	iv
ÖNSÖZ	v
ÖZET	vi
ABSTRACT	vii
İÇİNDEKİLER	viii
KISALTMALAR	xii
TABLolar LİSTESİ.....	xiv
ŞEKİLLER LİSTESİ	xv
GİRİŞ	1

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Otomobilin Tarihi	3
1.2. Araba Çeşitleri	6
1.2.1. İçten Yanmalı Motorlu Arabalar	6
1.2.1.1. Dizel Motorlu Arabalar	6
1.2.1.2. Benzinli (Otto) Motorlu Arabalar	7
1.2.2. Buharlı Arabalar	8
1.2.3. Elektrikli Arabalar	9
1.2.3.1. Elektrikli Araç Türleri	12
1.2.3.1.1. Yakıt Pili Elektrikli Araçlar	12
1.2.3.1.2. Tamamen Elektrikli Araçlar.....	13

1.2.3.1.3. Hibrit Elektrikli Araçlar	14
1.3. Frenleme Sistemleri	16
1.3.1. Mekanik Fren Sistemleri	16
1.3.1.1. Disk Fren Sistemi	17
1.3.1.2. Kampanalı Fren Sistemi	18
1.3.1.3. Konik Fren Sistemi	20
1.3.1.4. Pabuçlu Fren Sistemi	20
1.3.1.5. Bantlı Fren Sistemi.....	21
1.3.2. Hidrolik Fren Sistemi	22
1.3.3. Havalı Fren Sistemi.....	23
1.3.4. Elektrikli Fren Sistemi.....	24
1.4. Rejeneratif Frenleme Sistemi.....	25
1.4.1. Rejeneratif Frenleme Sisteminin Tarihi	25
1.4.2. Rejeneratif Frenleme Sisteminin Çalışma Prensibi	26
1.4.3. Rejeneratif Frenleme Yöntemleri.....	27
1.4.3.1. Kinetik Enerjinin Elektrik Enerjisine Dönüşümü	28
1.4.3.2. Volan Sistemli Rejeneratif Frenleme Sistemi	29
1.4.3.3. Hidrolik Destekli Rejeneratif Frenleme Sistemi	30
1.5. Literatür Çalışması.....	31

2. BÖLÜM

YÖNTEM VE MATERYAL

2.1. Giriş.....	34
2.2. Rejeneratif Frenleme Eğim Yöntemi	36
2.3. Rejeneratif Frenleme Enerjisinin Hesaplanması	37
2.4. Yakıt Tüketimi Değerinin Hesaplanması	37
2.5. Çekiş Kuvveti ve Hesaplanması.....	38
2.5.1. Yuvarlanma Kuvveti.....	39
2.5.2. Aerodinamik Kuvvet.....	40
2.5.3. Yokuş Kuvveti	42
2.5.4. İvme Kuvveti	42

2.6. Yakıt Tüketim Modelinin Uyarlanması.....	42
2.6.1. Yakıt Tüketiminin Rejeneratif Frenleme Eğim Yöntemine Uyarlanması.	43
2.6.2. Yakıt Tüketiminin Rejeneratif Frenleme Eğim Yöntemi Olmadan Düz Yola Uyarlanması.....	45
2.7. Yol Yapım Maliyetinin Hesaplanması	46
2.8. Çok Amaçlı Optimizasyon Yöntemi	47
2.8.1. Optimizasyon Yöntemindeki Karar Değişkenleri.....	52
2.8.2. Optimizasyon Yöntemindeki Amaç Fonksiyonları.....	52
2.8.3. Optimizasyon Yöntemindeki Karar Kısıtlamalar	53

3. BÖLÜM

ÖRNEKLEM ÇALIŞMALAR

3.1. Giriş.....	55
3.2. Binek Araç Örneklem Çalışması	57
3.2.1. Binek Araç Örneklem Çalışması Sonuçları.....	57
3.2.1.1. Frenleme Enerjisi – Yol Yapım Maliyeti İncelenmesi.....	57
3.2.1.2. Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi İncelenmesi	60
3.2.1.3. Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi İncelenmesi	62
3.3. Ağır Yük Aracı Örneklem Çalışması	64
3.3.1. Ağır Yük Aracı Örneklem Çalışması Sonuçları.....	64
3.3.1.1. Frenleme Enerjisi – Yol Yapım Maliyeti İncelenmesi.....	64
3.3.1.2. Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi İncelenmesi	67
3.3.1.3. Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi İncelenmesi	69

4. BÖLÜM

TARTIŞMA-SONUÇ ve ÖNERİLER

4.1.Tartışma.....	71
4.2.Sonuç ve Öneriler	71
KAYNAKÇA	73

ÖZGEÇMİŞ.....81



KISALTMALAR

a	: Anlık İvme
A	: Ön Alan
AÖN	: Alt Ölü Nokta
b	: Düz Yol Uzunluğu
c	: Yakıt Tüketimi
CAN	: Denetleyici Alan Ağı
C _d	: Hava Direnci Katsayısı
CO ₂	: Karbondioksit
C _{RFE}	: Rejeneratif Frenleme Eğim Yöntemindeki Toplam Yakıt Tüketimi
C _{rr}	: Yuvarlanma Kuvveti Katsayısı
DC	: Doğru Akım
E	: Rejeneratif Enerji
EM	: Elektrik Motoru
E _r	: Potansiyel Enerji
F _a	: İvme Kuvveti
F _d	: Aerodinamik Kuvvet
F _h	: Yokuş Kuvveti
F _r	: Yuvarlanma Kuvveti
F _{tr}	: Çekiş Kuvveti
g	: Yerçekimi İvmesi
h	: Yükseklik
h	: Yükseklik
HEA	: Hibrit Elektrikli Araçlar
hp	: Beygir Gücü
İYM	: İçten Yanmalı Motor
kg	: Kilogram
kJ	: Kilo Joule
km	: Kilometre
kW	: Kilo Watt
kWh	: Kilo Watt Saat

m	: Kütle
m_c	: Araç Ağırlığı
MOEA/D	: Çok Amaçlı Evrimsel Algoritma
m_p	: Yolcu Ağırlığı
m_t	: Toplam Araç Ağırlığı
N	: Newton
NOgen	: Jenerasyon Sayısı
NOpop	: Popülasyon Sayısı
NSGA-II	: Baskılanmayanları Sıralayan Genetik Algoritma II
P	: Toplam Yol Maliyeti
P_a	: m^2 Başına Asfalt İnşaatı Yapım Maliyeti
P_f	: m^3 Başına Dolgu Malzemesi İnşaatı Yapım Maliyeti
pr_c	: Çaprazlama Olasılığı
q	: Havanın Yoğunluğu
Q_C	: Toplam Yakıt Tüketimi
Q_E	: Harcanan Enerji Miktarı
Q_P	: Toplam Yol Yapım Maliyeti
RFE	:Rejeneratif Fren Eğimi
RFS	: Rejeneratif Frenleme Sistemi
s	: Eğimli Yol Uzunluğu
t	: Harcanan Süre
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
v	: Hız
v_l	: Limit Hız
w	: Yol Genişliği
α	: Yol Eğim Açısı
β_1	: Birim Enerji Başına Yakıt Tüketimi
β_2	: Birim Enerji-İvme Başına Yakıt Tüketimi
v	: Ortalama Hız
Ψ	: Sabit Rölanti Yakıt Oranı

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 1.1.	Bazı elektrikli araçların teknik özellikleri	11
Tablo 2.	Farklı durumlar için kullanılan yuvarlanma kuvveti katsayısı.....	40
Tablo 3.1.	Örnekleme çalışmalarda kullanılan sabit parametreler	56
Tablo 3.2	Optimizasyon yönteminde kullanılan sabit parametreler.....	56
Tablo 3.3.	Binek araç için kullanılan sabit parametreler	57
Tablo 3.4.	Binek Araç Frenleme Enerjisi-Yol Yapım Maliyeti için yol topoloji parametreleri.....	58
Tablo 3.5.	Binek Araç Frenleme Enerjisi-Yol Yapım Maliyeti amaç fonksiyonu sonuçları	59
Tablo 3.6.	Binek Araç Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi için yol topoloji parametreleri.....	60
Tablo 3.7.	Binek Araç Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi amaç fonksiyonu sonuçları	61
Tablo 3.8.	Binek Araç Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi için yol topoloji parametreleri.....	62
Tablo 3.9.	Binek Araç Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi amaç fonksiyonu sonuçları	63
Tablo 3.10.	Ağır yük aracı için kullanılan sabit parametreler	64
Tablo 3.11.	Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yol Yapım Maliyeti için yol topoloji parametreleri.....	65
Tablo 3.12.	Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yol Yapım Maliyeti amaç fonksiyonu sonuçları	66
Tablo 3.13.	Ağır Yük Aracı Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi yol topoloji parametreleri.....	67
Tablo 3.14.	Ağır Yük Aracı Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi amaç fonksiyonu sonuçları	68
Tablo 3.15.	Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi yol topolojisi parametreleri.....	69
Tablo 3.16.	Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi Amaç Fonksiyonları Sonuçları.....	70

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	1769 yılında Joseph Cugnot tarafından yapılan ilk otomobil.....	3
Şekil 1.2.	Karl Benz'in patentli ilk otomobili.....	4
Şekil 1.3.	Henry Ford'un ürettiği Model T otomobili.....	5
Şekil 1.4.	Henry Ford'un ürettiği Model T otomobilinin seri üretim bandı	5
Şekil 1.5.	Dört zamanlı otto çevrimi	7
Şekil 1.6.	İlk ticari elektrikli araç.....	9
Şekil 1.7.	New York'taki elektrikli taksi	10
Şekil 1.8.	General Motors EV1 elektrikli araç.....	10
Şekil 1.9.	Yakıt pilli elektrikli araçların şematik gösterimi	12
Şekil 1.10.	Tamamen elektrikli araçların şematik gösterimi	13
Şekil 1.11.	Hibrit elektrikli araçların temel yapısı	14
Şekil 1.12.	Seri hibrit elektrikli araçların temel yapısı	15
Şekil 1.13.	Paralel hibrit elektrikli araçların temel yapısı.....	15
Şekil 1.14.	Seri-Paralel hibrit elektrikli araçların temel yapısı	16
Şekil 1.15.	Disk fren sisteminin yapısı	18
Şekil 1.16.	Kampanalı fren sisteminin yapısı	18
Şekil 1.17.	Çeşitli kampanalı fren konstrüksiyonları.....	19
Şekil 1.18.	Konik fren sisteminin yapısı	20
Şekil 1.19.	Pabuçlu fren sisteminin yapısı	21
Şekil 1.20.	Pabuçlu fren sisteminin trenlerdeki kullanımı	21
Şekil 1.21.	Bantlı fren sistemi çeşitleri	22
Şekil 1.22.	Basit bir hidrolik fren sistemi yapısı.....	22
Şekil 1.23.	Havalı fren sistemi yapısı	24
Şekil 1.24.	Aracın frenlemesi sırasında rejeneratif etki	26
Şekil 1.25.	Aracın normal çalışması koşulu.....	27

Şekil 1.26.	Elektrikli rejeneratif frenleme sistemi yapısı.....	28
Şekil 1.27.	Volan sistemli rejeneratif frenleme sistemi yapısı.....	29
Şekil 1.28.	Hidrolik destekli rejeneratif frenleme sistemi yapısı.....	30
Şekil 2.1.	Rejeneratif Frenleme Eğim Yöntemi Modellemesi	36
Şekil 2.2.	Bir araca uygulanan kuvvetlerin genel gösterimi	39
Şekil 2.3.	Bir aracın sürüklenmesi	40
Şekil 2.4.	Bazı taşıtların hava direnci katsayıları.....	41
Şekil 2.5.	Yakıt tüketiminin rejeneratif frenleme eğim yöntemine uyarlanması	43
Şekil 2.6.	Yakıt tüketiminin eğimsiz düz yola uyarlanması	45
Şekil 2.7.	Rejeneratif frenleme eğimi yol yapımı modellenmesi.....	47
Şekil 2.8.	Genetik algoritmanın genel akış diyagramı	49
Şekil 2.9.	NSGA-II akış şeması	52
Şekil 3.1.	Binek Araç Frenleme Enerjisi-Yol Yapım Maliyeti Yol Topolojisi	58
Şekil 3.2.	Binek Araç Frenleme Enerjisi-Yol Yapım Maliyeti Pareto Çözümü	59
Şekil 3.3.	Binek Araç Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi Yol Topolojisi.....	60
Şekil 3.4.	Binek Araç Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi Pareto Çözümü	61
Şekil 3.5.	Binek Araç Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi Yol Topolojisi.....	62
Şekil 3.6.	Binek Araç Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi Pareto Çözümü	63
Şekil 3.7.	Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yol Yapım Maliyeti Yol Topolojisi	65
Şekil 3.8.	Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yol Yapım Maliyeti Pareto Çözümü	66
Şekil 3.9.	Ağır Yük Aracı Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi Yol Topolojisi....	67
Şekil 3.10.	Ağır Yük Aracı Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi Pareto Çözümü... 68	
Şekil 3.11.	Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi Yol Topolojisi.....	69
Şekil 3.12.	Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi Pareto Çözümü	70

GİRİŞ

Rejeneratif frenleme sistemi hareket halinde bulunan aracın, mevcut kinetik enerjisini hemen kullanılabilir veya ihtiyaç haline kadar depolayıp başka bir forma yani potansiyel enerjiye dönüştürerek enerjiyi geri kazandıran bir mekanizmadır. Rejeneratif frenleme sistemi sayesinde aracın yakıt tüketimini azaltmanın yanında, sistemsel olarak fren sistemini daha az kullanıp ömrünü önemli ölçüde uzatacak, aracın mekanik parçalarının çabuk aşınmasının önüne geçebilecek sistemsel bir verimlilik sağlayacaktır. Araçlarda frenleme yapıldığında sürtünmeyle birlikte ortaya çıkan enerji, atık ısı olarak atmosfere atılmaktadır. Bu atık ısı yaydığı zehirli gazlar ile birlikte hava kirliliğine neden olmaktadır. Bu kirliliğin önüne geçilmesi için ve fosil yakıtların kullanımını azaltmak için farklı alternatif yollara başvurulmaktadır. Günümüzde hem içten yanmalı motorlu araçlarda hemde elektrikli araçlarda farklı yöntemlerde rejeneratif frenleme yöntemleri kullanılmaktadır. Fakat elektrikli motorlarda bu sistem daha basit ve kullanışlı olduğu için en çok tercih edilen yöntemlerden birisidir. Yapılacak olan bu tez çalışmasında, bir eğimli yol topolojisi geliştirilerek eğimli bir yol inşaatı yapılacaktır. Böylelikle hem trafiğin yavaşlaması hem de gereksiz fren kullanımının ve tekrar hızlanması esnasında kullanılacak yakıt tüketimini azaltmak hedeflenmektedir. Hedeflere ulaşırken tamamen aracın mekanik sisteminden faydalanılacaktır. Tez çalışmasında 3 temel hedef mevcuttur. Bunlar maksimum rejeneratif frenleme enerjisine ulaşma, minimum yakıt tüketimi sağlamak ve yol inşaatı maliyetlerini minimize etmektir. Bu hedeflere ulaşırken optimizasyon çalışması yapılacak, tasarım parametreleri ve kısıtlara göre matematiksel formüller geliştirilerek gerçekçi sonuçlar elde edilecektir. Çalışmada yukarıda bahsedilen 3 adet hedef amaç, fonksiyonu olarak ele alınacaktır. Çalışma tüm araçlarda kullanılabilirliği ve günlük hayata entegre edilebileceği için yol uzunluğu, yüksekliği ve eğimi de önem arz ettiğinden optimizasyon çalışmasında tasarım parametreleri olarak bu değişkenler ele alınacaktır. Bu tez çalışması ile enerji depolama alanına yönelik yeni bir sistem ele alınacak ve makine öğrenmesi ile optimize edilerek ülkemizde kullanılabilirliği

analiz edilecektir. Analiz sonucunda hem yüksek lisans tezi ile araştırmacı yetiştirilebilecek hem de akademik yayınlar ortaya konacaktır. Ayrıca ülkemizde hem enerji verimliliği hem de karbon salınımını azaltmak adına yeni bir enerji depolama yöntemi gerçekleştirilecektir.



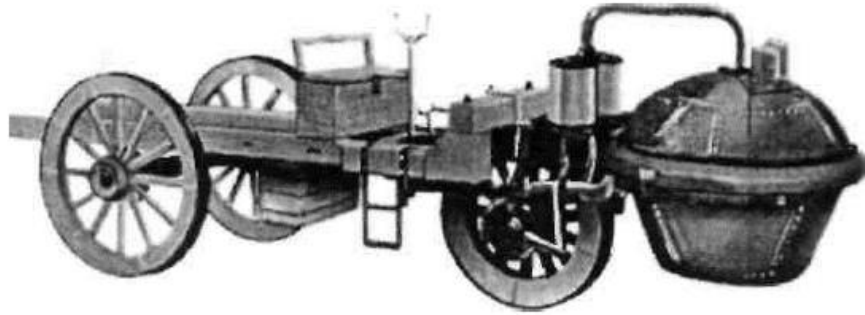
1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Otomobilin Tarihi

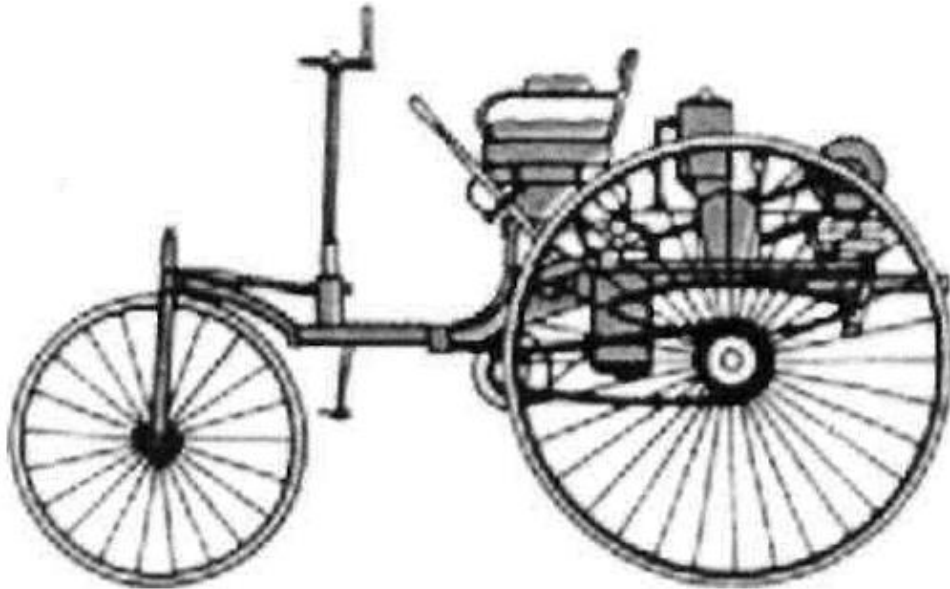
Almanya ve Fransa öncülüğünde başlatılan otomotiv sanayisi, Amerika Birleşik devletlerinde gelişme ve güçlenme sürecini tamamlamıştır [1]. Otomotiv sanayisi yüz yılı aşkın tarihi bir geçmişe sahiptir. Otomotiv sanayisi üzerine yapılan faaliyetler ilk olarak otomobil üretimiyle başlayarak Birinci Dünya Savaşı yıllarında bu faaliyetlerin yanı sıra ticari araç üretimine de başlanarak otomobil sektöründe çeşitlilik sağlanarak sürekli bir gelişim sağlamıştır [2].

Otomotiv sektörünün ilk ürünü 18. Yüzyılın sonlarında 1769 yılında Joseph Cugnot tarafından buhar gücüyle hareket edebilen ilk araç üretilmiştir [3]. Dört kişilik üretilen [4] ve üç tekerlekli bir gövdeye sahip bu araç buhar gücünün tahrik sistemi sayesinde 3,6 km'lik hızla 15 dakikalık yol kat edebilen bir araçtır. Ancak yavaş hareket etmesinden dolayı uzun ömürlü olamamıştır [2].



Şekil 1.1. 1769 yılında Joseph Cugnot tarafından yapılan ilk otomobil [4]

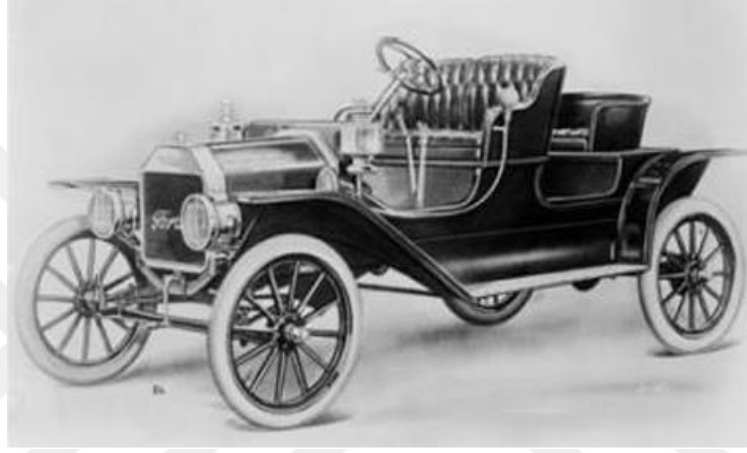
Ortaya çıkan ilk otomobil ile birlikte zamanla birçok insana yol gösterip bu konuda çalışmalarda bulunarak geliştirme çalışmalarında bulunmuştur. Yapılan deneme-yanılma çalışmaları esnasında aracın hareketini sağlayacak ve günümüzde hala yaygın olarak kullanılan otto çevrimi olarak bilinen 4 zamanlı içten yanmalı motor Nikolaus August Otto tarafından bulunmuştur. Otto'nun geliştirdiği içten yanmalı motor ile birlikte otomobil alanında yeni bir dönemin başlamasına zemin hazırlanmıştır. Otto çevrimi, günümüzde hala kullanılmakta olan temel bir çevrimdir [3]. İçten yanmalı motorun yakıtını benzin olarak kullanan ilk bilim adamı Karl Benz'dir. Benz'in icat ettiği otomobil tek silindirli, dört zamanlı bir motora sahip ve 0,66 kW güç üreterek 15 km hıza ulaşabilen bir otomobildir [5]. Benz yapmış olduğu 3 tekerlekli otomobilin patentini 1886 yılında almıştır [4].



Şekil 12.2. Karl Benz'in patentli ilk otomobili [4]

Benz'in geliştirdiği otomobile yakın zamanlarda 1892 yılında Rudolf Diesel tarafından sıkıştırılmalı motorlar icat edilmiştir [5]. Yaşanan bu gelişmeler doğrultusunda otomobilin hareketi için ihtiyaç duyulan enerji karşılanarak otomobil üzerine yapılan çalışmaların önü açılmıştır. Yaşanan gelişmeler doğrultusunda yeni otomobiller üretilmeye başlandı. Üretilen yeni otomobillerin halk tarafından büyük bir ilgi görmesi araçlara olan talebi artırmıştır.

Artan bu talepler doğrultusunda buna çözüm aramak isteyen Henry Ford, 1908 yılında Şikago et paketlenme fabrikalarında bulunan hareket eden bantları satın alarak, seri otomobil üretimi için uygulamıştır. Otomobil üretimi alanında ilk seri üretim Henry Ford tarafından gerçekleştirilmiştir. Henry Ford'un ürettiği Model T adındaki otomobil 1927 yılına kadar 15 milyon adet üretilerek satılmıştır. Elde edilen bu satış başarısı Henry Ford'un kullandığı hareketli bant yardımıyla bir aracın üretimi 12,5 saatten 1,5 saate düşürülmesiyle sağlanmıştır [3].



Şekil 3.3. Henry Ford'un ürettiği Model T otomobili [3]



Şekil 1.4. Henry Ford'un ürettiği Model T otomobilinin seri üretim bandı [3]

Taşıtlar üzerine yapılan araştırmalar ve çalışmalar günümüzde devam etmektedir. Yapılan çalışmalar daha küçük boyutlarda hafif, daha verimli motor ve güç aktarma sistemlerinin geliştirilmesi ve araç aerodinamik tasarımları üzerine yapılmaktadır [4].

1.2. Araba Çeşitleri

1.2.1. İçten Yanmalı Motorlu Arabalar

Mekanik enerjiye gereksinim duyulan alanlarda kullanılan içten yanmalı motorlar, kullanılacak olan yakıtın motor içinde yanması sebebiyle bu adı almıştır [6]. İçten yanmalı motorlarda, silindirlerin içindeki yüksek basınçlı yanma odasında sıvı veya gaz halde bulunan yakıtın patlamasıyla birlikte enerji üretilir. Patlama sonucu motorda oluşan ısı, mekanik enerjiye dönüştürülerek aracın hareketini sağlamaktadır. İçten yanmalı motorlar; küçük boyutu, hafif yapısı, yüksek ısı enerjisi sağlaması ve düşük hızlarda bile etkili çalışması gibi özelliklerinden dolayı sık tercih edilmektedir [7]. Birden fazla sayıda ve farklı özelliklere sahip içten yanmalı motorlar bulunmakla birlikte günümüzde taşıtlarda ve birçok taşınabilir makinede kullanılan içten yanmalı motor türleri benzinli motor ve dizel motordur [8].

1.2.1.1. Dizel Motorlu Arabalar

Dizel motorlar, 1897 yılında Alman Mühendis Rudolf Diesel tarafından icat edilmiştir. Rudolf Diesel, kendi adını vererek ürettiği bu motor yüksek basınçlarda sıkıştırılmış havaya yeniden basınçlı hava yardımıyla gazyağı püskürterek çalışıyordu. Bu çalışma prensibinden dolayı dizel motorlara sıkıştırılmalı motorda denir. Üretilen ilk dizel motorun verimi %26 olarak ölçülmüştür [9].

Dizel motorların benzinli (otto) motorlardan farkı kullanılan yakıt, sıkıştırılma esnasında yanma odasına enjekte edilerek püskürtülür. Sıkıştırmanın etkisiyle ısınan hava içerisine dağılan yakıt molekülleri hava içerisinde bulunan oksijen molekülleri ile temas ettiği anda yüksek ısı nedeniyle tutuşur ve alev hızla yanma odasının çeperlerine doğru yayılır. Oluşan yüksek sıcaklık ve basınç artışı sonucu oluşan kuvvet pistonu aşağı iter. Yapılan bu iş, krank milline güç sağlar ve dönme hareketiyle birlikte mekanik enerjiye dönüşür [6].

1.2.1.2. Benzinli (Otto) Motorlu Arabalar

Otto motoru, 1876 yılında Nicolaus August Otto tarafından icat edilerek motor tasarımlarında önemli noktalardan biri yaşanmıştır. “Otto Çevrim Motoru” olarak bilinen dört zamanlı motoru icat eden Nicolaus August Otto daha sonra çalışmasının patentini almıştır [10].

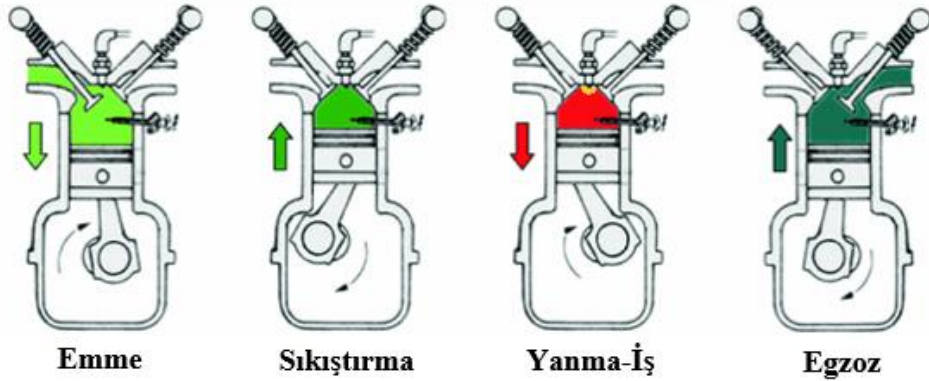
Otto çevrim motorunda yakıt olarak benzin kullanıldığından dolayı benzinli motorlar olarak da isimlendirilmektedir. Dört zamanlı çalışma prensibini temel alan otto motorları sırasıyla emme, sıkıştırma, iş ve egzoz aşamalarından geçmektedir [6].

Emme zamanında piston hareketi üst ölü nokta (ÜÖN)’dan alt ölü nokta (AÖN)’ya gerçekleşirken yakıt-hava karışımı açılan emme subabından geçerek silindir içerisine dolar.

Sıkıştırma zamanında hareketli olan piston AÖN’ dan ÜÖN’ ya doğru geçme esnasında emme ve egzoz subapları kapalı olduğu için yakıt-hava karışımı sıkıştırılarak ateşlenir.

İş zamanında ateşleme sonucunda yanmaya başlayan hava-yakıt karışımının tamamının yanmasıyla yanma odasında basınç artar. Artan basıncın etkisiyle piston üzerinde itme kuvveti oluşur ve piston ÜÖN’ dan AÖN’ ya doğru hareket eder.

Son olarak egzoz zamanında piston AÖN’ya ulaştığında egzoz subabı açılır ve açık olan egzoz subabından atık gazları dışarıya doğru atılır [9].



Şekil 1.5. Dört zamanlı otto çevrimi [11]

1.2.2. Buharlı Arabalar

Otomobillerin egzozundan çıkan gazlar havayı kirliliğine sebebiyet verdiği için, içten yanmalı motorlar yerine daha cazip bir alternatif araştırılmıştır [12].

Buharla çalışan otomobiller karayolunda kullanılması amacıyla tasarlanmış ve ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümünü sağlayan buhar makinesi aracılığıyla hareket eden otomobil türüdür [13]. Fransız bilim insanı Nicolas Joseph Cugnot 1769 yılında buhar gücüyle çalışabilen ilk otomobili üretti. Fransız ordusunun kullanımı için üretilen otomobilin hareket sistemine bakıldığında saatte yaklaşık 4 km hıza ulaşabilen ve üç tekerleğe sahip bir otomobildir [14]. Ancak aracın ilk denemesinde duvara çarparak parçalanması ve at arabalarına kıyasla daha az etkin olması sebebiyle Nicolas Joseph Cugnot yönetim tarafından tepki almıştır. Bunun sonucunda Cugnot'un yaptığı araştırmalar ve çalışmalarına devam edememiştir [15].

Buharlı otomobillerin gelişiminde etki eden sorunlardan biri, aracın hareketi için yüksek basınçlı buhar üretebilmek ve elde edilen basıncın devamlılığını sağlamaktır. Oliver Evans'ın geliştirdiği sistemle bu soruna kısmi çözüm getirdi fakat ticarileştirilememiştir. Oliver Evans'ın çalışmalarına devam eden Richard Trevithick benzer arabalar üreterek başarılı yolculuklar gerçekleştirdi fakat ticari anlamda başarılı olamamıştır.

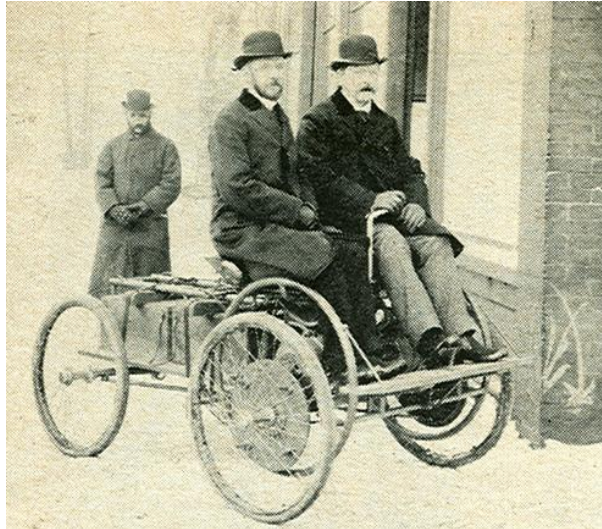
Buharlı otomobillerden birçok alanda faydalanılmıştır. 1860'larda İngiltere'de yol yapımı çalışmasında buhar enerjisiyle hareket eden silindirler kullanıldı ve yine aynı zamanlarda tarım alanında da kullanıldı. Birinci dünya savaşı öncesi Londra'da birçok buharlı otobüs işletilmekteydi. Ancak hem teknik açıdan hemde ticari anlamda başarılı bir gelişim sağlanamamıştır [13].

1.2.3. Elektrikli Arabalar

Elektrikli araçların tarihi 19. yüzyıla kadar dayanmaktadır. Elektrikli araçların güç sistemleri verimliliği bakımından içten yanmalı motorlu araçlara göre önemli ölçüde fazlaydı. Her ne kadar basit bir sisteme sahip olmasına rağmen pil teknolojisindeki kısıtlı nedenler, uzun süren şarj ihtiyacı ve yüksek pil maliyeti nedeniyle elektrikli araçların popülerliği 1930'lu yıllara doğru azaldı. Elektrikli araçların tarihi gelişimi pil teknolojisiyle yakından ilgilidir.

İlk elektrikli araba 1881 yılında Fransız Gustave Trouve tarafından üretilmiştir. Bu araba kurşun akü ile çalışan ve doğru akım (DC) motorlu üç tekerlekli elektrikli arabaydı. Üretilen aracın menzili yaklaşık 16 km ve hızı yaklaşık 15 km/saattir. Bu değerler dönemin at arabaları ile kıyaslandığında kullanıcılar için yeterli değildi.

İlk ticari elektrikli araç 1894 yılında Henry G. Morris ve Pedro G. Salom tarafından üretildi. Üretilen araca Elektrobot adı verildi. Üretilen bu aracın hareket menzili 40 km idi ve iki adet 1,5 hp motor sayesinde 32 km/saat hıza ulaşabilmekteydi. New York'ta ticari taksi olarak kullanılmıştır.



Şekil 1.6. İlk ticari elektrikli araç [16]



Şekil 1.7. New York'taki elektrikli taksi [17]

Aynı dönemlerde içten yanmalı motorlu arabalar güçlenerek daha kontrol edilebilen ve daha hızlı hale gelmesiyle bu arabaların daha pahalı olmasına karşı elektrikli arabaların pazar payı azalmıştır.

1960'lı yıllarda artan çevre sorunları sebebiyle elektrikli arabaların araştırılmasına yönelik çalışmalar yapıldı. Pil ve güç elektroniği teknolojisinde gelişmeler yaşanmasına rağmen elektrikli arabaların menzilleri ve performansları kullanıcıları tatmin edici değildi.

Elektrikli arabaların gelişimi yıllar içerisinde devam etti ve 1990 yılında General Motors'un EV1'i tanıtmasıyla beraber modern elektrikli araba dönemi başladı. Daha sonra Chrysler, Ford, General Motor, Honda, Nissan ve Toyota gibi araba üreticileri 2000'li yıllarda elektrikli araba üretimine başlayarak rekabet etmeye başladılar. Günümüze geldiğimiz zaman sektörde araba üreticileri farklı konseptlerde yeni nesil elektrikli arabaları geliştirip üretmeye devam etmektedirler [16].



Şekil 14.8. General Motors EV1 elektrikli araç [18]

Tablo 1.1’de son zamanlardaki elektrikli araba üreten firmaların isimleri ve araba teknik özellikleri gösterilmektedir.

Tablo 1.1 Bazı elektrikli araçların teknik özellikleri [19-21]

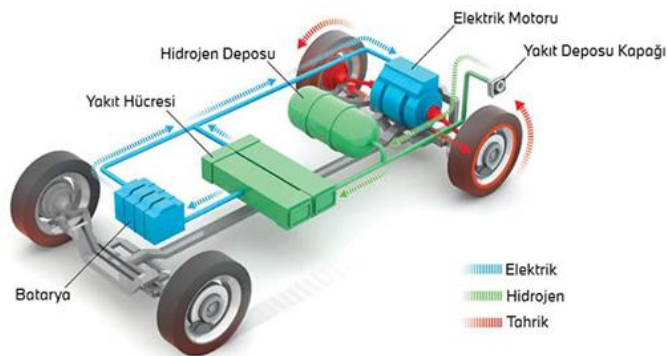
Marka/Model	Toplam Ağırlık (kg)	Batarya Kapasitesi (kWh)	Toplam Menzil (km)	Tüketim (kWh/100 km)	Batarya Tipi
Tesla Model S P100D	2220	100	539	21.5	Lityum İyon
Tesla Model X P100D	2441	100	465	17.3	
Tesla Model 3	1610	100	499	16,5	
BMW i3	1245	33	300	13.1	
Nissan Leaf	1765	40	270	12	
Ford Focus EV	1650	33.5	185	19.6	
Renault Zoe	1468	41	400	13.3	
Chevrolet Bolt EV	1616	57	383	15.6	
Volkswagen e-Golf	1559	35.8	201	17.4	
Kia Soul EV	1610	30	179	19.9	
Fiat 500e	1365	24	135	18	
Smart ED	805	17.6	160	16.7	

1.2.3.1. Elektrikli Araç Türleri

Elektrikli araçlarda, araç içerisindeki enerjinin üretimi ve üretilen enerjinin iletilmesi tahrik sistemi elemanları aracılığıyla gerçekleşmektedir. Tahrik sisteminin yapısı, sistem içerisindeki elemanların birbirine bağlantı biçimiyle ve enerji akışındaki farklılıklara göre oluşmaktadır. Elektrikli araç türleri, tamamen elektrikli araçlar, hibrit elektrikli araçlar ve yakıt hücresel elektrikli araçlar olarak ayrılmaktadır [22].

1.2.3.1.1. Yakıt Pili Elektrikli Araçlar

Yakıt pili elektrikli araçlar, yakıt motoruna güç aktarımı sağlamak için yakıt pili içerisinde üretilen elektriği kullanırlar. Yakıt pili, yakıt depolama sisteminde depolanan hidrojen tarafından çalıştırılır. Yakıt pili elektrikli araçlarda içten yanmalı motor bulunmamaktadır. İtüş kuvveti için yakıt pili kullanılır [23]. Yakıt pilleri, içten yanmalı motorlarla karşılaştırıldığında daha verimli çalışır ve yakıtın enerjisini doğrudan elektrik enerjisine dönüştürdüğü için emisyon değerleri düşüktür. Doğalgaz dönüşümü sonucu elde edilen hidrojen kullanıldığında zararlı emisyonlar %50'den fazla azalırken, yenilenebilir kaynaklar ile elde edilen düşük karbonlu hidrojen kullanıldığında ise bu değer %80'e kadar çıkabilmektedir. Saf hidrojenin kullanıldığı durumlarda açığa sadece su çıktığı için zararlı emisyon değeri sıfırdır. Fakat yüksek yakıt pili maliyeti ve açığa çıkan suyun sistemden atılması ile sistemin soğutulmadığı gibi bazı dezavantajları bulunmaktadır. Aynı diğer elektrikli araçlarda olduğu gibi frenleme esnasında elektrik motoru jeneratör gibi çalışır, frenleme enerjisini elektrik enerjisine dönüştürerek enerji depolama sisteminde depolar [24].



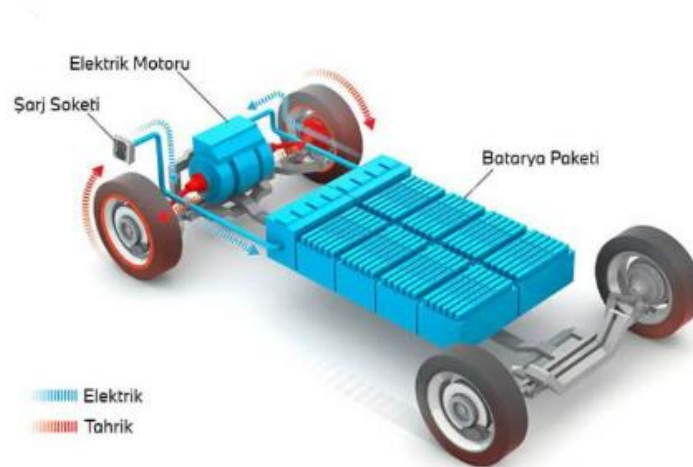
Şekil 1.9. Yakıt pili elektrikli araçların şematik gösterimi [25]

1.2.3.1.2. Tamamen Elektrikli Araçlar

İçten yanmalı motorlu araçların çevreye oldukça zarar vermesi sebebiyle karbon salınımı olmayan tamamen elektrikli araçlar ulaşım sektöründe oldukça tercih edilmeye başlanmıştır. Kontrol sistemlerindeki karmaşıklığa rağmen oldukça basit bir yapıya sahiptir [19]. Tamamen elektrikli araçlarda içten yanmalı motor yerine elektrik motoru bulunmaktadır ve elektrik motorunun enerji ihtiyacı bataryalardan karşılanmaktadır. Elektrik motorunun hareketi aktarma organları aracılığıyla tekerleklere iletilir. Tamamen elektrikli araçlarda ana bataryayı desteklemek amacıyla ek enerji kaynaklarından faydalanılabilir. Ek enerji kaynağı olarak ikinci bir batarya ya da süper kapasitör kullanılabilir. Bu ek enerji kaynaklarına yokuş tırmanma veya ani hızlanmalar gibi kısa süreli yüksek güç gerektiren durumlarda ihtiyaç duyulmaktadır. Konvansiyonel araçlar ile kıyaslandığında tamamen elektrikli araçlar daha yüksek verimlilik sunmaktadır. Tek bataryalı elektrikli araçlarda verim yaklaşık %46 iken, konvansiyonel araçlar yaklaşık %18-25 verim ile çalışır.

Tahrik sistemlerine göre tamamen elektrikli araçlar üç temel gruba ayrılmaktadır. Bunlar;

- Akümülatör, elektrik motoru ve diferansiyelli sistem,
- Akümülatör ve iki veya dört elektrik motorunun kullanıldığı diferansiyelsiz sistem,
- Akümülatör, elektrik motoru, zincir dişli veya kayış kasnaktan oluşan sistemdir [22].

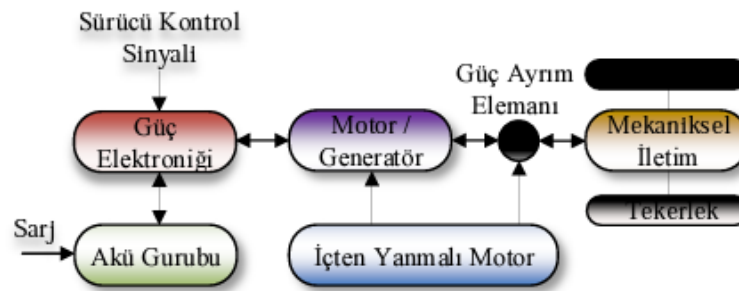


Şekil 1.10. Tamamen elektrikli araçların şematik gösterimi [25]

Tamamen elektrikli araçlarda gücün sağlanması için gerekli enerji benzin, dizel ya da yanabilen diğer yakıtların yanmasıyla değil araçtaki depolama sistemi olan bataryalardan elde edilmektedir. Tamamen elektrikli araçlarda hiç yakıt tüketimi gerçekleşmediği için zararlı gazlar açığa çıkmaz ve bu araçlara “sıfır emisyonlu araçlar” da denmektedir. Tamamen elektrikli araçlarda içten yanmalı motor yerine elektrik motoru bulunduğu için oldukça sessiz bir şekilde çalışmaktadır. Rejeneratif frenleme ile birlikte fren ömrü daha uzundur ve kinetik enerji sayesinde geri kazanılan enerji ile elektrik motoru jeneratör gibi kullanılarak elektrik enerjisine dönüşerek tekrar bataryaları şarj etmek için kullanılmaktadır. Bu işlem yakıt maliyeti de dâhil olmak üzere bakım maliyetini konvansiyel araçlara göre önemli ölçüde azaltmaktadır [18].

1.2.3.1.3. Hibrit Elektrikli Araçlar

Hibrit elektrikli araçlar (HEA), içten yanmalı motor ile elektrik motorunun birlikte bulunduğu araçlardır. Bu araçlarda, şekil 1.11’de gösterildiği gibi elektrik motoru (EM), akü grubu, içten yanmalı motor (İYM), güç elektroniği dönüştürücüleri, akü şarj sistemi, güç ayırma elemanı ve mekanik güç iletim birimi bileşenleri yer almaktadır. Hibrit elektrikli araçlar, içten yanmalı motorlu araçlarla karşılaştırıldığında yakıt ekonomisi sağlaması ve daha uzun menzillerde hareket etmesiyle birlikte ön plana çıkmaktadır.

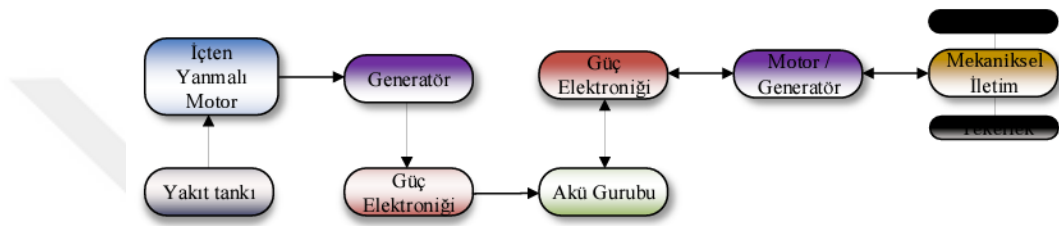


Şekil 1.11. Hibrit elektrikli araçların temel yapısı [26]

Hibrit elektrikli araçlara enerji sağlayan elektrik motoru akü grubuna bağlı bulunarak ikinci bir enerji depo elemanı bulundurmaktadır. Araç içerisindeki içten yanmalı motor, yakıt deposunda yer alan fosil yakıttan enerji sağlar. Bu araçlar geliştirilirken dikkat edilen nokta yakıt ve akü enerjisinin güç iletiminin etkin bir şekilde yönetilmesidir. Gaz emisyonlarını azaltmak için yakıt tüketimini minimuma indirmek ve sınırlı kapasitesi bulunan akünün verimli kullanılması hedef noktalarıdır.

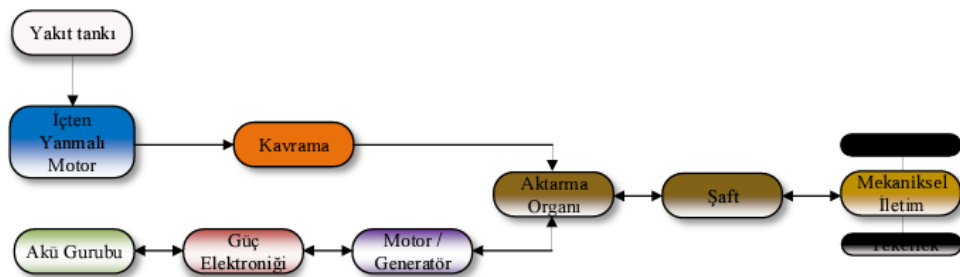
Hibrit elektrikli araçlar seri, paralel ve seri-paralel hibrit elektrikli araçlar olmak üzere üç farklı yapıda incelemektedir.

Seri hibrit sistemler, güç akışı mekanizması açısından en basit yapıya sahip olanıdır. Tüm tahrik kuvveti EM tarafından sağlanırken içten yanmalı motor akülerin şarj edilmesi için kullanılır. İçten yanmalı motor, yakıt tüketimini minimumda tutarak maksimum verimin elde edileceği seviyede çalışır. İçten yanmalı motorun şarj edebilmesi için kullanılmasıyla daha küçük boyutlarda motor kullanımına olanak tanır.



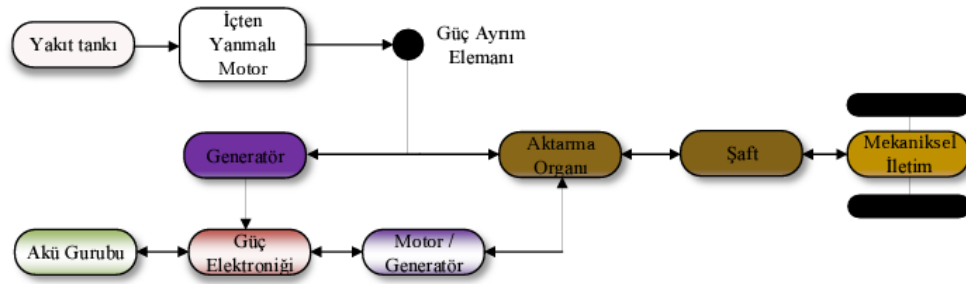
Şekil 1.12. Seri hibrit elektrikli araçların temel yapısı [26]

Paralel hibrit araçlarda enerji akışı, enerji kaynağından aktarma organına iki farklı yoldan iletelebilmektedir. Bunun sebebi içten yanmalı motorun ve elektrik motorunun aktarma organına iki farklı koldan bağlı olmasıdır. İçten yanmalı motor mekaniksel yol üzerinden tek yönlü güç akışı sağlarken, elektrik motoru elektrikselsel bir yol üzerinden iki yönlü güç akışı sağlamaktadır. Bu araç türünde akü şarj durumunda iken güç içten yanmalı motor ve elektrikli motordan beraber veya tek bir motor aracılığıyla sağlanabilir. Gücün kontrol mekanizması karmaşık bir yapıdadır. Bu araç türünün şehir içi kullanım gibi sık dur-kalk yapılan yerlerde kullanılması uygun değildir.



Şekil 1.13. Paralel hibrit elektrikli araçların temel yapısı [26]

Seri-paralel hibrit elektrikli araçlarda, hem seri hem de paralel hibrit araçların avantajları birleştirilmiştir. Araca gereken güç, elektrikli motor veya içten yanmalı motor veya her ikisi tarafından beraber sağlanabilir. Güç ayırım elemanı sayesinde araç seri veya paralel durumda çalışabilmektedir [26].



Şekil 1.14. Seri-Paralel hibrit elektrikli araçların temel yapısı [26]

1.3. Frenleme Sistemleri

Frenleme sistemi, taşıtlarda konforlu bir sürüşü sağlaması için taşıtlarda bulunan önemli ekipmanlardan birisidir. Frenleme sistemlerinin temel amacı hareket halinde bulunan taşıtların hızını azaltmak, yokuş aşağı iniş sırasında hızını korumak ve tamamen duruşta aracı sabit tutmaktır [27].

Frenleme Sistemi Çeşitleri;

- Mekanik Frenler
- Hidrolik Frenler
- Havalı Fren
- Elektrikli Fren

1.3.1. Mekanik Fren Sistemleri

Mekanik frenleme sistemi, hareket halinde bulunan taşıttaki sürücünün ayak ile bir kuvvet uygulayarak taşıttın hızını azaltmak veya durdurmak için kuvvetin mekanik bağlantı elemanları ile tekerleklere iletilmesi prensibi ile çalışmaktadır [28].

Başlıca Mekanik Frenleme Çeşitleri;

- Tamburlu (Kampanalı) Frenler
- Disk Frenler
- Konik Frenler
- Pabuçlu Frenler
- Bantlı Frenler

1.3.1.1. Disk Fren Sistemi

Fren diskleri, tekerleğin iç kısmına bağlantı elemanları ile birlikte sabitlenmiş halde bulunurlar ve tekerlek hareketiyle birlikte dönerler. Frenleme işlemiyle beraber araç yavaşladığında veya hareketsiz hale geldiğinde fren balataları fren diskini sıkıştırır. Bu sıkıştırma işlemi diskin hareket hızını azaltarak tekerleğin dönüş hızını yavaşlatma, durdurma veya hızın kontrol alınması amacıyla gerçekleşmektedir.

Frenleme esnasında lastiklerde ve lastiğe bağlı diskte oluşan kinetik enerji, fren balatalarının birbirine sürtünmesiyle ısı enerjisine çevrilir. Fren diski, açığa çıkan ısının sıcaklığına dayanabilecek bir malzemedir üretilir.

Fren diski, balata ile birlikte çalışmaları için fren diskinin ön ve arka yüzeyleri pürüzsüz şekilde tasarlanıp üretilmektedir. İstenen bu pürüzsüzlük frenleme etkisini artırırken balata ömrünü de uzatmaktadır. Bu nedenle birbiriyle eş halde çalışan yüzeylerin dayanıklı olacak şekilde üretilmeleri önemlidir. Aksine düzensiz şekilde üretilmeleri durumunda kötü bir frenleme etkisine neden olabilmektedir.

Fren diskleri, çeşitli geometrik şekillerde üretilir ve frenleme esnasında açığa çıkan ısıyı hava ile temas ederek çevreden uzaklaştırır. Yüksek sıcaklardaki gerçekleşen frenlemeler, diskte şekil bozulmalarına sebebiyet verebilmektedir. Ancak aynı araçta kullanılan balata ve diskin bakım süreleri karşılaştırıldığında fren diskinin bakım süresi daha uzundur [28].



Şekil 1.15. Disk fren sisteminin yapısı [29]

1.3.1.2. Kampanalı Fren Sistemi

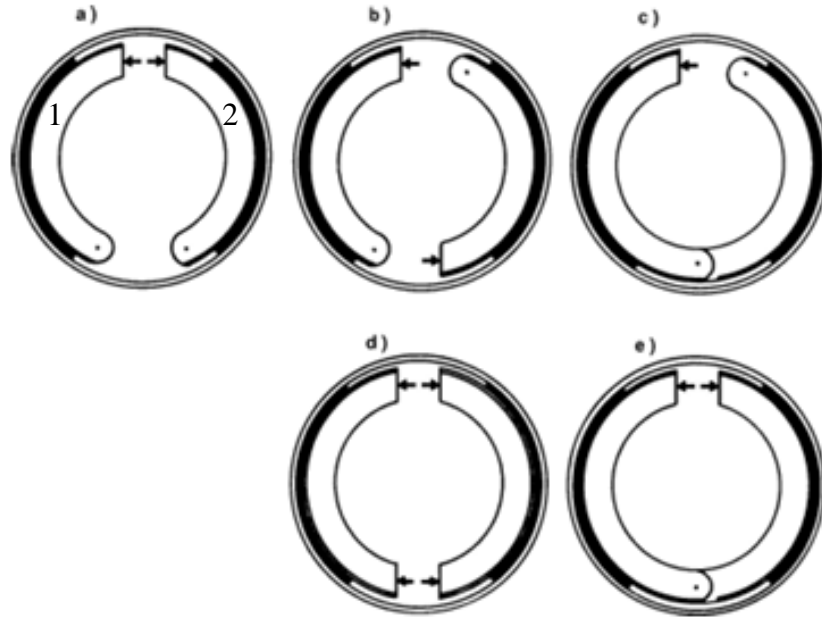
Kampanalı frenler, tekerlek göbeklerine yerleştirilen fren sistemleridir. Sabit halde bulunan fren tablasına fren pabuçları ve bir veya iki tekerlek silindiri fren sistemine bağlı olarak entegre edilmektedir. Fren pedalının etkisiyle merkez pompası tarafından oluşan hidrolik basınç, tekerlek silindiri aracılığıyla fren pabuçlarına aktarılır. Oluşan hidrolik basınç ile pabuç üzerinde bulunan balatalar tekerleğe bağlı dönen kampanada sürtünme meydana getirir. Oluşan sürtünme aracın frenlenmesi için kullanılır. Frenleme işlemi bittiğinde, geri çekme yayları tarafından fren pabuçları ve tekerlek silindiri pistonları başlangıç konumuna geri getirilir. Fren pabuçlarına el ile veya otomatik çalışabilen ayar sistemleri eklenmiştir. Ayar sistemleri ile balataların zaman içerisinde aşınması ile kampana ve balata arasında oluşan hava boşluğunun yeniden ayarlanması sağlanır [30].

Şekil 1.16.'da kampanalı fren sisteminin genel yapısı gösterilmiştir.



Şekil 1.16. Kampanalı fren sisteminin yapısı [31]

Kampanalı frenlerin; simpleks fren, dupleks fren ve servo fren olmak üzere 3 temel çeşidi bulunmaktadır.



Şekil 1.17. Çeşitli kampanalı fren konstrüksiyonları [32]

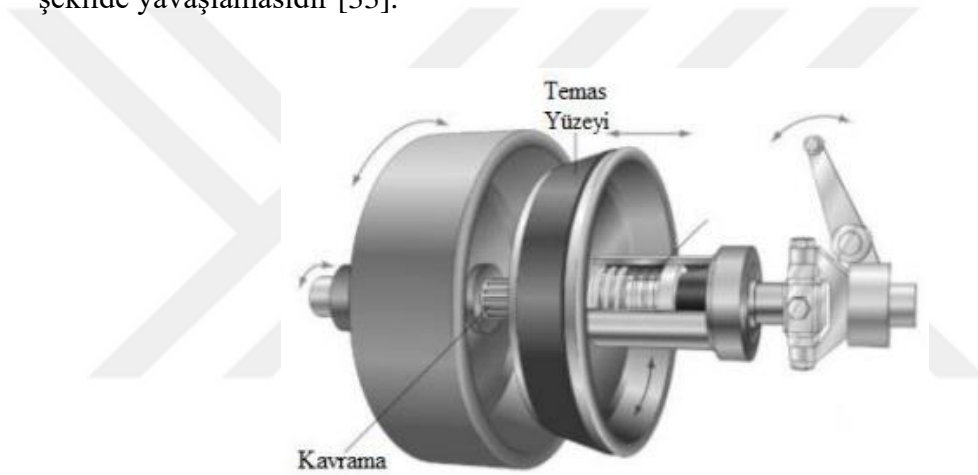
a) simpleks, b) dupleks, c) servo, d) duo dupleks, e) duo servo

Kampanalı fren sistemleri sınıflandırırken dikkat edilecek önemli nokta kampananın dönüş yönü ve pabucun mafsal etrafında kampanaya baskı yaparken oluşan dönüş yönüdür. Şekil 1.17. a' da görüldüğü üzere 1 numaralı ve 2 numaralı pabucun birbirine eşit olmasına rağmen 1 numaralı pabucun kampanaya baskısı daha fazla iken, 2 numaralı pabuç için bu durum gözlemlenmemiştir. Yani pabuçlar eş olsa bile moment aktarımı farklıdır. Taşıt tekniği açısından bakıldığında 1 numaralı pabucun kilitlenmesi istenmeyen bir durumdur. Çünkü fren momentini ve frenleme ayarlanması imkânsız hale gelir. Çoğu zaman kilitlenme durumu yaşanmasa dahi pabuçlu frenlerin ayarlanması disk frenlerine kıyasla daha zordur. Fakat bu duruma karşılık az tahrik kuvvetiyle büyük fren kuvvetleri elde edilebilmesi avantaj olarak gözükmemektedir. Bu özellik servo sistemde ve şekil 1.17.e 'de görülür. Buna karşı servo sistemlerde aynı tahrik kuvvetiyle elde edilen fren momenti, kampananın dönüş yönüne bağlı olarak farklılıklar gösterir. Sakıncalı olan bu durum duo-servo ve duo-dupleks sistemlerde ortadan kaldırılmıştır.

Kampanalı fren sistemlerin, frenleme esnasında açığa çıkan ısıyı atmak için yapısı yönünden elverişli olmaması bir dezavantajdır. Ayrıca, ısıl genişlemeden dolayı oluşan çarpılmalar sistemi olumsuz etkiler [30].

1.3.1.3. Konik Fren Sistemi

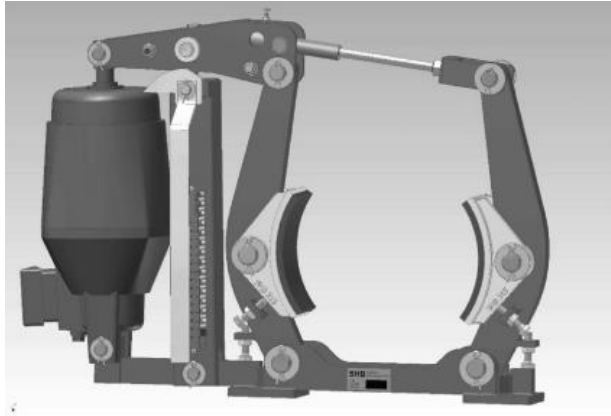
Eğik yüzeylerde oluşan mekanik aktarım sebebiyle bu fren tipi aynı boyutlardaki disk frenlere kıyasla daha çok frenleme momentine sahiptir. Yüksek performans sağlamalarından dolayı bazı yarış arabalarında kullanılsa da iş makinelerinde de yaygın olarak kullanılmaktadır [28]. Konik frenlerin avantajı artan yüzey alanlarına rağmen hızlı şekilde yavaşlamasıdır [33].



Şekil 1.18. Konik fren sisteminin yapısı [28]

1.3.1.4. Pabuçlu Fren Sistemi

Pabuçlu fren sistemleri, hızlı trenlerde, genel amaçlı kullanılan endüstriyel ekipmanlarda ve konumlandırma sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 1.19.'da pabuçlu fren sisteminin basit bir şekli ve şekil 1.20.'de trenlerdeki kullanımını gösterilmektedir [28].



Şekil 1.19. Pabuçlu fren sisteminin yapısı [28]



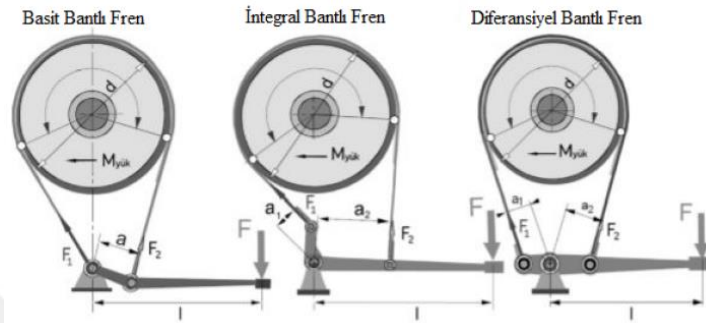
Şekil 1.20. Pabuçlu fren sisteminin trenlerdeki kullanımı [28]

1.3.1.5. Bantlı Fren Sistemi

Tasarım bakımından sabitlenmiş bir sisteme bağlı bant formundaki metal üzerine, sürtünme malzemesi ile kaplanmış olan bir elemanın dönmekte olan tambura gerilme uygulayarak frenleme işlemini gerçekleştiren bir sistemdir. Bu fren türünün tasarım bakımından oldukça olmasına rağmen yapısı bakımından oldukça dayanıklıdır. Yine de diskli frenler kadar etkin değildirler. Zaman zaman frenleme esnasında tamamen durmama gibi sorunlar ile karşılaşılabilir. Bantlı fren sistemleri, testere makinelerinde, vinç gibi kaldırma amaçlı kullanılan makinelerde, bazı bisiklet modellerinde kullanılır. Bantlı fren sistemi tahrik kolunun tasarımı ve mafsallardaki yerleşim yerlerinin farklılığına göre 3 farklı gruba ayrılmaktadır.

Bunlar;

- Basit Bantlı Fren
- İntegral Bantlı Fren
- Diferansiyel Bantlı Frenlerdir [28].

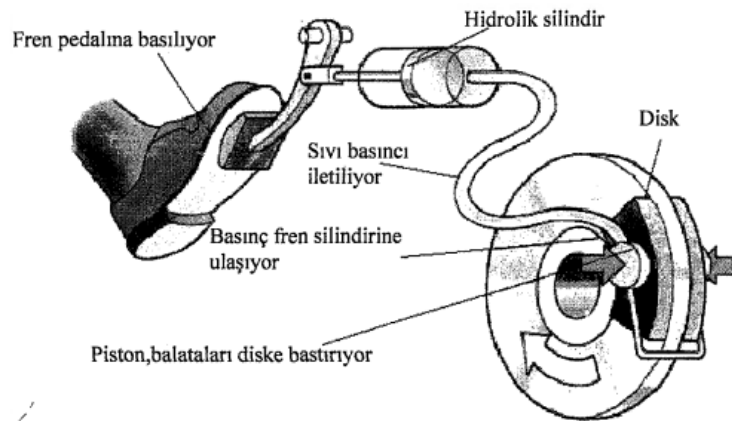


Şekil 1.21. Bantlı fren sistemi çeşitleri [28]

1.3.2. Hidrolik Fren Sistemi

Otomobillerde kullanılmakta olan fren sistemi, hidrolik basınç gücüne dayanan bir fren sistemidir.

Hidrolik fren sisteminin çalışma prensibi, fren pedalına basıldığında uygulanan kuvvetle birlikte silindirde oluşan hidrolik basınç sonucu hidrolik basıncın disk yüzeyine sıkıştırılması ile çalışır. Pedala uygulanan bu kuvvet iletim uzunluğuna göre 4-5 kat artırılarak iletilmektedir. Hidrolik sisteme eklenen güç ünitesi pedal kuvvetini 450 N'nun altında tutmaya yardımcı olmaktadır.



Şekil 1.22. Basit bir hidrolik fren sistemi yapısı [34]

Hidrolik fren sistemlerinde vakum yardımcı güç ünitesi yaygın olarak kullanılmaktadır. Güç ünitesinde artan kuvvet, silindir pistonlarını iterek frenleme esnasında kullanılacak olan hidrolik basıncı arttırarak frenleme sağlanmaktadır [34].

1.3.3. Havalı Fren Sistemi

Araç hızlarının ve yüklerinin zamanla artmasıyla birlikte ağır hizmet tipi taşıtlarda daha güçlü frenleme kuvvetlerine talep edilmesine neden olmaktadır. Bu sebeple daha çok büyük hacimlerde ve yüksek hızlı taşıtlarda kullanılmak üzere farklı çeşitlerde güç takviyeli fren sistemleri geliştirilmektedir [35]. Havalı fren sistemi, hava basıncı üreten taşıtların fren pedalından gelen uyarılma ile birlikte basınçlı havayı mekanik güce dönüşümünün sağlandığı bir fren sistemi türüdür [36].

Havalı fren sistemlerinde kullanılan basınçlı hava hem güç kaynağı hem de iletim aracı olarak kullanılmaktadır.

Hava kompresöründen temin edilen hava, regülatör aracılığıyla kontrol altına alınarak ve yönlendirilerek hava deposuna iletilir ve burada basınçlı havanın depolanmasını sağlar.

Fren kontrol supabı, fren pedalına basılma kuvvetine göre fren hücrelerine giden hava miktarını kontrol etmektedir.

Fren hava odaları, basınçlı havanın oluşturduğu itme kuvvetinden yararlanarak fren pabuçlarını kampanaya doğru açarak frenleme yapılmasını sağlar.

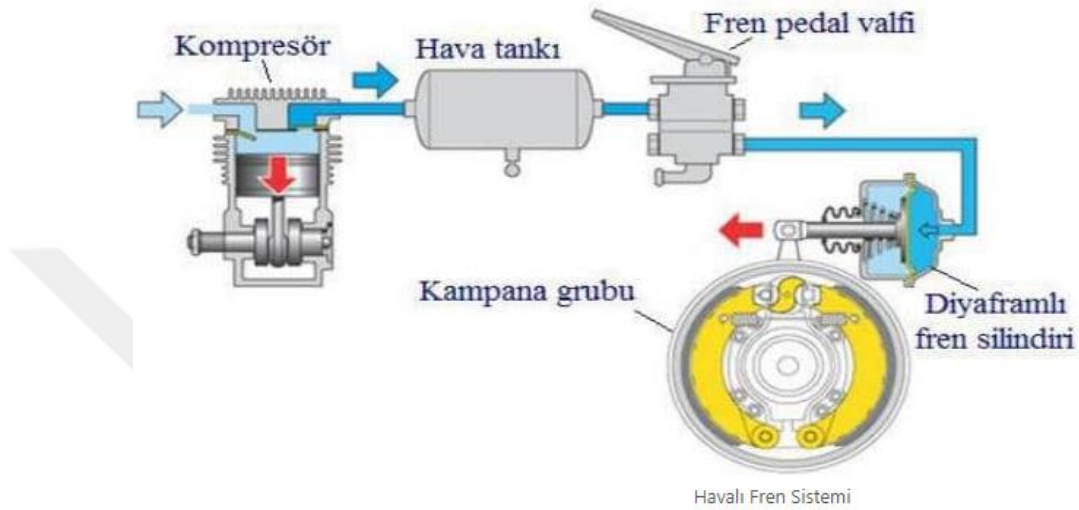
Çabuk boşaltma supapları ile fren pedalı boşa düştüğü andan sonra havayı hızlı bir şekilde boşaltarak mekanizmayı serbest hale gelmesini sağlar. Bu sayede sistem tekrardan frenleme işlemi için hazır halde bulunur.

Fren boşluk ayarlayıcılar, fren balatalarında oluşabilecek aşınmalarla birlikte açığa çıkabilecek fren boşluğunu düzenler ve frenlenmenin yapılabilmesinde görev almaktadır.

Motorun çalışmaya başlamasıyla birlikte fren sisteminde bulunan hava depolarına kompresörden hava basılır. Hava basıncı, basınç ayar supabı ve regülatörün çalışması ile kontrol edilir.

Seyir halinde bulunan bir taşıtın frenine basıldığı anda fren supabı çalışır ve havanın fren odalarına gitmesine izin verir ve frenleme yapılmasını sağlar.

Frenleme işlemi bittiğinde basınçlı hava hızlı bir şekilde boşalır ve sistemin serbest hale geçmesini sağlar. Böylece sistem tekrar frenlemeye hazır hale gelir [32].



Şekil 1.23. Havalı fren sistemi yapısı [28]

1.3.4. Elektrikli Fren Sistemi

Gelişen teknolojiyle birlikte ilerleyen otomobil sektöründe elektrikli fren sistemleri kullanılmaya başlanmıştır. Elektrikli fren sisteminde bulunan sensör, fren pedalına uygulanan kuvvet sonucu pedal hareketini algılayarak elektronik kontrol ünitesine iletir. Sürücünün ayak pedalına uyguladığı kuvvet, ön uyarı niteliğinde sisteme sadece fren yapılması gerektiğini haber vermektedir.

Elektronik kontrol ünitesine ulaşan frenleme bilgisiyle birlikte araç içerisinde bulunan elektromotor devreye girmesiyle birlikte taşıtın durabilmesi için gereken fren gücünü üretmektedir. Fren hidroliği ünitesi aracılığıyla fren disklerine aktarılan güç sayesinde araç frenleme yaparak durdurulmaktadır [37, 38].

1.4. Rejeneratif Frenleme Sistemi

1.4.1. Rejeneratif Frenleme Sisteminin Tarihi

Kinetik enerjinin geri kazanılarak potansiyel enerjiye dönüştürme fikri 1800'lerin başlarında ortaya atıldı. 18. Yüzyılda atlı arabalarda yay tipi enerji geri kazanım sistemi yaygın olarak kullanılmaktaydı. O dönemde bile enerji geri kazanım sisteminin çalışması mekanik bileşenlerin birbirine bağlanması ile gerçekleşmekteydi. İlk Rejeneratif Frenleme Sistemi (RFS), 1886 yılında Amerikalı Frank J. Sprague'ün Elektrikli Demiryolu ve Motor Şirketi tarafından tanıtıldı. Tanıtılan bu sistem, frenleme esnasında entegre motorların kendilerini elektrik jeneratörlerine dönüştürecek şekilde çalışan elektrikli Rejeneratif frenleme olarak kabul edildi; trenlerde bulunan lokomotif hareket ile birlikte döndükçe, jeneratörler içerisinde akım oluşturarak yerleşik dirençlere yönlendirilmekteydi ya da besleme hattına geri gönderilmekteydi.

Sprague'ün RFS'yi tanıtması sonucu, 1917 tarihinden günümüze kadar hem teorik hemde deneysel olarak kapsamlı birçok çalışmanın başlamasına öncü oldu. Yapılan ilk çalışmalar genel olarak RFS'lerin lokomotif endüstrisine entegrasyonu ve geliştirilmesine yönelikti. Lokomotif endüstrisinde RFS'lerin geliştirilmesine yönelik çalışmaların bir örneği 1930'lu yılların başında Bakü-Tiflis-Batum demiryolu sistemine fren sisteminin entegrasyonuydu.

Zamanla RFS'ler farklı enerji depolama bileşenlerini de yapılarına eklemek üzere geliştirildi. İsviçre şirketi Oerlikon tarafından 1953 yılında yeni bir sistem geliştirildi. Enerjiyi geri kazanmak amacıyla Gyrobus adı verilen araca volanlar entegre ederek volan enerji depolamasını kullanmıştır. RFS, kısa sürede otomotiv sanayisine girmeye başladı ve 1967 yılında Amerikan Motor Şirketi tarafından üretilen elektrikli araç Amitron'da kullanılmaya başlandı. Amitron ürettiği enerjiyi geri kazanan ve yavaşlama esnasında aküsünü şarj etmek için Rejeneratif frenlemeyi kullanan ilk elektrikli konsept araçtır.

Aynı yıllarda elektrikli yakıt tahrik şirketi, güç rejenerasyonu için RFS'leri kullanan MARS II adında elektrikli bir aracı piyasaya sürdü. MARS II, Renault 10 aracının elektrik entegre edilmiş versiyonu olarak kabul edildi.

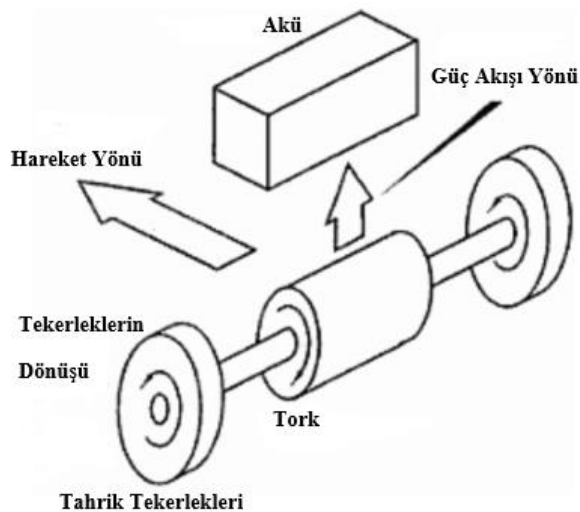
RFS'deki artan bu gelişmeler doğrultusunda uluslararası çevre bilincinin artması sağlandı. Bununla beraber otomotiv sanayisinin temel odağı bu teknolojinin uygulanması ve küresel ölçekte ticarileşmesi oldu. RFS teknolojisinin otomotiv sanayisinde ticarileşmesine büyük katkıyı sağlayan araçlarda biri Toyota'nın Prius arabasıdır.

Genel olarak bakıldığında, artan popülaritesi ve sürekli gelişmesi nedeniyle RFS'ler tüm elektrikli araç çeşitlerinin yanı sıra birçok içten yanmalı motorlu araçlar içinde kullanılarak önemli bir yer edinmiştir [39].

1.4.2. Rejeneratif Frenleme Sisteminin Çalışma Prensibi

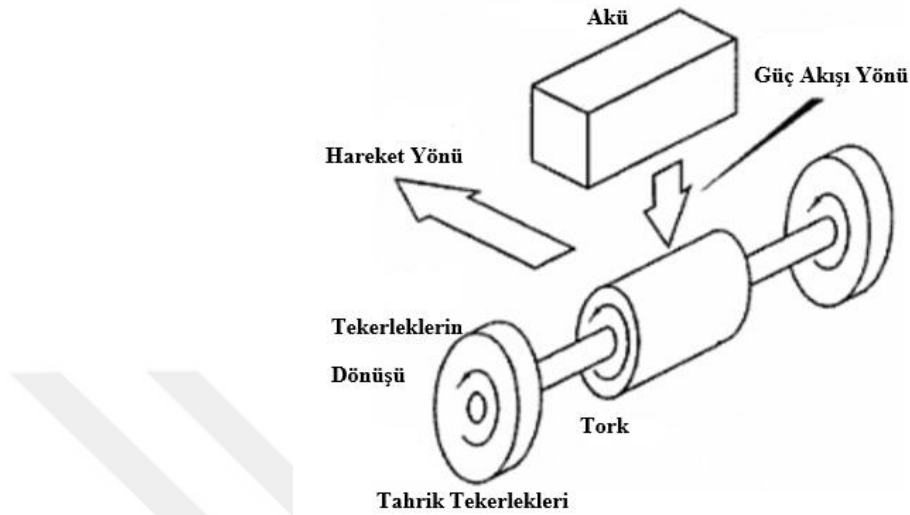
Bir aracın motorundan gelen mekanik enerjisini kullanarak kinetik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren ve oluşan bu enerjiyi aküye tekrar geri besleyen frenleme yöntemine rejeneratif frenleme denir. Teorik anlamda bakıldığında rejeneratif frenleme sistemi, kinetik enerjinin önemli ve büyük bir kısmını aküyü şarj etmek için alternatörle aynı prensibi kullanarak dönüştürmektedir.

Rejeneratif frenleme modunda iken, araç sürücüsü fren pedalına bastığı anda aracı yavaşlatmak için motorun mekanik enerjisinden faydalanılır ve elektrik motoru bu işlem sürecinde ters yönde çalışarak aracın hızını azaltılır. Motorun ters yönde çalışması ile birlikte jeneratör görevi görür ve şekil 1.24.'de görüldüğü gibi akülerin şarj edilmesini sağlar.



Şekil 1.24. Aracın frenlemesi sırasında rejeneratif etki [40]

Aracın normal çalışması esnasında ise şekil 1.25.'de görüldüğü gibi motor ileri doğru döner ve çalışması için gerekli olan enerjiyi aküden alır [40].



Şekil 1.25. Aracın normal çalışması koşulu [40]

Rejeneratif frenleme sisteminin kullanılmasıyla birlikte taşıtların frenleme sırasında depoladığı enerjinin taşıtın hızlanması esnasında kullanılması ile birlikte yakıt tüketimi de azalmaktadır [41]. Yakıt tüketiminin azalmasıyla birlikte de CO₂ emisyonları önemli ölçüde azalmaktadır [42].

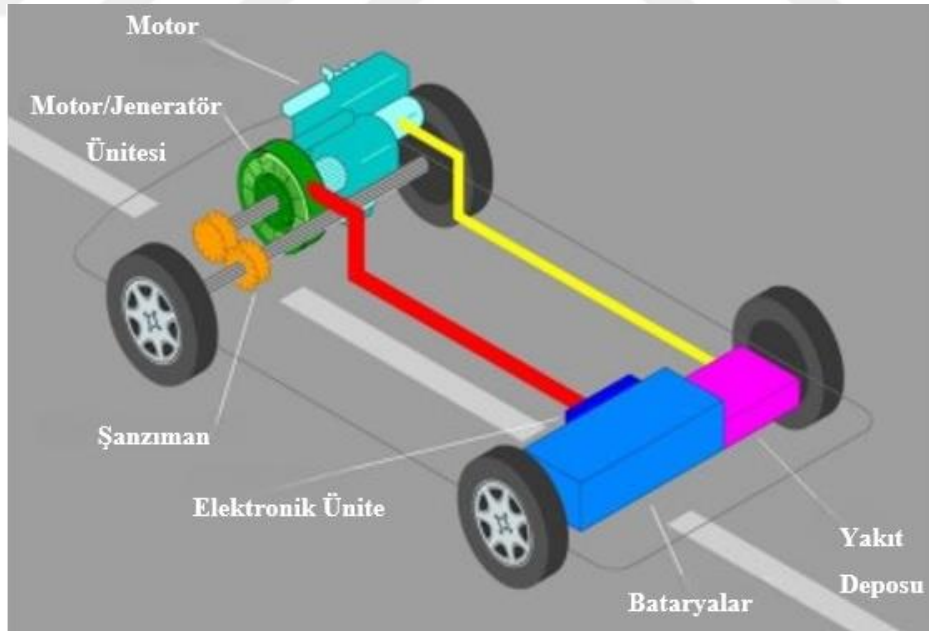
Rejeneratif frenleme sisteminde, motorun tüm çalışmasını kontrol ettiği için frenleme kontrol ünitesi sistemin ana merkezidir. Fren kontrol ünitesinin görevleri tekerlek hızını takip etmek, tork hesabı, dönme kuvvetini kontrol etmek ve frenleme ile motorda üretilen elektriği akülere geri beslemektir [40].

1.4.3. Rejeneratif Frenleme Yöntemleri

Ulaşım alanında yaygın olarak kullanılmakta olan bazı rejeneratif frenleme yöntemleri bulunmaktadır. Bunlar elektrik motorlarının jeneratör olarak kullanılması, volan sistemi ve hidrolik rejeneratif frenleme sistemleridir. Akü şarj sistemleri, elektrik motorlarını kullanarak fren enerjisinin bir kısmını geri kazanarak akülere iletmektedir. Ancak volan ve hidrolik fren sistemleri, depolanan fren enerjisini şanzıman sistemine geri besler. Bu sistemler daha hızlı tepki vermelerine karşı elektrik motorlarının rejeneratif olarak kullanılmasına göre daha verimsizdirler. Genellikle geleneksel araçlara rejeneratif sistem uygulamasında karmaşık mekanik sistemlere neden olmaktadır [43].

1.4.3.1. Kinetik Enerjinin Elektrik Enerjisine Dönüşümü

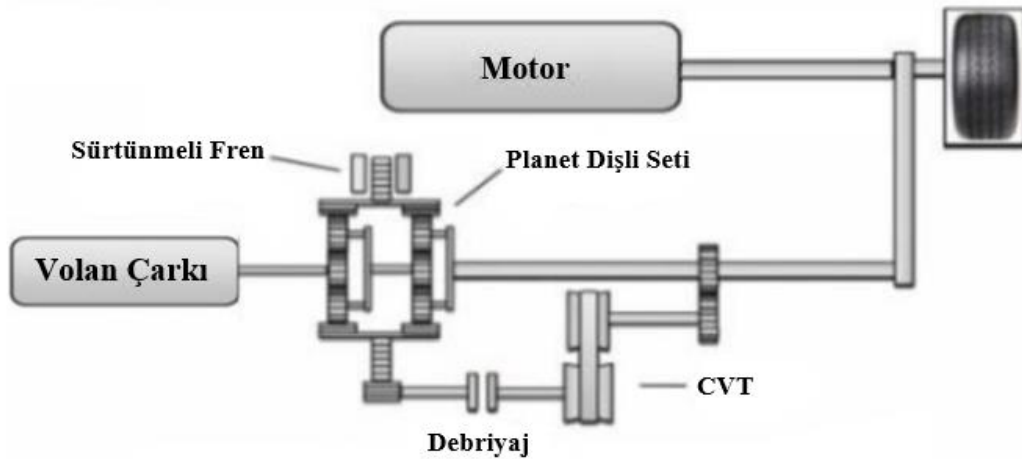
Rejeneratif frenlemenin en yaygın yöntemi, bir elektrik motorunun jeneratör olarak kullanılmasıdır. Bu frenleme mekanizması, frenleme sistemindeki temel bileşen olan elektrik motorunun çalışma prensibine bağlıdır. Elektrik motoru içerisinde belirli bir miktarda elektrik akımı geçtiğinde sistem devreye girer. Ancak motoru harekete geçirmek için dışarıdan bir kuvvet uygulandığında (örneğin frenleme esnasında), motor bir jeneratör görevi görerek elektrik üretir. Bu durumda, motor ileri doğru çalıştığında elektrik enerjisinin mekanik enerjiye dönüştüğü ve dönüşen bu enerjinin daha sonrasında aracın hızını artırmak için kullanıldığı anlamına gelmektedir. Motor ters yönde çalışmaya başlamasıyla birlikte ise, jeneratör görevini üstlenerek mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürür. Bu çevrim, elektrik motorlarını döndürmek için tahrik milinin dönme kuvvetini kullanmasını sağlar, böylelikle depolanmak üzere elektrik enerjisinin yeniden üretilmesine ve aynı zamanda elektrik motorlarının rejeneratif direnciyle aracın hızının azaltılmasına yol açar. Elde edilen elektrik daha sonra pilin şarj edilmesi için kullanılır [44].



Şekil 1.26. Elektrikli rejeneratif frenleme sistemi yapısı [45]

1.4.3.2. Volan Sistemli Rejeneratif Frenleme Sistemi

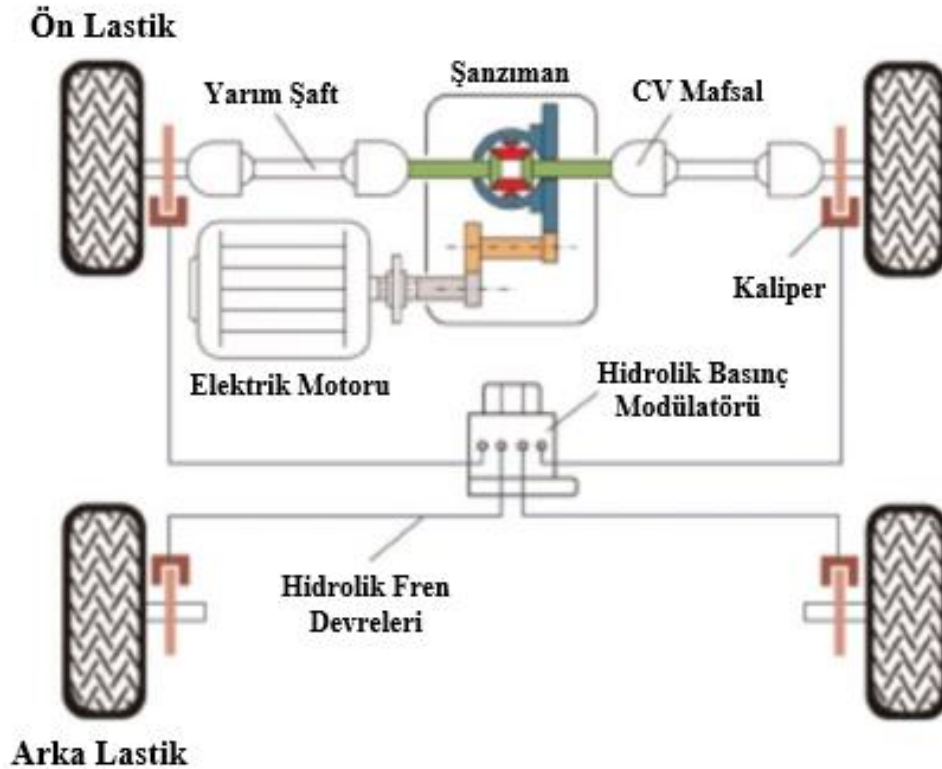
Volan sistemi, araçların hızlanması sırasında ihtiyaç duyduğu enerjiyi depolayarak ve daha sonrasında depoladığı bu enerjiyi serbest bırakmak için kullanılan bir parçadır. Volan, dönüşü esnasında kinetik enerji oluşturan, ağırlığı fazla ve yüksek devirlerde dönen bir disklerdir. Enerji depolama kapasitesi diskin ağırlığına ve ne kadar hızlı döndüğüne bağlıdır. Volan sisteminin avantajlarından biri, çok kısa aralıklarda bile enerjiyi geri kazandırmaktadır [46]. Olimpiyat sporlarındaki disk atma mantığına benzer bir şekilde atıcı disk ile dönerken enerji biriktirir ve maksimum enerjiye ulaştığında diski serbest bırakarak havalandırır. Volan sistemi, enerjiyi doğrudan ve iletim kayıpları olmadan araca aktarabildiği için, aküde depolama yönteminden daha verimlidir. Akü kullanımında şarj edilmesi esnasında mekanik enerji elektrik enerjisine dönüşür, deşarj sırasında ise tam tersi olur. Bu dönüşümler nedeniyle iletim kayıpları meydana gelerek verim düşmektedir. Ancak volan kullanımında depolanan mekanik enerji doğrudan araca aktarıldığı için şanzıman kaybı yaşanmaz. F1 araçları gibi yüksek performans ihtiyacı bulunan araçlarda enerjinin anında sağlanması ve sistem verimliliğinin yüksek olması nedeniyle bu tip sistemler tercih edilmektedir [44].



Şekil 1.27. Volan sistemli rejeneratif frenleme sistemi yapısı [45]

1.4.3.3. Hidrolik Destekli Rejeneratif Frenleme Sistemi

Hidrolik Destekli Rejeneratif Frenleme Sisteminde, sürücünün frene basmasıyla birlikte aracın kinetik enerjisi tersine çevrilebilir bir pompaya güç sağlayarak hidrolik sıvıyı aracın içindeki düşük basınçlı depolama tankı olan akümülatörden yüksek basınçlı bir akümülatöre aktarmaktadır. Basınç, akümülatördeki nitrojen gazı tarafından oluşturulmaktadır. Oluşan basınç ile birlikte hidrolik sıvı, gazın önceden bulunduğu boşluğa pompalanırken sıkıştırılır. Bu süreç, aracın hızını azaltarak durmasına yardımcı olur. Pompanın tersine çalışması ile birlikte yüksek basınç altındaki sıvı aracı tekrar hızlandırmak için kullanılır. Böylece aracın frenleme öncesi sahip olduğu kinetik enerji ile aracın yeniden hız kazanmasına yardımcı olacak mekanik enerjiye dönüşümü sağlar [44]. Hidrolik Destekli Rejeneratif Frenleme Sisteminin avantajlarına bakıldığında %80'e varan enerji geri kazanım oranı ve verimliliği sağlarken araçtaki yakıt tüketimini ise %25'e kadar azalttığı bilinmektedir [47].



Şekil 1.28. Hidrolik destekli rejeneratif frenleme sistemi yapısı [45]

1.5. Literatür Çalışması

Li ve diğ. (2022), yapmış olduğu çalışmada elektrikli araçların frenleme enerjisini geri kazanarak araçların kilometresini artırmaya yönelik bir incelemede bulunmuşlardır. Elektrikli araçlar için yokuş aşağı iniş sürecinde yol eğim açısını dikkate alarak sabit oranlı ve değişken oranlı frenleme kuvvetlerinden faydalanılarak rejeneratif frenleme kontrol stratejileri üzerine bir çalışmada bulunmuşlardır. Çalışmada, yol eğim açısı CAN veri yolu ile tahmin edilerek, aracın kararlılık durumuna göre sabit oranlı ve değişken oranlı frenleme kuvveti dağıtım algoritmaları önerilerek tasarlanarak frenleme kuvvetleri dağıtım yöntemleri için daha çok enerjinin geri kazanılması için rejeneratif frenleme kontrol stratejileri önermektedirler. Önermeleri doğrulamak adına Simulink gibi çeşitli simülasyon programlarında farklı eğim değerlerinde ve şehir içi sürüş koşullarında çalışmıştır. Gözlemler sonucunda önerilen optimizasyon yöntemleri, optimize edilmemiş yöntemlere kıyasla enerji geri kazanımını artırdığı görülmüştür. Değişken oranlı optimizasyon yöntemiyle geri kazanılan enerji miktarı %3,67'ye, sabit oranlı optimizasyon yöntemiyle ise %3,38'e ulaşmıştır [48].

Huda ve diğ. (2020), 1994 yılında üretilen Toyota binek aracının benzin yakıtlı motoru, üç fazla bir endüksiyon motoru ile değiştirerek 32 gün boyunca gerçek ortamdaki yapılan testler ile rejeneratif frenli ve rejeneratif frensiz aracın enerji tüketimini inceleyerek karşılaştırmışlardır. Endonezya'nın Bandung kentinde test rotası olarak belirlenen 12,4 kilometrelik yolda gerçekleştirilen testler boyunca araç kilometresi, test süresi, akünün şarj/deşarj durumları gibi veriler kaydedilerek enerji tüketimi hesaplama sırasında kullanılmıştır. Yapılan testler sonucunda Rejeneratif frenlemeye sahip araç için ortalama enerji tüketimi 145,26 Wh/km iken, rejeneratif frenlemesi olmayan araçlar için bu değer 154,79 Wh/km'dir. Yani Rejeneratif frenlemeye sahip araçların ortalama enerji tüketimi, rejeneratif frenlemesi olmayanlara göre daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Rejeneratif frenlemeye sahip araçların yaklaşık %6,16 oranında daha az enerji tükettiğini ve iki koşul karşılaştırıldığında ortalama enerji tüketimi arasındaki fark, 9,53 Wh / km olduğu görülmüştür. Buda rejeneratif frenleme ile birlikte aynı enerji kapasitesiyle daha çok kilometre gidebildiğine ve araç verimliliğinde bir artış sağlandığını kanıtlamaktadır [49].

Shang ve diğ. (2022) çalışmasında araç çalışma parametreleri, görüntü tanıma, GPS gibi çok kaynaklı bilgilere dayanarak elektrikli araçların rejeneratif frenleme kontrollü araştırılmıştır. Öncelikle trafik işaretlerinden hız sınırlarını belirlemek için çapraz korelasyon algoritması tercih edilmiş ve sonrasında bu trafik işaretleri ile yol eğiminin birleştirilmesiyle araç hızı kontrol edilmiştir. Daha sonrasında, rejeneratif frenleme enerjisini verimli bir şekilde kazanılmasına imkân sağlayan çok kaynaklı bilgi birleşimine dayanan uyarlanabilir bir rejeneratif frenleme enerjisi sistemi tasarlanmıştır. Bu sistemle birlikte farklı frenleme şartlarında motor yüksek verimlerde çalışabilecektir. Çalışma sonucunda K, frenleme torkunun optimize edebilir olduğu ve motorun yüksek verimli çalışma aralığını iyileştirebilir olduğu gözlenmedi. Geleneksel seri kontrol stratejisi ve bulanık kontrol stratejisiyle karşılaştırıldığında, uyarlanabilir kontrol stratejisi enerji geri kazanım oranını sırasıyla %11,9 ve %5,3 oranında artırdığı incelenmiştir [50].

Bian ve Qiu (2018), yaptıkları çalışmada yol eğiminin elektrikli araçlardaki rejeneratif frenleme sistemine olan verimlilik etkilerini incelemektedir. GPS ve atalet sensörleri tarafından toplanan verileri dikkate alarak yol eğiminin rejeneratif fren sistemi üzerindeki etkileri araştırılmış ve farklı fren kontrol stratejileri üzerine optimizasyon çalışmaları yapmışlardır. Elektrikli aracın enerji akış modeline bağlı olarak stratejiler için enerji tüketiminin azaltılmasına katkı oranları hesaplanmıştır ve yol eğiminin önemi vurgulanarak, rejeneratif frenleme sistemlerinin daha verimli stratejilerinin tasarlanmasında yol eğiminin dikkate alınmasının önemini ortaya koymuşlardır [51].

Güngüneş ve diğ.(2023), yapmış olduğu çalışmada toplu taşıma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan elektrikli raylı sistem araçlarında enerjii verimli bir şekilde kullanabilmek adına dinamik sürüş tekniği üzerine yeni bir yaklaşımda bulunmuşlardır. Geliştirilen modelin optimum tasarımı için uygun hız profilleri ve başlangıç noktalarını belirlemek ve maksimum enerji verimliliğine ulaşmayı amaçlanmıştır. Geliştirilecek modelde minimum yolculuk süresi, minimum çekiş enerjisi ve maksimum rejeneratif frenleme enerjisi üretimi gibi eşitli faktörlerin optimizasyonunu içerir. Modelde gerçekleştirilecek optimizasyonlar tek ve çok amaçlı olmak üzere iki şekilde gerçekleşmiştir. Bu optimizasyonlar için Sürekli Zaman Karınca Kolonisi Optimizasyon Algoritması kullanılarak, operasyonel kısıtlamalar ve optimal çalışma bölgeleri keşfedilmiştir. Sonuç olarak, rejeneratif frenleme enerjisi ve çekiş enerjisi tüketimi arasında %53,459 verimlilik elde edilmiştir. Gerçekleştirilen bu model ile literatürdeki

sürüş modellerine kıyasla daha gerçekçi bir sürüş modelinin geliştirilmesi sağlanarak kullanılan yapay zeka optimizasyon tekniği ile literatüre yeni bir bakış açısı kazandırmıştır [52].

Demirkale ve Güven (2017), kinetik enerji geri kazanım sistemlerini, elektrikli araçlardaki enerji kazanımı için değerlendirmiştir. Çalışma kapsamında örnek mesafeler için frenleme ile kaybolan kinetik enerjinin geri kazanım miktarlarının simülasyonu yapılmıştır. Güzergah simülasyonlarına göre, kinetik enerji geri kazanım sisteminin kullanımı, şehir içi trafikte sık dur-kalk yapılan trafik koşullarında şehirlerarası sabit hızla yapılan yolculuklara göre enerji kazanımında daha etkilidir. Şehir içi kullanımda enerji kazanımı %25 iken, şehirlerarasında %5'in altındadır [53].

Burkucu ve diğ. (2020) tarafından yapılan çalışmada raylı sistem araçlarındaki rejeneratif frenlemenin verimliliği hesaplanmıştır. Çalışmada 140 yolcuyla beraber ortalama 160 ton ağırlığa sahip olan şehir içi hafif raylı sistem aracı incelenmiştir. Aracın toplam enerjisi 80 km/sa ile 30 km/sa arasındaki hız aralığında değerlendirilmiştir. Araç hareket halindeyken, aerodinamik sürtünme kaybı 126 kW, ray-teker etkileşim kaybı 43,6 kW ve dişli çark ile elektrik motoru kayıpları toplamı 10 kW olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, aracın 80 km/sa hızdan 30 km/sa hıza yavaşlarken, elde edilen rejeneratif enerjinin %24,26 verimle 4.121,94 kJ olduğu belirlenerek enerji verimliliği için ideal olduğu incelenmiştir [54].

2. BÖLÜM

YÖNTEM VE MATERYAL

2.1. Giriş

Son dönemlerdeki sanayileşme, artan nüfus sayısı ve küreselleşme gibi etmenler ulaştırma sektörüne duyulan ihtiyacı her geçen gün artmasına neden olmaktadır. Dünya geneline bakıldığında ulaştırma sektörü en fazla fosil yakıt tüketen sektör konumundadır ve tüm sektörler arasında karbondioksit (CO₂) salınımının %37'sini tek başına yaymaktadır. Bu değerin 2030 yılına kadar %50'ye ve 2050 yılına kadar ise %80'e ulaşabileceği tahmin edilmektedir [55]. Otomotiv sanayisinin gelişmesiyle birlikte ülkemizde bakıldığında 2023 yılında toplam motorlu kara taşıt sayısı 28.740.492 sayısına ulaşmıştır. Türkiye'deki kayıtlı olan otomobil sayısı 2022 yılında 14.269.352 adet iken 2023 yılında 15.221.134 adet olduğu görülmektedir ve bu sayı her geçen yıl artarak devam etmektedir [56]. Bu sayıların sürekli artmasıyla doğru orantılı olarak enerji tüketimi de artmaya başlamıştır.

Motorlu taşıtlarda ulaşım masraflarının büyük bir kısmını yakıt tüketimi oluşturmaktadır. Yakıt tüketimine etki eden birçok etken bulunmaktadır. Bunlar taşıtın tasarımı ve teknik özellikleri, yol ve hava koşulları gibi birçok faktörü içermektedir. Artan taşıt sayısı ile taşıtların sürüş kolaylığı ve performansında da iyileştirmelerde bulunulmakta ve bunları sağlarken de yakıt ekonomisini optimum şartlarda tutmak ve taşıtın toplam verimini artırmaya yönelik çalışmalar yapılmaktadır [57]. Gerçekleşecek yakıt tüketimi iyileştirmeleri ile birlikte karayolu taşıtlarından kaynaklanan CO₂ emisyonları da büyük oranda azalacaktır. Bunların yanı sıra emisyonları düşürmeye yönelik alternatif yakıt kullanımı, ulaşım planlaması ve trafik akışının düzenlenmesi de gerekmektedir. Örneğin araç seyir halinde iken 50-60 km/sa arasındaki sabit hızlar yakıt tüketiminin minimum olduğu koşullardandır. Bundan dolayı ulaşım planlaması, trafik akışının ayarlanması ve

trafikteki sıkışıklarının giderilmesi toplam yakıt tüketimini ve CO₂ emisyonlarını doğrudan etkilemektedir [58].

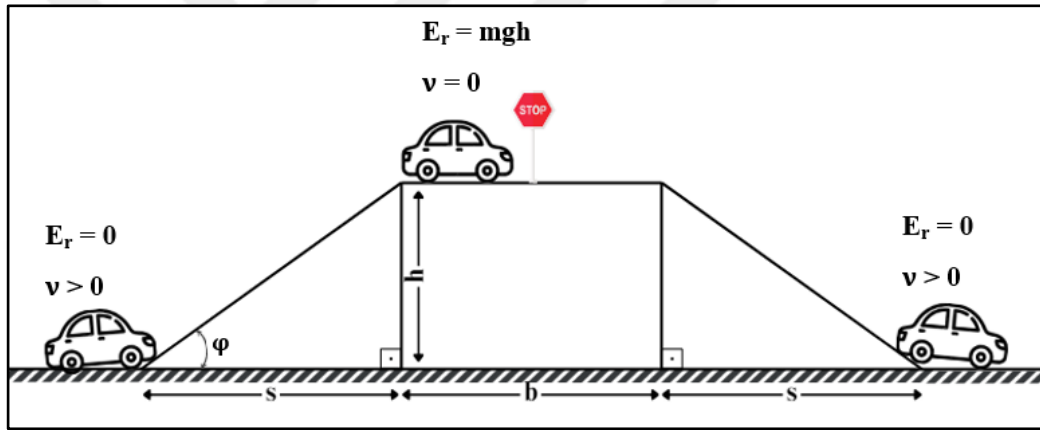
Trafik yoğunluğu yaşandığı zamanlarda veya trafik levhalarının bulunduğu durumlarda taşıtlar çok fazla dur-kalk yapması hem yakıt tüketimi açısından hemde daha fazla zehirli gaz ürettiği için istenmeyen bir durumdur. Frenleme ihtiyacı ise bazı durumlarda öngörülemeyen durumlardan dolayı kaynaklanmaktadır. Örneğin, bir kırmızı ışığa yaklaşılması esnasında yüksek hızlardaki araç ile orta hızlardaki bir aracın ani frenlemesi farklı enerji kayıplarına sebep olur. Yüksek hızlardaki aracın kinetik enerjisi daha yüksek olduğu için frenleme ile kaybettiği enerjisi de daha yüksek olacaktır.

Geleneksel frenleme yöntemlerinde frenleme sonrası oluşan kinetik enerji ısı olarak yayılır ve geri dönüşü söz konusu değildir. Hibrit ve elektrikli araçlar tarafından kullanılmakta olan rejeneratif frenleme sistemiyle birlikte aracın her frenlemesi esnasında açığa çıkan enerjisinin yaklaşık %50'sini geri kazanarak enerji maliyetlerinde azalmaya yol açmaktadır [59].

Yapılacak olan bu tez çalışmasında enerji kayıplarını, yakıt tüketimini ve yol yapım maliyetlerini azaltacak yeni bir rejeneratif frenleme yöntemi olan “Rejeneratif Frenleme Eğimi” ve yönteme bağlı olarak yol topolojisinin optimizasyonu incelenecektir. Bilinen rejeneratif frenleme yöntemlerinin aksine araç üzerinde herhangi bir modifikasyon yapılmaksızın aracın hızından dolayı kazanmış olduğu kinetik enerjisinin potansiyel enerjiye dönüşümü sağlanacaktır. Bu enerji dönüşümünü sağlamak için yol eğimlerinden faydalanılacaktır.

2.2. Rejeneratif Frenleme Eğim Yöntemi

Bilindiği üzere frenleme taşıtlardaki enerji kayıplarının artmasına neden olan en önemli etkenlerinden birisidir. Yani bir taşıtın yavaşlaması, tam durması veya dur-kalk yapması çok fazla enerji tüketimine sebebiyet verir ve sonuç olarak içten yanmalı motorlu taşıtlarda CO₂ emisyonlarını artırmaktadır. Trafik ışıkları, dönel kavşaklar, trafik levhaları gibi çevresel şartlar taşıtların yavaşlamasını veya durmasını gerektirdiği için frenleme ihtiyacı duyulan en önemli trafik unsurlarından bazılarıdır [60]. Bu sebepten dolayı bu trafik unsurları Rejeneratif Fren Eğim Yöntemindeki modellemelerde göz önünde bulundurulur. RFE yönteminde yeni bir rejeneratif frenleme yaklaşımı geliştirilmektedir. RFE sisteminde temel olarak enerji dönüşümü ile frenleme enerjisi yeniden kazanılmaktadır.



Şekil 2.1. Rejeneratif Frenleme Eğim Yöntemi Modellemesi

Şekil 2.1.'de gösterildiği gibi bir dur işareti dikkate alındığında, işaretin yol düzleminden daha yüksek bir konuma yerleştirilmesiyle, araçların frenleme ile kaybolan enerjisinin potansiyel enerjiye (E_r) dönüştürülmesi sağlanır. Aracın yokuş yukarı çıkışıyla birlikte yokuş tırmanma kuvveti azalır ve hızı (v) yavaşlar. Aracın hızını azaltmak için depoladığı potansiyel enerji, daha sonrasında yokuş aşağı inerken aracı hızlandırmak için kullanılacaktır. RFE yöntemi ile kaybedilen frenleme enerjisi yeniden kazanılmış olur. Konum kullanılabilirliğine bağlı olarak RFE yaklaşımı, bir aracın durması veya yavaşlaması gereken tüm trafik unsurları için uygulanabilir.

Klasik rejeneratif frenleme yöntemlerindeki gibi araç üzerinde yapılan uygulamaların aksine, RFE yönteminde, tüm araç türlerinde hızından dolayı sahip olduğu kinetik enerjisinin yokuş yukarı çıkarak potansiyel enerjiye enerji dönüşümü ve enerjinin bu dönüşüm esnasında kayıp enerji olarak saklanarak yokuş aşağı hızlanması esnasında kullanılarak gereksiz karbon salınımı azaltılmış olacaktır.

2.3. Rejeneratif Frenleme Enerjisinin Hesaplanması

Şekil 2.1.'de gösterildiği gibi aracın yokuş yukarı çıkmasıyla beraber yol düzleminden daha yüksek bir konuma yerleştirilen dur işaretinde aracın durmasıyla birlikte yokuş tırmanma enerjisi frenleme enerjisiyle telafi edilmektedir. Yolun yüksekliğine bağlı olarak üretilen potansiyel enerji sonrasında aracın yokuş aşağı inmesi esnasında aracı hızlandırmak için kullanılacaktır. Bu tez çalışmasında potansiyel enerji rejeneratif frenleme enerjisi olarak kabul edilecektir.

$$E = m \cdot g \cdot h \quad (j) \quad (2.1)$$

Denklem 2.1. 'de E yükseklikten kaynaklanan rejeneratif enerjiyi, m aracın kütlesini, g yerçekimi ivmesini ve h yükseklik değerlerini ifade etmektedir.

2.4. Yakıt Tüketimi Değerinin Hesaplanması

Taşıtlarda hava kirliliğini sebebiyet veren karbon emisyonları ve yakıt tüketimi birbirini etkileyen birçok değişkene bağlı olarak açığa çıkmaktadır. Kirliliğe sebebiyet veren emisyonlar ve yakıt tüketimi taşıt tasarımına bağlı olarak büyük ölçüde farklılık göstermektedir. Taşıt tasarımındaki parametreler;

- Araç boyutu ve ağırlığı
- Kullanılan motor tipi
- Yakıt türü
- Şanzıman tipi
- Aerodinamik özellikler
- Emisyon kontrol sistemi gibi parametrelerdir.

Taşıtlardaki emisyonlar ve yakıt tüketimi taşıt tasarımı parametreleri haricinde taşıtın kullanım şekline de büyük ölçüde bağlıdır. Sürücünün sürüş davranışı, yol özellikleri (hız limitleri, kavşaklar, yol eğimi vb.), hava durumu, trafik yoğunluğu gibi diğer çevresel faktörlerde emisyon miktarını ve yakıt tüketimini etkilemektedir [61].

Yapılacak bu tez çalışmasındaki yakıt tüketimini ve anlık yakıt tüketimini gözlemlemek için, D. P. BOWYER ve ark. (1984) [62] çalışmalarında kullandıkları hesaplama modeli olan Denklem 2.2 kullanılacaktır. Bu hesaplama modeli karbon emisyonları ve yakıt tüketimini etkileyen parametreleri dikkate alarak ve Rejeneratif Frenleme Eğim Yöntemine uygulanabilirliği nedeniyle seçilmiştir. Hesaplama modelinde aracın yokuş yukarı çıkarken (yavaşlama) ve yokuş aşağı inerken ki (hızlanma) durumları dikkate alınarak anlık yakıt tüketimi dikkate alındı.

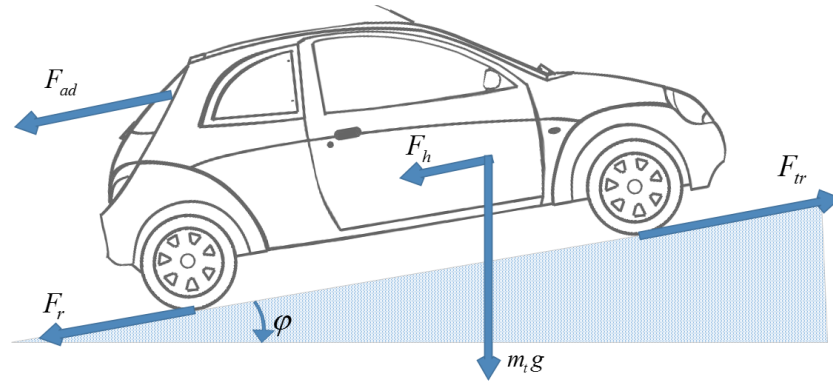
$$c = \begin{cases} \psi + \beta_1 F_{tr}v + \frac{\beta_2 ma^2v}{1000} & \text{for } F_{tr} > 0 \\ \psi & \text{for } F_{tr} \leq 0 \end{cases} \quad (2.2)$$

Denklem 2.2 'de, c hesaplanan birim zamandaki yakıt tüketimi değeridir. F_{tr} aracı hareket ettirmek için gereken çekiş kuvvetidir. Ayrıca ψ sabit rölanti yakıt oranı (genellikle 0,375 ile 0,556 arasında), β_1 birim enerji başına yakıt tüketimi (genellikle 0,09 ile 0,08 arasında), β_2 birim enerji-ivme başına yakıt tüketimi (genellikle 0,03 ile 0,02 arasında), a anlık ivme, m araç kütlesi ve v ise ortalama araç hızıdır [62].

2.5. Çekiş Kuvveti ve Hesaplanması

Bir aracın hareket edebilmesi için Şekil 2.2. 'de gösterildiği gibi araç çekiş kuvvetinin (F_{tr}) tüm direnç kuvvetlerine karşı koyması gerekmektedir. Bir araca birden fazla direnç kuvveti etki etmektedir ve kuvvetlerin net bileşkesi ile araç hareket etmektedir [63]. Şekil 2.2. incelendiğinde aracı ileri doğru hareket ettirmek için toplam çekiş kuvveti F_{tr} 'nin Denklem 2.3'de gösterildiği gibi yuvarlanma kuvveti F_r , aerodinamik kuvvet F_d , yokuş kuvveti F_h ve ivme kuvveti F_a kuvvetlerinin toplamı ile elde edilmektedir [16].

$$F_{tr} = F_r + F_d + F_h + F_a \quad (2.3)$$



Şekil 2.2. Bir araca uygulanan kuvvetlerin genel gösterimi [16]

2.5.1. Yuvarlanma Kuvveti

Yuvarlanma Kuvveti, bir aracın hareketi esnasında lastiğin deformasyonundan dolayı kaybedilen enerji değerini ifade etmektedir. Bu deformasyon lastik basıncı, çapı, malzeme bileşimi ve lastik profili gibi çeşitli faktörlerden etkilenmektedir. Yuvarlanma kuvveti bir aracın yakıt tüketiminde yaklaşık olarak %5-15 arasında etki etmektedir. Lastiğin yüzey temas alanı, üzerine etki eden ağırlığa bağlı olarak değişkenlik göstermektedir [64].

Yuvarlanma kuvveti, Denklem 2.4 'de gösterildiği gibi yuvarlanma kuvveti katsayısı c_{rr} , aracın toplam ağırlığı m_t ve yerçekimi ivmesi g ile hesaplanmaktadır.

$$F_r = c_{rr} \cdot m_t \cdot g \quad (2.4)$$

Araç ağırlığı (m_c) ve yolcu ağırlığı (m_p) enerji tüketimi önemli ölçüde etkilediği için m_t parametresi yazılırken Denklem 2.5'den hesaplanmaktadır.

$$m_t = m_c + m_p \quad (2.5)$$

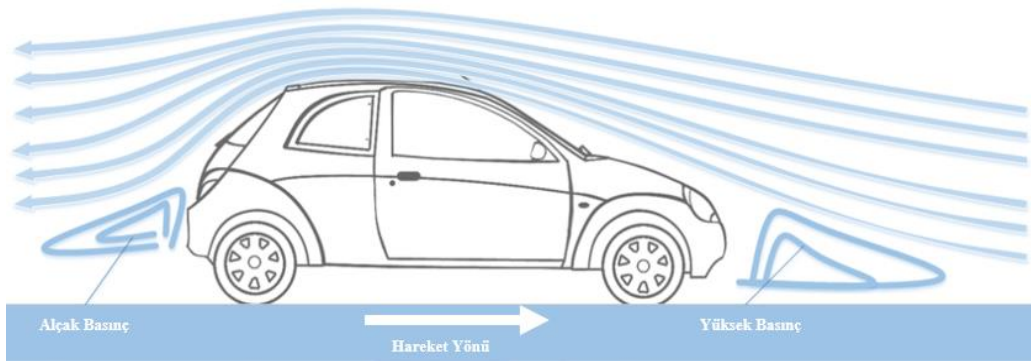
Denklemden kullanılan yuvarlanma kuvveti katsayısı c_{rr} , tekerlekte kullanılan malzeme, tekerlek basıncı, sıcaklık, tekerlek ve yol tasarım parametreleri gibi birçok faktöre bağlı olarak değişkenlik göstermektedir [16]. Değişkenlik gösteren yuvarlanma direnci katsayılarından bazıları tablo 2'de gösterilmiştir.

Tablo 2. Farklı durumlar için kullanılan yuvarlanma kuvveti katsayısı [65]

Yol Yüzeyi	Yuvarlanma Kuvveti Katsayısı
Beton, Asfalt (Araba Lastiği)	0.013
Çakıl (Araba Lastiği)	0.02
Asfaltsız Yol (Araba Lastiği)	0.05
Toprak (Araba Lastiği)	0.1-0.35
Beton, Asfalt (Kamyon Lastiği)	0.006-0.01

2.5.2. Aerodinamik Kuvvet

Aerodinamik sürüklenme, çevredeki hava akımının araç yüzeyine viskoz sürtünmesi ve hava akışının ayrılması sonucu aracın ön ve arkasında oluşan basınç farkı nedeniyle hava akışının ayrılması sonucu gerçekleşmektedir [66, 67].



Şekil 2.3. Bir aracın sürüklenmesi [16]






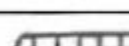


Bir araca etki eden aerodinamik kuvveti hesaplamak için Denklem 2.6 kullanılmaktadır.

$$F_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \cdot C_d \quad (2.6)$$

Denkleimde kullanılan parametreler sırasıyla; ρ havanın yoğunluğu (kg/m^3), v araç hızı (m/s), A ön alan (m^2) ve C_d hava direnci katsayısıdır. Bir yolcu aracı için direnç katsayısı 0.25-0.45 alınabilir [66].

Hava direnci katsayısı, bir aracın aerodinamik kuvvetini ifade ederken ve farklı şekillerdeki araçları karşılaştırmada kullanılan boyutsuz bir katsayıdır. Hava direnci katsayısı, araçların boyutlarından ve hızlarından bağımsız olarak değerlendirilir. Aerodinamik kuvvet, bir aracın hava ile direkt olarak karşılaştığı ön alan ile doğrudan bağlantılıdır ve bu ön alan genellikle 1,5 ile 2,6 m^2 arasında değişmektedir.

Bir aracın alanının küçültülmesi araç içi konforunu olumsuz etkileyebileceğinden dolayı aerodinamik iyileştirmeler çoğunlukla hava direnç katsayısı C_d değerinin düşürülmesine yöneliktir. Araçların aerodinamik performansını artırabilmek için araç tasarımlarını doğrusal akım esnasından en az bozuntu sağlayan yapı olan damla formuna yaklaştırılmaya çalışılmaktadır [68].

Görsel	Taşıt	C_D
	Açık spor	0,5-0,7
	Pikap	0,5-0,6
	Arka uzun	0,4-0,55
	Farlar, arka tekerlekler yedek lastik gövde içinde kama biçimli gövde	0,3-0,4
	En avantajlı aerodinamik biçim	0,15-0,20
	Otobüs	0,6-0,7
	Kamyon, treyler	0,8-1,5
	Motosiklet	0,6-0,7

Şekil 2.4. Bazı taşıtların hava direnci katsayıları [68]

2.5.3. Yokuş Kuvveti

Araçlarda yokuş kuvveti, aracın eğimli bir yolda yokuş yukarı veya aşağı doğru hareketi esnasında, özellikle yokuş yukarı hareket ederken aracın kütle kuvveti dikkate alınarak hesaplanmaktadır. Yokuş kuvveti F_h , aracın ileri hareketine karşıdır ve çekiş kuvveti ile ortadan kaldırılması gerekir. Denklem 2.7’de görüldüğü gibi aracın toplam kütlesi (mt), yerçekimi ivmesi (g) ve yolun eğim açısı (α) ile birlikte yokuş kuvvetinin hesaplanması sağlanır [16].

$$F_h = \pm mt \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (2.7)$$

Denklemde belirtilen pozitif (+) değerler aracın yokuş tırmandığını, negatif (-) değerler ise aracın yokuş inişi ifade etmektedir [69].

2.5.4. İvme Kuvveti

Newton’un ikinci yasasına göre, bir aracın hızını artırmasında ya da azaltması esnasında araca hareketine göre ters yönde bir atalet kuvveti etki etmektedir. İvme, aracın hız değişimini ifade eder ve aracın ilk hareketlenmesi veya frenlemesi esnasında ortaya çıkar ve atalet kuvvetleri oluşan bu ivmenin ters yönünde hareket eder. Dolayısıyla ivmeden kaynaklı oluşan kuvvetler genellikle “atalet dirençleri” olarak tanımlanabilmektedir. İvme kuvveti hesabı Denklem 2.8 ile hesaplanmaktadır [63].

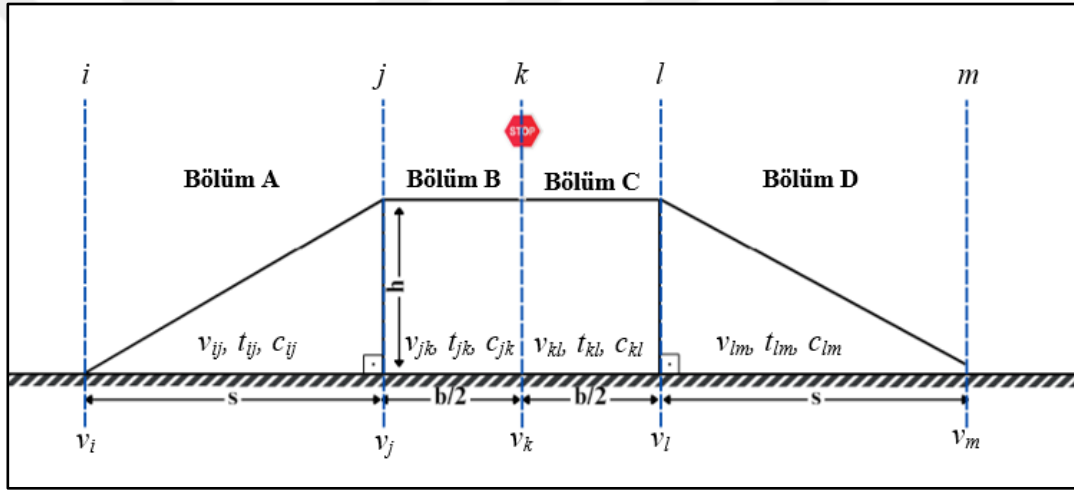
$$F_a = mt \cdot a \quad (2.8)$$

2.6. Yakıt Tüketim Modelinin Uyarlanması

Rejeneratif Frenleme Eğiminin performansını incelemek için Şekil 2.1.’de görüldüğü gibi bir dur işaretini dikkate alarak aracın yokuş yukarı çıkarken, düz ilerken, dur işaretinden sonra tekrar hızlanması ve yokuş aşağı inmesi esnasındaki yakıt tüketimi hesaplandı. Ayrıca yakıt tüketiminin Rejeneratif Frenleme Eğimli ve Rejeneratif Frenleme Eğimsiz yolda performansı sonuçları kıyaslanarak incelendi.

2.6.1. Yakıt Tüketiminin Rejeneratif Frenleme Eğim Yöntemine Uyarlanması

Çalışmanın Rejeneratif Frenleme Eğimine uyarlanması Şekil 2.5.'de görüldüğü gibi A, B, C ve D bölümlerine sınıflandırılarak incelendi. A, B, C ve D bölümlerinin eğimli ve düz yollardan oluşması nedeniyle tüm bu bölümlerde v ve F_{tr} değerleri farklı olacağı için ayrı ayrı hesaplandı ve yakıt tüketim değerleri incelendi. Örneğin yokuş kuvveti F_h değeri Bölüm A ve D için dikkate alındı fakat Bölüm B ve C için herhangi bir etkisi olmadığı için dikkate alınmadı. Aynı şekilde araç hızı tüm bölümlerde eğim nedeniyle ve trafik işareti nedeniyle değişiklik göstereceği için ivme kuvveti F_a 'da tüm bölümler için farklı değerlere sahiptir.



Şekil 2.5. Yakıt tüketiminin rejeneratif frenleme eğim yöntemine uyarlanması

Şekil 2.5. 'de görüldüğü gibi araç hızı, hız değerlerinde değişiklik bulunacağı noktalar v sembolü ile gösterilmektedir. Ayrıca A, B, C ve D bölümlerinin ortalama hızı, harcanan süresi ve yakıt tüketim değerleri ilgili bölümün ilk ve son noktaları dikkate alınarak sırasıyla v , t ve c sembolleri ile gösterilmektedir.

Şekil 2.5. 'de gösterilmekte olan eğim modelinde yokuş kuvveti F_h yalnızca, yokuş yukarı çıkarken A bölümünde ve yokuş aşağı inerken D bölümünde bir değere sahip olacağı için çekiş kuvveti F_{tr} 'ye sadece bu iki bölümde etki etmektedir. Araç A bölümünde mekanik fren ve yokuş kuvveti F_h yardımıyla yavaşlamaya başlar. Ancak D bölümünde F_h aracın hızlanmasına yardımcı olmaktadır.

B bölümü, trafik levhası olan dur işaretinden hemen önceki düz yol olan j ve k noktaları arasında tanımlanmaktadır. C bölümü ise trafik levhası olan dur işaretinden hemen sonraki düz yol olan k ve l noktaları arasında tanımlanmaktadır. Araç, C bölümünde hızlanmaya başlar.

Araç hızı değeri, eğimli yolda yokuş yukarı çıkmadan önceki ve eğimli yolda yokuş aşağı indiği andaki limit hız değeri v_l olarak kabul edildi. Bu nedenle v_i ve v_m hız değerleri v_l limit hız değerine eşittir. Araç, k noktasında trafik işareti nedeniyle durmak zorunda olduğu için araç hızı bu noktada $v_k = 0$ 'dır. Ayrıca, j ve l noktalarındaki hız değerleri v_j ve v_l değerleri sırasıyla denklem (2.9) ve (2.10) ile hesaplandı.

$$v_j = \sqrt{v_i^2 + 2d \frac{s}{\sin \phi}} \quad (2.9)$$

$$v_l = \sqrt{2 a b/2} \quad (2.10)$$

Denklem (2.9) ve (2.10) da verilen d ve a değerleri sırasıyla aracın yavaşlaması ve hızlanması anında kullanılan değerlerdir. Ayrıca A, B, C ve D bölümleri için ortalama hız değerleri ilgili bölümdeki başlangıç anındaki ve son andaki hızları kullanılarak hesaplanmaktadır. Örneğin, A bölümü için denklem (2.11) de verilen v_{ij} ortalama hız değeri, v_i ve v_j hız değerlerinden elde edildi.

$$v_{ij} = \frac{v_i + v_j}{2} \quad (2.11)$$

İlgili bölümlerin ortalama hızları hesaplandı ve daha sonrasında bu hız değerleri yakıt tüketimi ve çekiş kuvvetinin hesaplanmasında ilgili denklemlerde kullanıldı. Ayrıca aracın A, B, C ve D bölümlerinde harcadığı süre yakıt tüketimini de etkileyeceği için aracın harcadığı süreler hesaplandı. A bölümü için harcanan süre Denklem (2.12) 'de gösterildiği gibi hesapladı.

$$t_{ij} = \int_{v_i}^{v_j} \frac{dv}{d} \quad (2.12)$$

Son durumda yakıt tüketimi hesaplanması için örnek olarak A bölümü i ve j noktaları için Denklem (2.13) deki gibi hesaplandı.

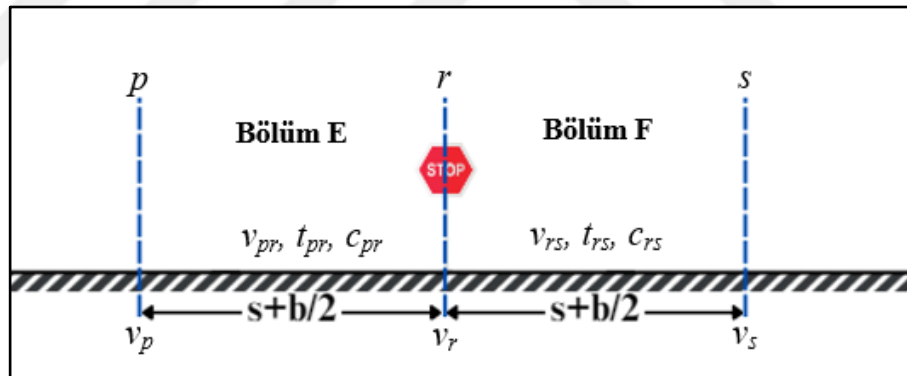
$$c_{ij} = \int_{t_i}^{t_j} c dt \quad (2.13)$$

Aynı hesaplama yöntemleri tüm bölümler ve noktalar için kullanılarak c_{jk} , c_{kl} , c_{lm} değerleri elde edildi. Rejeneratif Frenleme Eğim Yöntemindeki toplam yakıt tüketimi olan C_{RFE} Denklem (2.14) ile hesaplandı.

$$C_{RFE} = c_{ij} + c_{jk} + c_{kl} + c_{lm} \quad (2.14)$$

2.6.2. Yakıt Tüketiminin Rejeneratif Frenleme Eğim Yöntemi Olmadan Düz Yola Uyarlanması

Rejeneratif Frenleme Eğim yönteminin farkını görebilmek adına Şekil 2.6.'da görüldüğü gibi bir düz yol üzerinde dur işareti dikkate alındı. Bu düz yol üzerinde dur işaretinden önceki kısım E bölümü ve dur işaretinden sonraki kısım ise F bölümü olmak üzere iki bölüme ayrılmıştır. Bu düz yol içinde Başlık 2.6.1. 'de Rejeneratif Frenleme Eğim yöntemi için hesaplanan adımlar uyarlanarak benzer bir model çalışması yapıldı.



Şekil 2.6. Yakıt tüketiminin eğimsiz düz yola uyarlanması

Şekil 2.6.'da E bölümü p ve r noktaları arasında, F bölümü ise r ve s noktaları arasında yer almaktadır. Araç p noktasından itibaren yavaşlamaya başladığı için p noktasındaki hız değeri v_p , limit hız değeri v_l 'ye eşittir. Aynı şekilde araç r noktasından s noktasına kadar hızlanmaya başladığı için s noktasındaki hız değeri v_s , limit hız değeri v_l 'ye eşittir. Araç r noktasında iken dur işareti nedeniyle durduğu için bu noktadaki hız değeri v_r sıfıra eşittir.

E bölümünde hızla gelen araç sadece mekanik fren yardımıyla yavaşlamaya başlamaktadır. F bölümünde ise araç F_{tr} yardımı ile tekrardan hızlanmaya başlamaktadır.

Dolayısıyla bu bölümde ortalama hız değeri v_p ve v_r hız değerlerini kullanarak hesaplanır. E bölümü için harcanan süre Denklem (2.15) ile elde edilmektedir. Denklem (2.16) ise harcanan süre sonucundaki yakıt tüketimi değeri hesaplanmaktadır.

$$t_{pr} = \int_{v_p}^{v_r} \frac{dv}{d} \quad (2.15)$$

$$c_{pr} = \int_{t_p}^{t_r} c \, dt \quad (2.16)$$

F bölümü ise r ve s noktaları arasında bulunan trafik levhası ile durduğu daha sonrasında hızlanmaya başladığı bölüm olarak tanımlanmaktadır. F bölümü için ortalama hız değeri v_r ve v_s hız değerleri kullanılarak Denklem (2.17) de r ve s noktaları arasında harcanan süre hesaplanmaktadır. F bölümünde harcanan yakıt tüketimini ise Denklem (2.18) ile hesaplanarak bulunmuştur.

$$t_{rs} = \int_{v_r}^{v_s} \frac{dv}{d} \quad (2.17)$$

$$c_{pr} = \int_{t_r}^{t_s} c \, dt \quad (2.18)$$

Düz bir yoldaki yolculuk süresi de hesaplanarak düz yol için harcanan yakıt tüketimi c_f değeri de elde edilmektedir. Denklem (2.19) ile aracın birim zaman başına yokuş yukarı çıkması (c_u), düz yolda ilerlemesi (c_f) ve yokuş aşağı inmesi (c_d) esnasındaki yakıt tüketim miktarları hesaplanmıştır. Denklemde verilen t_1 - t_2 arası aracın yokuş yukarı çıkışı, t_2 - t_3 arası düz yolda sürüşü ve t_3 - t_4 arası ise yokuş aşağı inişi sırasında geçen zaman aralığıdır.

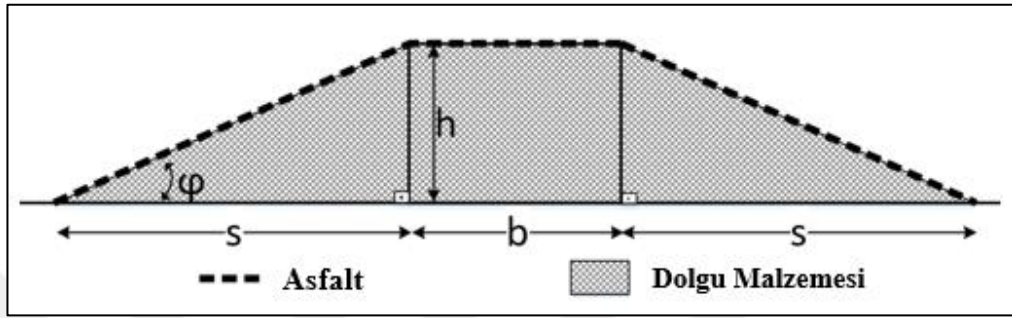
$$C = \int_{t_1}^{t_2} c_u \, dt + \int_{t_2}^{t_3} c_f \, dt + \int_{t_3}^{t_4} c_d \, dt \quad (2.19)$$

2.7. Yol Yapım Maliyetinin Hesaplanması

Tez çalışmasında hesaplanacak olan yol yapım maliyeti ile birlikte Rejeneratif Frenleme Eğimli yol inşaatının boyutunu ve maliyetini en aza indirmek dikkate alınacaktır. Şekil 2.7. 'de görüldüğü gibi asfalt ve dolgu malzemesi için malzemelerin inşaatı için yapım maliyetleri de dikkate alınarak Denklem (2.20) 'de yol yapım maliyeti hesaplaması yapılmıştır.

$$P = p_a w (s + b) + p_f h w(s + b) \quad (2.20)$$

Denklem (2.20) 'de P değeri Rejeneratif Frenleme Eğimi için gerçekleştirilecek yol yapım maliyetindeki toplam yol maliyeti, w değeri yol genişliği, P_a değeri m^2 başına asfalt inşaatı yapımı maliyeti ve P_f değeri m^3 başına dolgu malzemesi inşaatı yapımı maliyeti fiyatıdır. Yol topolojisindeki kullanılan diğer parametreler s , b ve h değerleri Şekil 2.7. 'de gösterilmektedir.



Şekil 2.7. Rejeneratif frenleme eğimi yol yapımı modellenmesi

2.8. Çok Amaçlı Optimizasyon Yöntemi

Optimizasyon, bir sistemi, süreci veya tasarımı en iyi hale getirmeyi amaçlayan bir yaklaşımdır. Matematiksel veya hesaplamalı yöntemlerden faydalanılarak kaynakların en etkin ve verimli şekilde kullanılmasını hedefler. Kullanılan bu yöntemler genellikle yüksek kâr, en düşük maliyet, en yüksek verimlilik gibi belirli hedeflere ulaşabilmek için sistemin, sürecin veya tasarımın iyileştirilmesine odaklanır. Optimizasyon kavramı endüstri, mühendislik, ekonomi, lojistik gibi çeşitli alanlarda kullanılarak uygulanabilmektedir [70].

Optimizasyon uygulamalarını ve çalışmalarını problemlerin özelliklerine göre çeşitli alanlarda kategorize etmek mümkündür. Bunların arasından en ayırt edici olanı ise amaç fonksiyonlarının sayısına göre sınıflandırmaktır [71]. Gerçek hayatta birden çok amaca sahip olan optimizasyon problemleriyle sıkça karşılaşmaktadır. Çok sayıda amacın eş zamanlı olarak optimize edilmesine çok amaçlı optimizasyon problemleri denilmektedir. Çok amaçlı problemler, tek amaçlı problemlere kıyasla karmaşık ve zor bir çözüm süreci içermektedir. Tek amaçlı optimizasyon problemlerinde matematiksel olarak yerel minimum veya maksimum noktaları çözüm için en iyi değerler olarak kabul edilir. Ancak bazı durumlarda en iyi çözüme ulaşmak her zaman mümkün olmamaktadır. Literatür

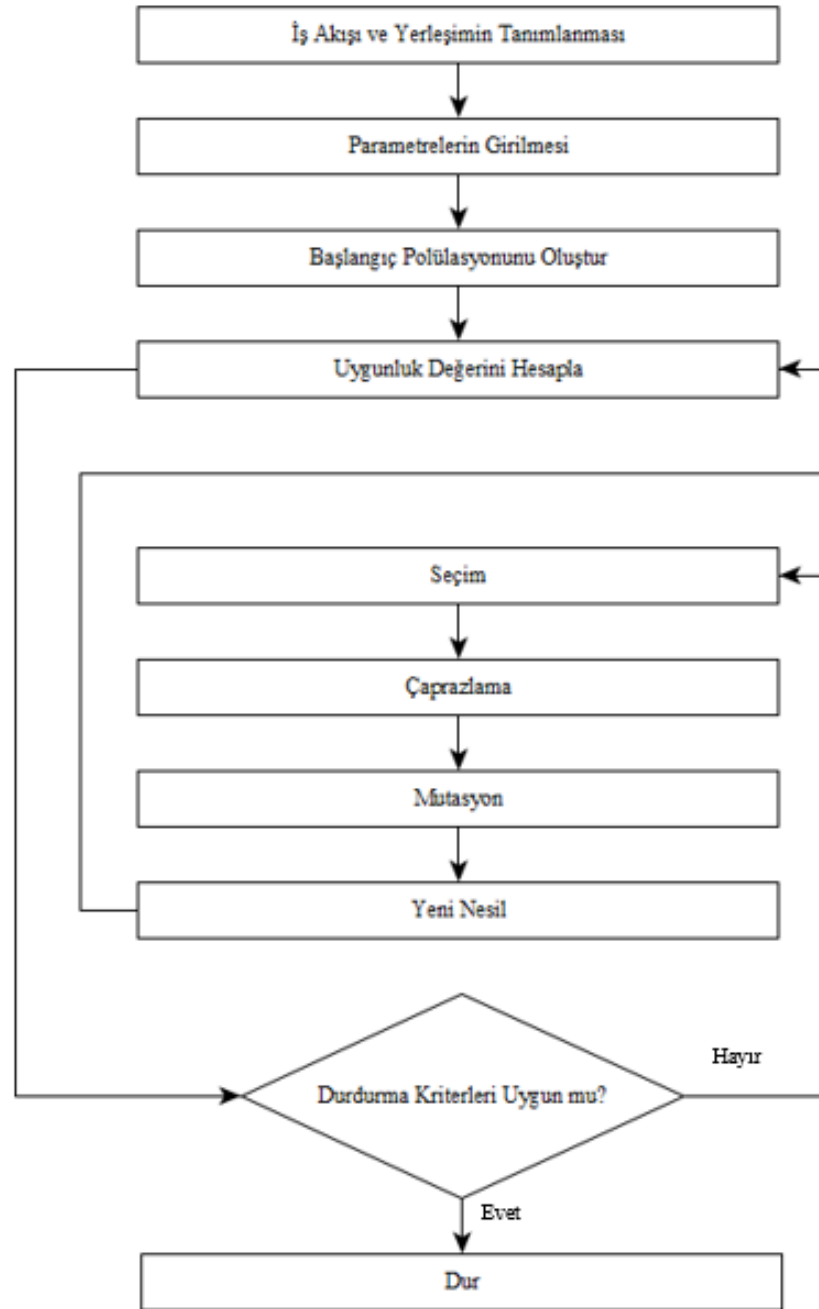
çalışmalarına bakıldığı zaman çok amaçlı optimizasyon problemlerini çözmek için en etkili yöntemlerden Baskın Sıralı Genetik Algoritma-II (NSGA-II) kullanılmaktadır [72].

Çalışma prensibi incelendiği zaman algoritmada kullanılmakta olan kavramlar biyolojik kavramlara benzer anlamda kullanılmaktadır. Doğal yaşamda popülasyonlar bir araya gelen bireylerden oluşmaktadır. Genetik algoritmada da çok sayıda bireyin birleşimi ile popülasyonlar, başka bir deyişle birçok olası çözüm adaylarının bir araya gelmesi sağlanmaktadır. Çözüm adayları, probleme uygun şekilde kodlanmış diziler olarak tutulurlar. Tutulan diziyi oluşturan her bir eleman birey olarak adlandırılır ve her birey arama uzayındaki bölgeyi temsil eder.

Genetik algoritmada başlangıç bireyleri genellikle rastgele olarak üretilirler ancak bu bir zorunluluk değildir. Özellikle çok fazla kısıtlı optimizasyon problemlerindeki başlangıç bireylerin oluşturulması esnasında belirli kısıtlara dikkat edilerek daha iyi adayların oluşturulabilmesi mümkündür. Her bireyin, uygunluk fonksiyonu işlemiyle değerlendirilmesi sonucu, çözümün optimal çözüme ne derecede yaklaştığını gösteren bir uygunluk değeri belirlenir. Başlangıç popülasyonu oluşturulmuş genetik algoritma üç evrim operatörüyle çalışır. Bunlar; seçim, çaprazlama ve mutasyon operatörleridir.

Seçim işlemi, bir popülasyondaki bireyler arasından uygunluk değerine bağlı olarak yeni bireylerin oluşturulması için ebeveyn birey seçmesi aşamasıdır. Çaprazlama ile seçilen ebeveyn bireylere ait kromozomların belirli yerlerinin karşılıklı olarak yer değiştirmesi ve böylelikle yeni özelliklere ait bireylerin oluşması sağlanır. Mutasyon işleminde ise yeni oluşan bir bireyin kromozomlarından herhangi birinin bir genini mutasyon olasılığına bağlı olarak değiştirilmesi sağlanır. Genetik algoritmanın performansını etkileyen unsurlardan bir diğeri de problem parametreleridir. Bu parametreler genel olarak popülasyon büyüklüğü, çaprazlama tipi ve olasılığı, mutasyon tipi ve olasılığı, nesil sayısı ve seçim operatörünün tipidir.

Genetik algoritma adımlarını sonlandırmak için çeşitli yöntemler mevcuttur. Bu yöntemler; algoritma çalışırken istenilen çözüm bulunduğunda, başlangıçta belirlenen toplam iterasyon sayısına ulaştığında veya uygunluk değeri sürekli olarak sabit kaldığı anda elde edilen en iyi bireyin temsil ettiği çözüm problemin en uygun çözümü olarak kabul edilir [73].



Şekil 2.8. Genetik algoritmanın genel akış diyagramı [73]

Literatüre bakıldığında çok amaçlı optimizasyon yöntemlerine farklı çalışma alanlarında yaygın olarak faydalandığı görülmektedir:

Tural (2020), yapmış olduğu çalışmada Metro İstanbul araçlarının planlamasını optimize ederek enerji kazanımını maksimum seviyeye çıkarmak amaçlanmıştır. Rejeneratif frenleme ile elektromanyetik frenleme yapan trenlerin ürettiği kinetik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürerek oluşan bu enerjiyi hatta hareket etmeye hazır olan diğer trenlere

aktarılarak hareketleri sağlanacaktır. Trenlerin istasyonlarda bekleme sürelerinde düzenleme yaparak enerji kazanımını artırmak için genetik algoritmalar kullanılmıştır. Çalışmada, her tekrar sonunda en uygun birkaç elit birey gelecek nesle aktarılırken, diğer bireyler çaprazlama ve rastgele üretim yoluyla oluşturulmuştur. Belirli durumlarda agresif mutasyon işlemleri uygulanmıştır. Sonuç olarak, bu yöntemle %78 oranında rejeneratif enerji kazanımı sağlanmış, bu da referans alınan çalışmaya göre %30 daha yüksek bir iyileşme oranıdır [74].

Özkan ve Genç (2021) yaptığı çalışmada, dünyada artan enerji talebini karşılamak amacıyla daha verimli küçük bir rüzgar türbini geliştirmeyi hedefleyerek Faz II rüzgar türbini kanadına çok amaçlı bir yapısal optimizasyon çalışması gerçekleştirmiştir. Çalışmada, yeni bir Baskın Olmayan Sıralama Genetik Algoritması (NSGA-II) uygulanmış ve kompozit malzeme tipi ile spar cap katman sayısını tasarım parametreleri olarak belirleyerek kanadın kütlesini ve maliyetini minimize etmeye çalışılmıştır. Tasarım kısıtları ise deformasyon, gerinim, gerilme, doğal frekans ve başarısızlık olarak dikkate alınmıştır. Çalışma sonucunda, NSGA-II algoritması ve FSI modeli kullanılarak aerodinamik optimizasyon için uyarlanmış çok amaçlı yapısal optimizasyonla yeni bir orijinal kanat tasarlanmıştır. Optimize edilen üç farklı kanadın ağırlıkları önemli ölçüde azaltılırken maliyetlerinde artış meydana gelmiştir. Bu çok amaçlı yapısal optimizasyon temelli çalışma, üretim için istenen ağırlık ve maliyete ulaşmak amacıyla kanadın kompozit konfigürasyonunun değiştirilebileceğini göstermektedir [75].

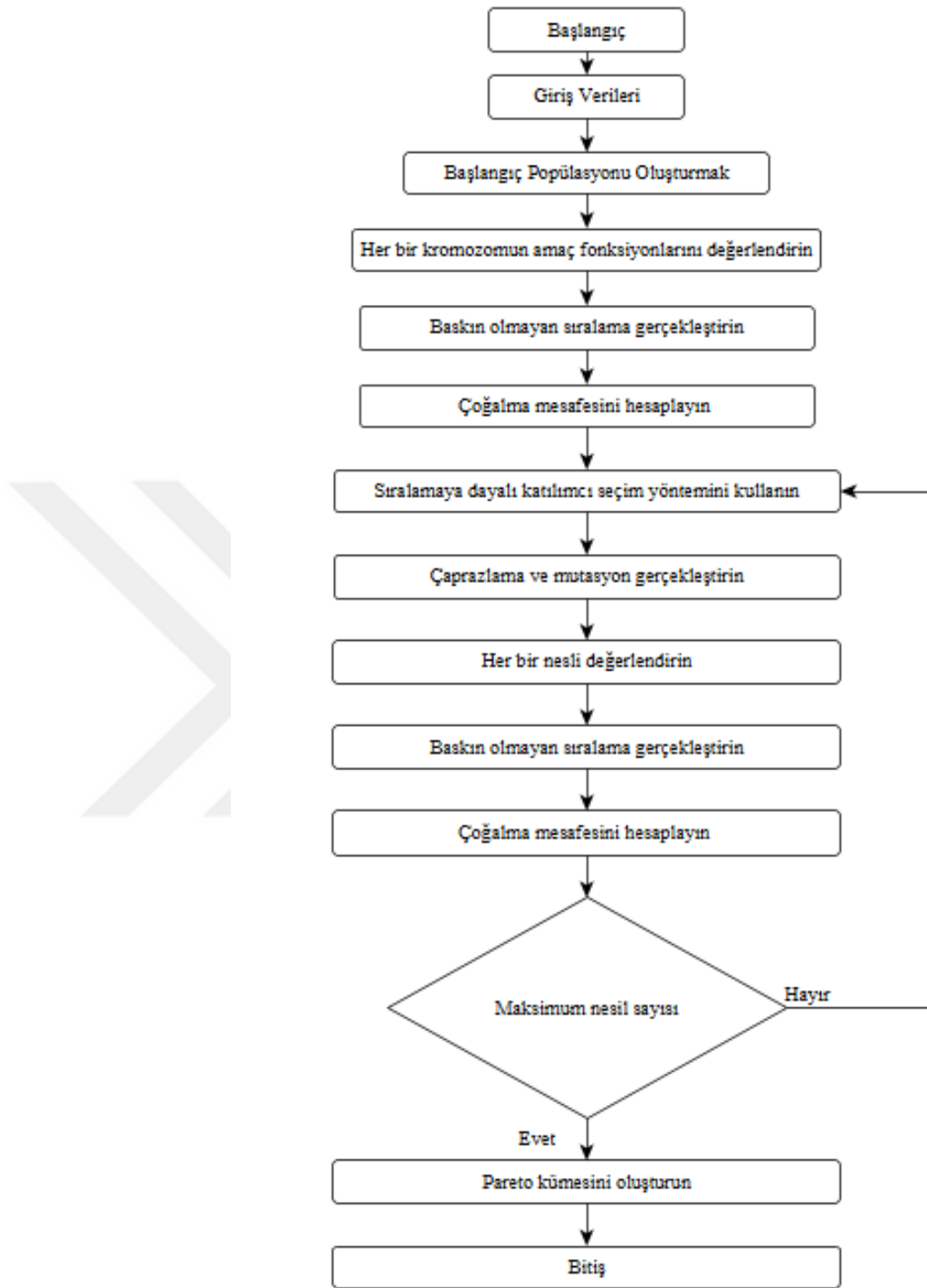
Sabaghzadeh ve Khansari (2022), yapmış oldukları çalışmada havacılıkta yaygın olarak kullanılan katı yakıtlı fırlatma aracı için en iyi tasarımı bulabilmek adına çok amaçlı optimizasyon ilkelerinden faydalanmıştır. Burada optimizasyon ile en iyi tasarıma ulaşmak için mevcut ekipman, kısıtlamalar ve altyapısını dikkate alınmıştır. Üretim yetenekleri ve tesislere bağlı olarak özelleştirilmiş görevler için en optimum fırlatma aracı tasarımı için NSGA-II yöntemi ele alınmıştır. Aracın optimum tasarımı, akıllı algoritmalar ve teknolojik olanaklar ve sınırlamalar uygulanarak gerçekleştirilmiştir ve sonuç olarak mevcut optimizasyon yönteminin fırlatma aracını teknolojik sınırlamalara göre tasarlanabildiğini göstermiştir [76].

Karaca (2020) çalışmasında trafikteki araç sayısının artmasıyla oluşan trafik sıkışıklığı, araçların beklemesiyle oluşan süre kayıplarını ve sera gazı salınımını minimuma

indirmeyi amaçlamıştır. Çalışmasında Şehirçi Hareketlilik Simülasyonu yazılımını kullanmıştır. Optimizasyon işlemi için tek amaçlı ve çok amaçlı algoritmalarından yararlanmıştır. İlk olarak trafikteki hareketin trafik sıkışıklığına ve sera gazı emisyonlarına etkilerini açıklamak için tek kavşaklı modeli incelemiş sonrasında ise gerçek hayata uyarlanabilmesi için çok kavşaklı modeli inceleyerek trafik ışık sürelerini optimize etmiştir. Çalışmada, Çok amaçlı optimizasyon algoritmaları olarak Baskılanmayanları Sıralayan Genetik Algoritma II (NSGA-II) ile Ayrıştırımlı Çok Amaçlı Evrimsel Algoritma (MOEA/D) seçilmiştir [77].

Bu tez çalışmasında ise yol topolojisini optimize etmek için yol yapım maliyeti, yakıt tüketimi ve rejeneratif frenleme enerjisi gibi bazı önemli kriterlerin göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Yol topolojisi optimizasyonu için birden fazla amaç dikkate alınacağı için en uygun çözüm kümesine ulaşabilmek için NSGA-II metodu uyarlanmıştır. Burada amaç, dikkate alınan amaç fonksiyonlarına dayalı bir pareto seti çözümü elde etmektir.

Rejeneratif Frenleme Eğimi yol topolojisi modellenmesine uygulanan NSGA-II optimizasyon algoritmasının prensibi Şekil 2.9.'da gösterilmektedir. Modellemede dikkate alınan tüm optimizasyon parametreleri açıklanmaktadır.



Şekil 2.9. NSGA-II akış şeması

2.8.1. Optimizasyon Yöntemindeki Karar Değişkenleri

Rejeneratif frenleme eğimi yol topolojisinde anahtar rol oynayan karar değişkenleri Şekil 2.1. 'de gösterildiği gibi, s (eğimli yol uzunluğu), b (düz yol uzunluğu) ve h (yükseklik) olarak seçilmiştir.

2.8.2. Optimizasyon Yöntemindeki Amaç Fonksiyonları

Bu tez çalışmasında üç farklı amaç fonksiyonunu ele almaktadır. Optimizasyon aracının sağladığı esneklik sayesinde amaç fonksiyonlarından herhangi iki amaç ya da üç amaçta modelleme için dikkate alınabilecektir.

İlk amaç Denklem (2.21) 'de görüldüğü harcanan enerji miktarını sembolleyen Q_E değerinin minimize edilmesidir. Bu değer sadece h karar değişkenine bağlıdır. Burada amaç Q_E değerini minimum değerine indirerek, maksimum rejeneratif frenleme enerjisi elde etmektir.

$$\text{Min } Q_E(h) = 1/E \quad (2.21)$$

Burada E harcanan enerji miktarını göstermektedir.

İkinci amaç, minimum yakıt tüketimi ve buna bağlı olarak minimum karbon emisyonları elde etmek için Denklem (2.22) 'de görüldüğü gibi s , b ve h karar değişkenlerine bağlı olan toplam yakıt tüketimini sembolize eden Q_c 'yi en aza indirmektir.

$$\text{Min } Q_c(s, b, h) = C \quad (2.22)$$

Son olarak üçüncü amaçta ise, Denklem (2.23) 'de görüldüğü gibi s , b ve h karar değişkenlerine bağlı olarak yol yapımının başlangıç maliyeti Q_p minimize edilecektir. Böylece Pareto çözüm kümesinde daha küçük boyutlardaki inşaat yapıları oluşabilecektir.

$$\text{Min } Q_p(s, b, h) = P \quad (2.23)$$

2.8.3. Optimizasyon Yöntemindeki Kısıtlamalar

Yapılacak olan tez çalışmasında amaç fonksiyonlarının belli bir değer aralığında kısıtlanması aşağıdaki eşitsizlikler ile sağlanmaktadır.

$$s_{\min} \leq s < s_{\max}$$

$$b_{\min} \leq b < b_{\max}$$

$$h_{\min} \leq h < h_{\max}$$

$$F_{tr,u} < 0$$

$$F_{tr,d} > 0$$

Burada s , b ve h karar değişkenleri için verilen denklemler yol inşaatına bağlı olarak kullanıldı. Çekiş Kuvvetini sembolleyen F_{tr} 'ye bağlı olan denklemler ise enerji korunumu için kullanıldı. Rejeneratif frenleme eğim yönteminde aracın yokuş yukarı çıkması esnasında yakıt tüketimi istenmediği için çekiş kuvveti $F_{tr,u}$ negatif değer alacaktır. Aynı şekilde aracın yokuş aşığı inmesi esnasında eğim istenilen hızlanma değerinde olamayabileceği göz önünde bulundurularak aracın ivmelenmesi için çekiş kuvvetinin $F_{tr,d}$ pozitif olması gerekmektedir.



3. BÖLÜM

ÖRNEKLEM ÇALIŞMALAR

3.1. Giriş

Geliştirilen Rejeneratif Frenleme Eğim Yönteminin uygulanabilirlik performansını gözlemlemek ve değerlendirebilmek adına farklı araçlar üzerinde iki farklı örnek çalışma gerçekleştirilecektir. Bu iki farklı araç için hız değerleri sabit tutularak sadece ağırlıkları değiştirilerek sonuçları gözlemlenecektir.

Optimizasyon performansını incelemek için 3 farklı amaç ele alınmıştır;

- Birinci amaç, maksimum bir rejeneratif frenleme enerjisi elde etmek,
- İkinci amaç, minimum yakıt tüketimi ve karbon emisyonları elde etmek,
- Üçüncü amaç ise yol yapım maliyetlerini minimize etmektir.

Tablo 3.1 'de iki örnek çalışma için hesaplamalar sırasında ortak kullanılan sabit parametreler gösterilmektedir. Rejeneratif Frenleme Eğim Yönteminin tüm araçlara uygulanabilir bir sistem olması istendiği için verilen parametreler ortalama bir araç özellikleri dikkate alınarak belirlenmiştir. Tablo 3.1 'de verilen değerler aracın yokuş yukarı çıkması, düz yolda ilerlemesi, dur işareti ile durması, düz yolda tekrar ilerlemesi ve yokuş aşağı inmesi esnasındaki kuvvetlerini ve hız değişimlerini hesaplamak için kullanılmıştır. Yakıt tüketiminin hesaplanmasında kullanılan sabit parametreler D. P. BOWYER ve ark. (1985) [62] çalışmalarında kullandıkları hesaplama modelinden elde edilmiştir.

Tablo 3.1 Örnekleme çalışmalarında kullanılan sabit parametreler

Parametre	Değer	Birim	Açıklama
v_l	50	km/h	Limit Hız
ρ_a	1.2	kg/m ³	Hava Yoğunluğu
w	8	m	Yol Genişliği
a_{av}	0.68	m/s ²	Hızlanma İvmesi
d_{av}	-0.88	m/s ²	Yavaşlama İvmesi
p_a	85	€/m ²	Asfalt Yapımı Maliyeti
p_f	65	€/m ³	Dolgu Malzemesi Maliyeti
ψ	0.4	mL/s	Rölanti Yakıt Oranı
β_1	0.09	mL/kJ	Birim Enerji Başına Yakıt Tüketimi
β_2	0.025	mL/(kJ m/s ²)	Birim Enerji-İvme Başına Yakıt Tüketimi

Tablo 3.2 'de ise iki farklı örnek çalışma için ortak kullanılacak olan çok amaçlı optimizasyon parametreleri gösterilmektedir. Tabloda verilen değerler optimizasyon performansını doğrudan etkileyen ana parametrelerdir. Çalışmalar boyunca popülasyon sayısı NO_{pop} , jenerasyon sayısı NO_{gen} , çaprazlama olasılığı pr_c gibi parametreler algoritmanın etkinliğini ve sonuçların birbirine yakınmasında önemli bir değişim sağladığı görülmüştür.

Tablo 3.2 Optimizasyon yönteminde kullanılan sabit parametreler

Parametre	Değer	Açıklama
NO_{pop}	5	Popülasyon Sayısı
NO_{gen}	1000	Jenerasyon Sayısı
pr_c	0.5	Çaprazlama Olasılığı
pr_m	0.5	Mutasyon Olasılığı

3.2. Binek Araç Örneklem Çalışması

Binek Araç Örneklem Çalışmasında rejeneratif frenleme eğim yönteminin uygulanmasında tüm amaç fonksiyonları dikkate alınarak aşağıdaki kısıtlamalar altında incelenmiştir. Verilen kısıtlamalar tüm araçlar için uygulanabilecektir.

- $5 \leq s < 30$,
- $2 \leq h < 10$,
- $5 \leq b < 15$,
- $F_{tr}, u < 0$,
- $F_{tr}, d > 0$ şeklindedir.

Tablo 3.3 'de verilen parametreler gerçeğe yakın bir binek araç özellikleri dikkate alınarak verilmiştir. Binek Araç Örneklem Çalışması için Tablo 3.1 ve Tablo 3.2 'deki parametreler dikkate alınarak sonuçlar elde edilmiştir.

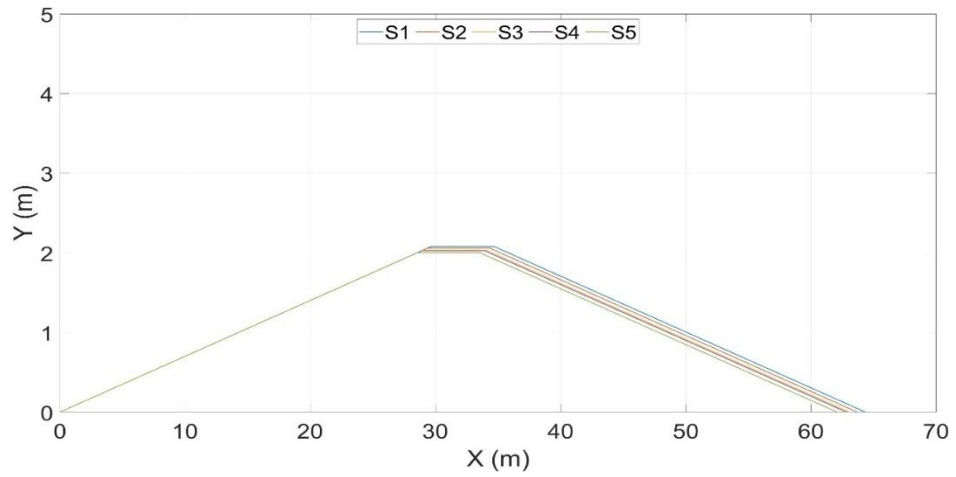
Tablo 3.3. Binek araç için kullanılan sabit parametreler

Parametre	Değer	Birim	Açıklama
m_v	1500	kg	Binek Araç Kütlesi
A_f	2	m^2	Binek Araç Ön Alanı
C_{dr}	0.5	-	Binek Araç Aerodinamik Sürüklenme Katsayısı

3.2.1. Binek Araç Örneklem Çalışması Sonuçları

3.2.1.1. Frenleme Enerjisi-Yol Yapım Maliyeti İncelenmesi

Binek araç örneklem çalışmasından elde edilen yol topolojileri aşağıdaki görülmektedir. Gerçekleşen optimizasyon sonucunda S1, S2, S3, S4 ve S5 olmak üzere 5 farklı yol topolojisi elde edilmiştir. Şekil 3.1. ve Tablo 3.4. 'te görüldüğü gibi elde edilen yol topolojileri sonuçları S1, S2, S3, S4 ve S5 'teki gibidir.

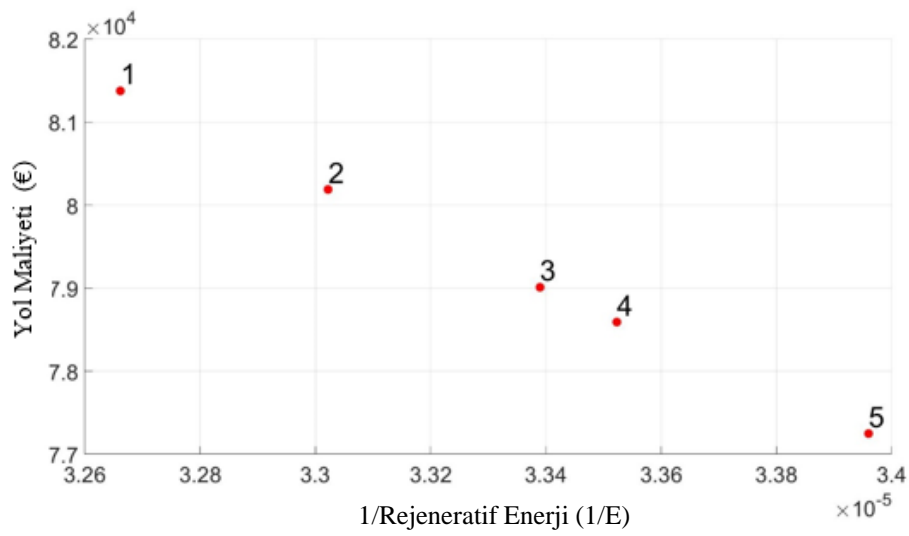


Şekil 3.1. Binek Araç Frenleme Enerjisi-Yol Yapım Maliyeti Yol Topolojisi

Tablo 3.4. Binek Araç Frenleme Enerjisi-Yol Yapım Maliyeti için yol topoloji parametreleri

Sonuçlar	s (m)	h (m)	b (m)
S1	29.676	2.0807	5.001
S2	29.355	2.058	5.003
S3	29.034	2.0353	5.0049
S4	28.919	2.0272	5.0056
S5	28.55	2.0011	5.0078

Elde edilen topolojilerin hedef fonksiyonlardan frenleme enerjisi ve yol yapım maliyeti üzerindeki etkilerden en iyi 5 yol değeri Şekil 3.2.'de ve bu sonuçların sayısal değerleri Tablo 3.5'te gösterilmektedir. Bu 5 değer içerisinde bağımsız bir karar verici elde edilen sonuçlar içerisinde seçim yapabilecektir. Bağımsız karar verici bu sonuçlardan yol maliyeti amaç fonksiyonu için 5 numaralı sonucu kullanabileceken, yalnızca rejeneratif frenleme amaç fonksiyonu için 1 numaralı sonucu tercih ederek kullanabilecektir. Fakat her iki amaç fonksiyonunu kullanarak en iyi yol topolojisi için 2, 3 veya 4 numaralı sonucu tercih ederek değerlendirebilecektir.



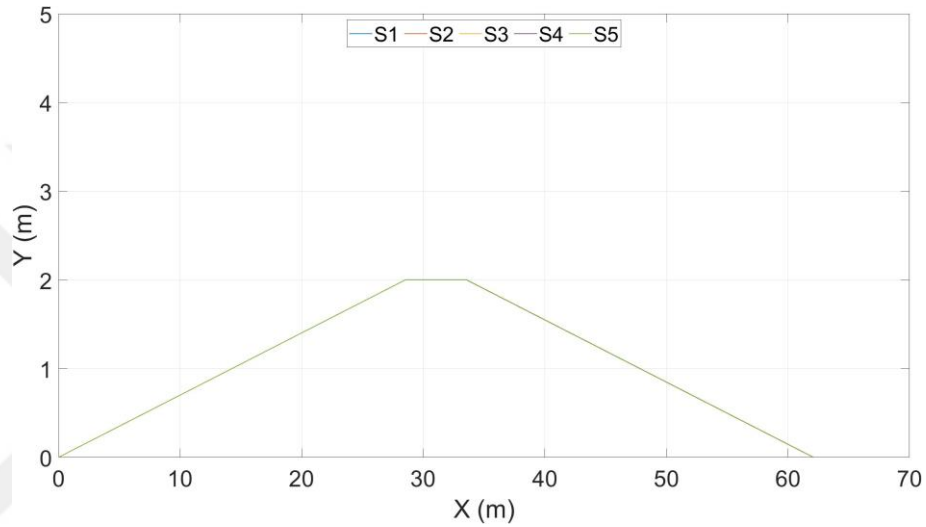
Şekil 3.2. Binek Araç Frenleme Enerjisi-Yol Yapım Maliyeti Pareto Çözümü

Tablo 3.5. Binek Araç Frenleme Enerjisi-Yol Yapım Maliyeti amaç fonksiyonu sonuçları

Sonuçlar	E (j)	P (€)
S1	30617	81378
S2	30283	80190
S3	29949	79011
S4	29830	78593
S5	29447	77249

3.2.1.2. Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi İncelenmesi

Binek araç örneklem çalışmasında minimum yol yapım maliyeti ve yakıt tüketimi incelenmesi için 1000 iterasyon sonucunda elde edilen en optimum 5 farklı yol topolojisi sonuçları Şekil 3.3. ve Tablo 3.6.'te S1, S2, S3, S4 ve S5 olmak üzere verilmiştir. Sonuçların birbirine yakın olması nedeniyle herhangi bir yol sonucun kullanılması da yaklaşık olarak en iyi çözümü verecektir.

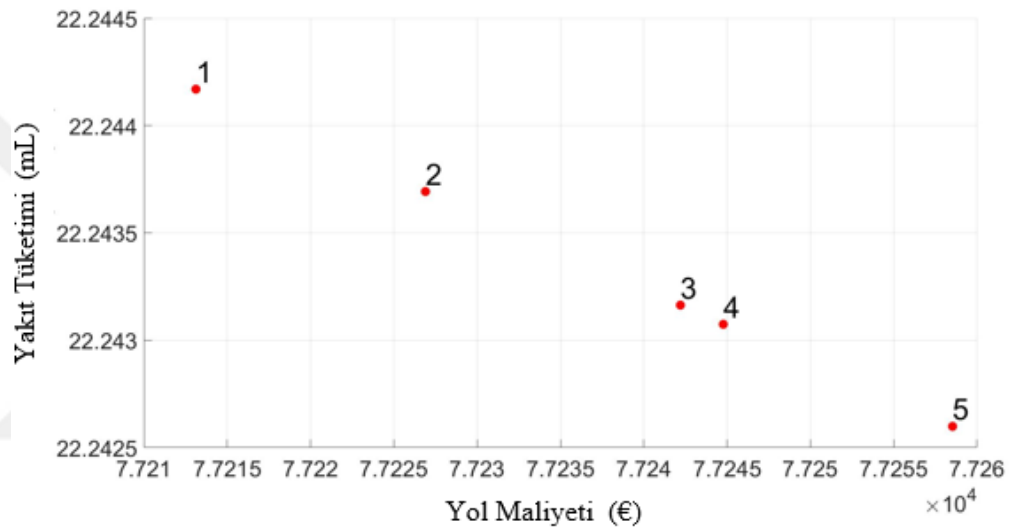


Şekil 3.3. Binek Araç Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi Yol Topolojisi

Tablo 3.6. Binek Araç Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi için yol topoloji parametreleri

Sonuçlar	s (m)	h (m)	b (m)
S1	28.543	2.0008	5.0008
S2	28.546	2.0011	5.0011
S3	28.55	2.0014	5.0015
S4	28.55	2.0015	5.0015
S5	28.554	2.0018	5.0018

Hedef fonksiyonlardan yol yapım maliyeti ve yakıt tüketimi için elde edilen yol topolojilerinin nihai pareto kümesi ve değerleri en iyi 5 yol değeri için sonuçlar Şekil 3.4. ve Tablo 3.7. 'de belirtilmiştir. Verilen en iyi 5 değer içerisinde bağımsız bir karar verici kullanmak istediği ve kendisi için uygun gördüğü çözüm kümesini seçebilecektir. Şekil 3.3. ve Tablo 3.7. 'den görüldüğü üzere sonuçların birbirine çok yakın çıkması nedeniyle pareto çözüm kümesinden 1, 2, 3, 4 ve 5 numaralı sonuçları tercih etse bile optimum sonuca ulaşabilecektir.



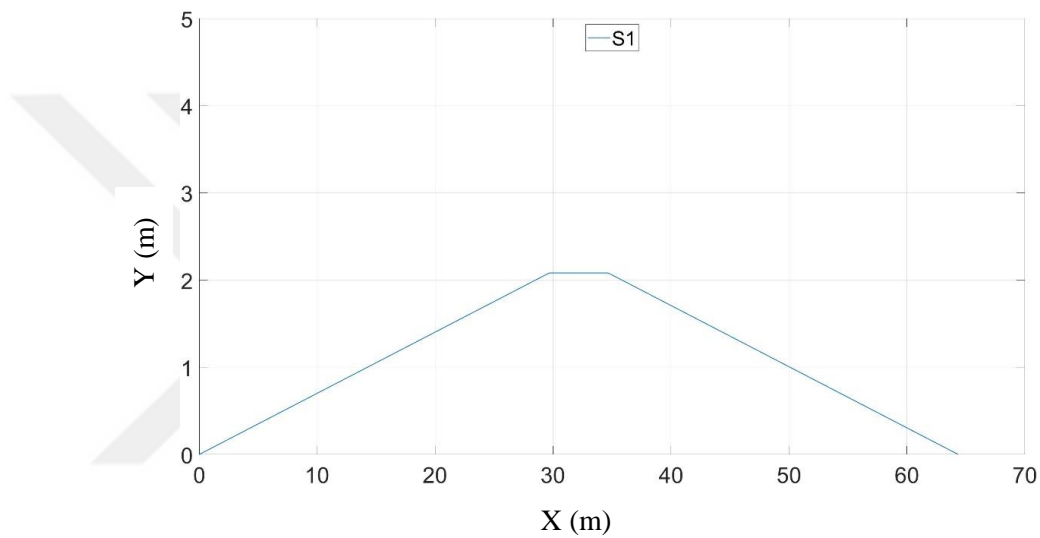
Şekil 3.4. Binek Araç Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi Pareto Çözümü

Tablo 3.7. Binek Araç Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi amaç fonksiyonu sonuçları

Sonuçlar	P (€)	C (mL)
S1	77213	22.244
S2	77227	22.244
S3	77242	22.243
S4	77245	22.243
S5	77259	22.243

3.2.1.3. Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi İncelenmesi

Binek araç örneklem çalışmasının son incelemesi olan maksimum rejeneratif enerji ve minimum yakıt tüketimi amaç fonksiyonları için yapılan optimizasyon çalışmasında yine diğer incelemelerde olduğu gibi 1000 iterasyon ile en iyi 5 farklı yol topolojisi elde edilmek istenmiştir. Bu incelemede diğer incelemelere kıyasla yalnızca en iyi 1 yol topolojisi elde edilmiştir. Şekil 3.5. ve Tablo 3.8. 'te görüldüğü gibi elde edilen yol topolojisi sonucu S1 şeklindedir.

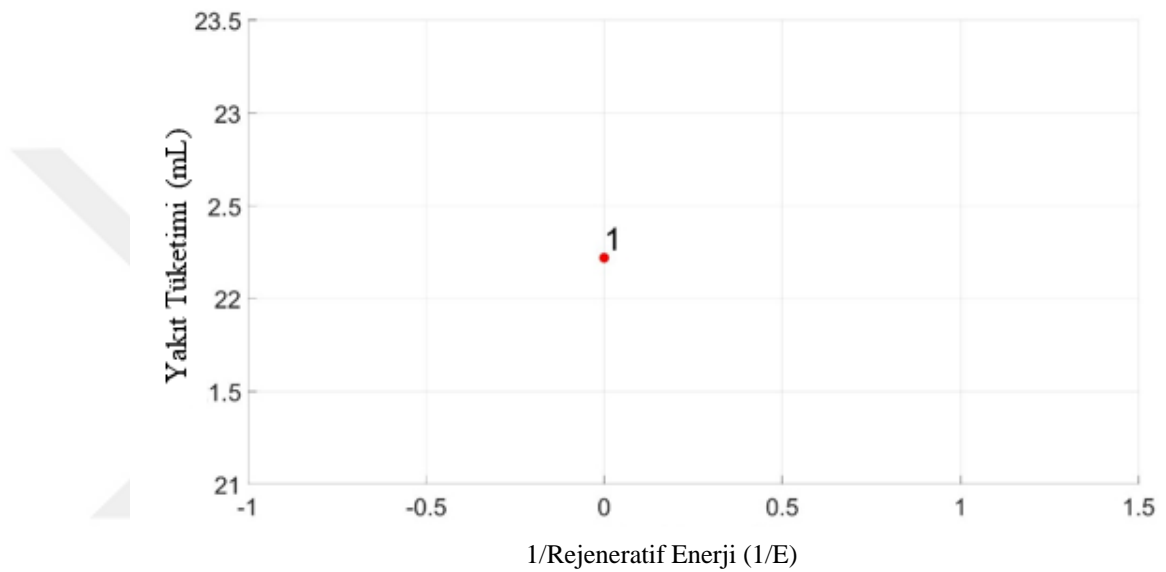


Şekil 3.5. Binek Araç Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi Yol Topolojisi

Tablo 3.8. Binek Araç Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi için yol topoloji parametreleri

Sonuçlar	s (m)	h (m)	b (m)
S1	29.674	2.0816	5.0009

Son olarak elde edilen topolojinin hedef fonksiyonlardan maksimum rejeneratif frenleme enerjisi ve minimum yakıt tüketimi için gerçekleşen optimizasyon çalışması sonucunda yalnızca 1 yol değeri için oluşan pareto kümesi Şekil 3.6.'da ve bu kümenin sayısal sonucu Tablo 3.9.'da belirtilmiştir. Pareto kümesinde yalnızca 1 sonucun olması nedeniyle bağımsız karar verici iki amaç fonksiyonu içinde optimum sonuç olan 1 numaralı sonucu tercih edebilecektir.



Şekil 3.6. Binek Araç Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi Pareto Çözümü

Tablo 3.9. Binek Araç Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi amaç fonksiyonu sonuçları

Sonuçlar	E (j)	C (mL)
S1	30631	22.22

3.3. Ağır Yük Aracı Örneklem Çalışması

Tez çalışmasında potansiyel enerji rejeneratif frenleme enerjisi olarak kabul edildiği için bu örneklem çalışmasında binek araca kıyasla daha ağır olan bir yük aracıda dahil edilmiştir. Çalışma sonucunda kütleinin frenleme enerjisi üzerindeki etkisi incelenmiştir. İnceleme esnasında verilen kısıtlamalar binek araç örnek çalışmasındaki kısıtlamalar ile aynı tutulmuştur. Bu kısıtlamalar;

- $5 \leq s < 30$,
- $2 \leq h < 10$,
- $5 \leq b < 15$,
- $F_{tr}, u < 0$,
- $F_{tr}, d > 0$ şeklindedir.

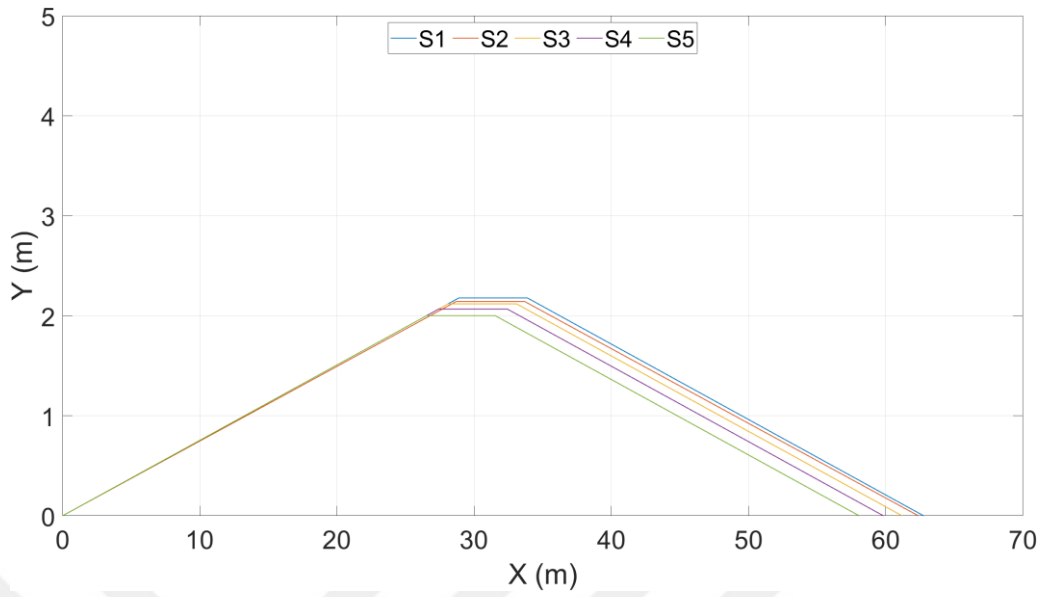
Tablo 3.10. Ağır yük aracı için kullanılan sabit parametreler

Parametre	Değer	Birim	Açıklama
m_v	35000	kg	Ağır Yük Aracı Kütlesi
A_f	6	m^2	Ağır Yük Aracı Ön Alanı
C_{dr}	0.8	-	Ağır Yük Aracı Aerodinamik Sürüklenme Katsayısı

3.3.1. Ağır Yük Aracı Örneklem Çalışması Sonuçları

3.3.1.1. Frenleme Enerjisi-Yol Yapım Maliyeti İncelenmesi

Binek araca kıyasla daha ağır olan ağır yük aracına ait elde edilen yol topolojisi sonuçları aşağıdaki gibidir. Yapılan optimizasyon sonucunda ağır yük aracı için S1, S2, S3, S4 ve S5 olmak üzere 5 farklı yol topolojisi elde edilmiştir. Yol topolojisi Şekil 3.7.'de ve yol uzunluk değerleri Tablo 3.11.'de verilmiştir

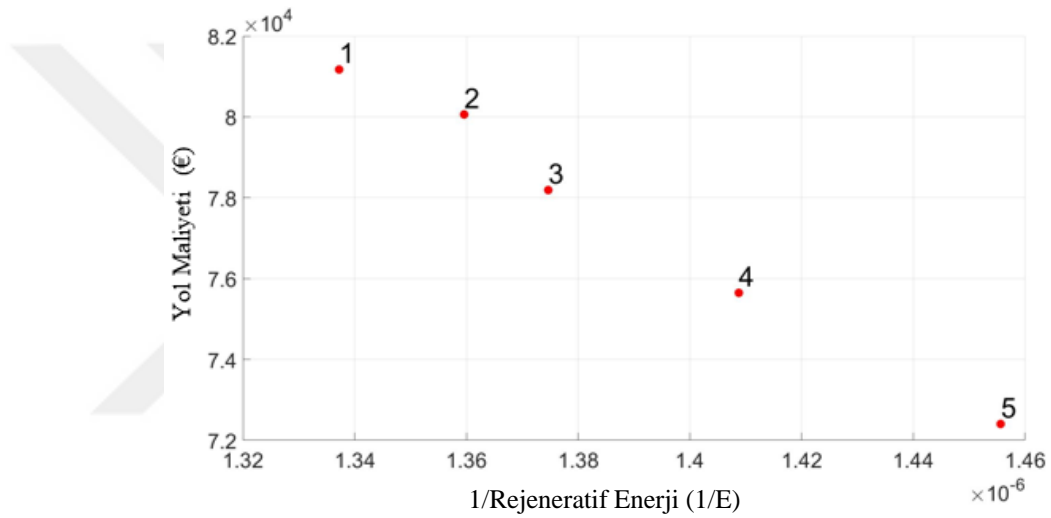


Şekil 3.7. Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yol Yapım Maliyeti Yol Topolojisi

Tablo 3.11. Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yol Yapım Maliyeti için yol topoloji parametreleri

Sonuçlar	s (m)	h (m)	b (m)
S1	28.884	2.178	5.0013
S2	28.691	2.1422	5.0013
S3	28.098	2.1187	5.0022
S4	27.417	2.0674	5.003
S5	26.534	2.0008	5.004

Elde edilen 5 farklı yol topolojisi için hedef fonksiyonlardan frenleme enerjisi ve yol yapım maliyeti dikkate alındığında en uygun yol değerleri Şekil 3.8. 'de ve sonuçların değeri Tablo 3.12.'de verilmiştir. Burada ağır yük aracı için bağımsız bir karar verici pareto grafiğini yorumlayarak hangi amaç fonksiyonunun ya da her iki amaç fonksiyonundan kendisi için daha uygun olduğuna karar verebilir. Eğer bağımsız karar verici rejeneratif frenleme enerjisi yerine yol maliyeti amaç fonksiyonunu tercih ederse 5 numaralı sonuç karar verici için optimum çözüm kümesini oluşturmaktadır. Bunun yerine diğer amaç fonksiyonu olan maksimum rejeneratif frenleme için ise 1 numaralı sonuç değeri karar verici için optimum çözüm kümesini ifade etmektedir.



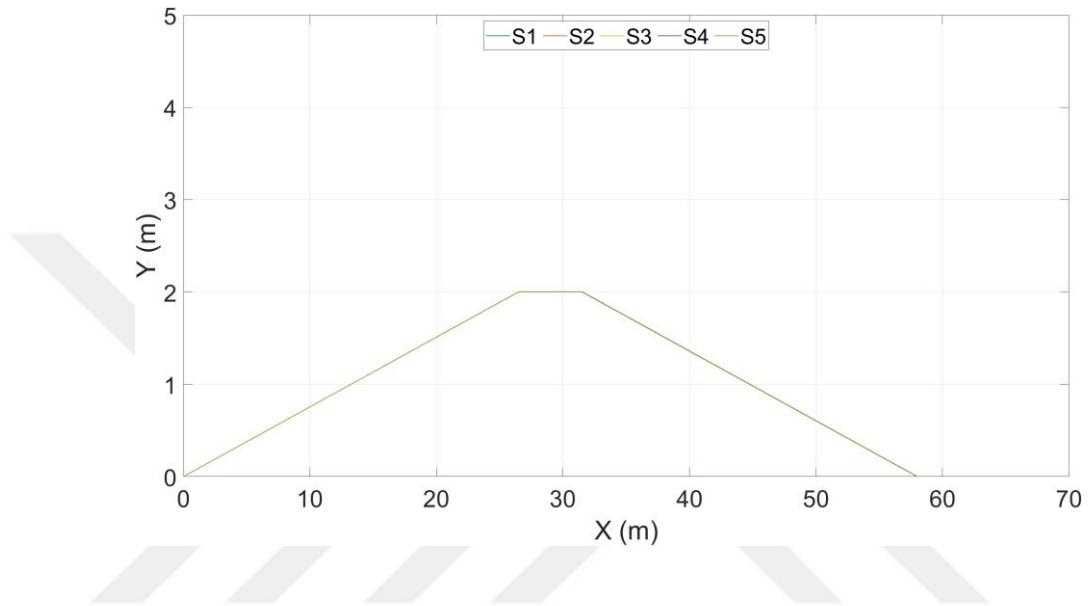
Şekil 3.8. Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yol Yapım Maliyeti Pareto Çözümü

Tablo 3.12. Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yol Yapım Maliyeti amaç fonksiyonu sonuçları

Sonuçlar	E (j)	P (€)
S1	7.4782×10^5	81172
S2	7.3551×10^5	80059
S3	7.2745×10^5	78189
S4	7.0984×10^5	75648
S5	6.8699×10^5	72405

3.3.1.2. Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi İncelenmesi

Yol yapım maliyeti ve yakıt tüketimi amaç fonksiyonlarının ağır yük aracı için örneklem çalışmasından elde edilen 5 farklı yol topolojisi ve bu yol topolojilerinden elde edilen uzunluk ölçüleri Şekil 3.9 ve Tablo 3.13'te verilmektedir.

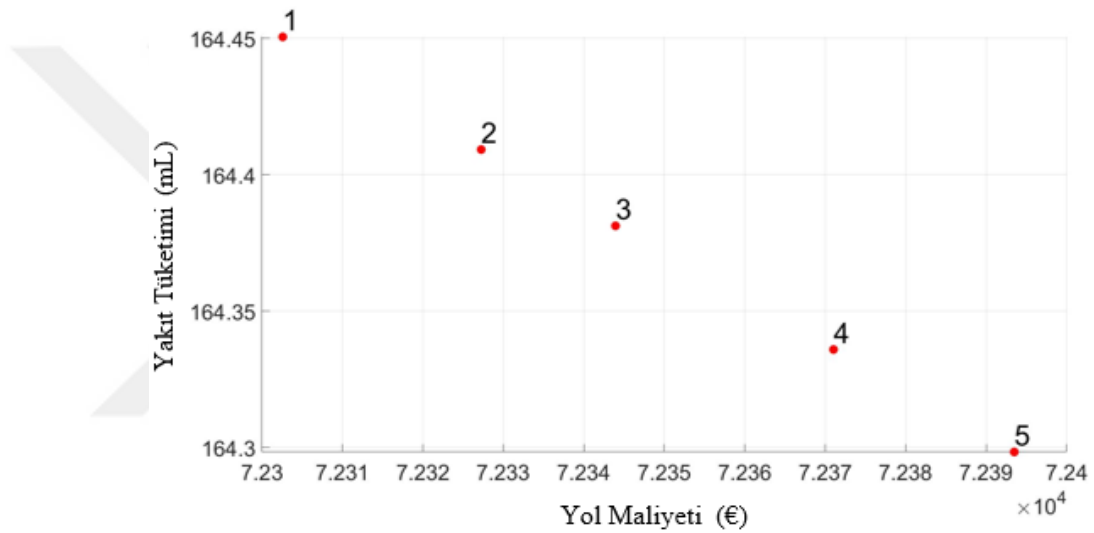


Şekil 3.9. Ağır Yük Aracı Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi Yol Topolojisi

Tablo 3.13. Ağır Yük Aracı Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi yol topoloji parametreleri

Sonuçlar	s (m)	h (m)	b (m)
S1	26.496	2.0006	5.0004
S2	26.501	2.0012	5.0004
S3	26.505	2.0017	5.0004
S4	26.512	2.0024	5.0004
S5	26.517	2.003	5.0004

Elde edilen 5 farklı yol topolojisi sonucunda minimum yol yapım maliyeti ve minimum yakıt tüketimi amaç fonksiyonları için elde edilen 5 farklı yol için pareto grafiği Şekil 3.10.'da gösterilmiştir. Pareto grafiğinde gösterilen 5 nokta için sayısal sonuçlar Tablo 3.14.'te verilmiştir. Karar verici grafiği ve sonuçları yorumlayarak seçim yapabilecektir. Karara verici minimum yakıt tüketimi için 5 numaralı çözümü tercih ederek yol maliyetini artırabileceği gibi minimum yol maliyeti için 1 numaralı çözümü seçerek yakıt tüketimi değerini artıracaktır. İki amaç fonksiyonundan da faydalanmak için 3 numaralı çözüm optimum değer olarak görülmektedir. İki amaç fonksiyonu içinde 2, 3, ve 4 numaralı çözümleri karşılaştırarak aralarından seçim yapabilecektir.



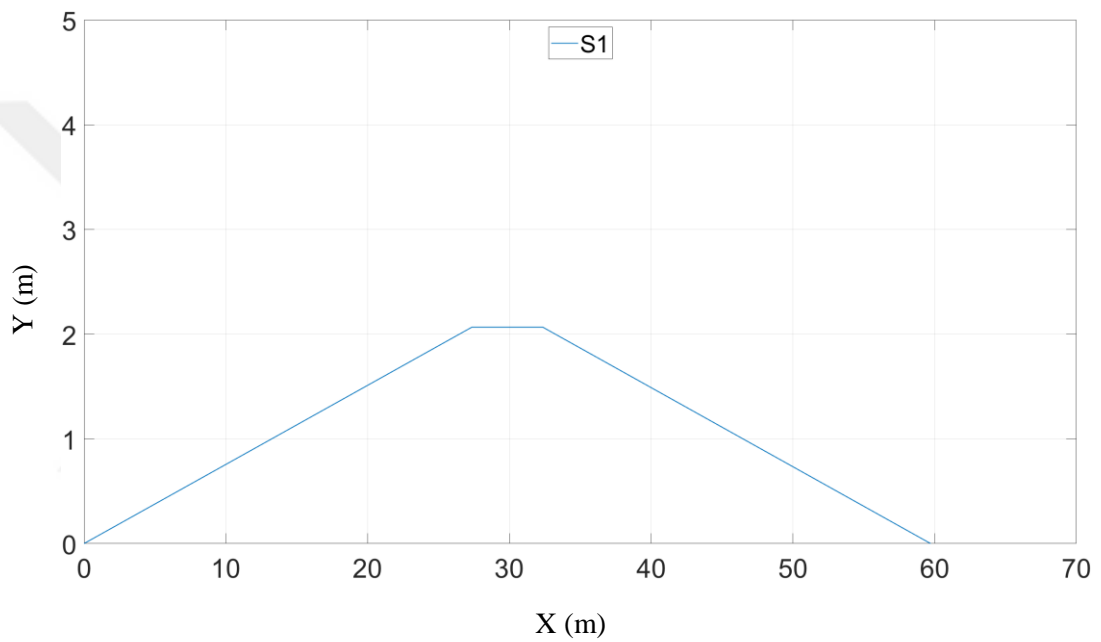
Şekil 3.10. Ağır Yük Aracı Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi Pareto Çözümü

Tablo 3.14. Ağır Yük Aracı Yol Yapım Maliyeti – Yakıt Tüketimi amaç fonksiyonu sonuçları

Sonuçlar	P (€)	C (mL)
S1	72303	164.45
S2	72327	164.41
S3	72344	164.38
S4	72371	164.34
S5	72393	164.3

3.3.1.3. Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi İncelenmesi

Ağır yük aracı örneklem çalışmasındaki son analiz olarak gerçekleşen optimizasyon çalışmasında maksimum rejeneratif frenleme ve minimum yakıt tüketimini hedefleyen amaç fonksiyonları dikkate alınmıştır. Daha önce gerçekleşen örneklemeler gibi en iyi 5 farklı yol topolojisini elde etmek için 1000 iterasyon kullanılmıştır. Bu çalışmada diğerlerinden farklı olarak sadece 1 tane en iyi yol topolojisi S1 elde edilmiştir. Şekil 3.11. ve Tablo 3.15'te sonuçları verilmiştir.

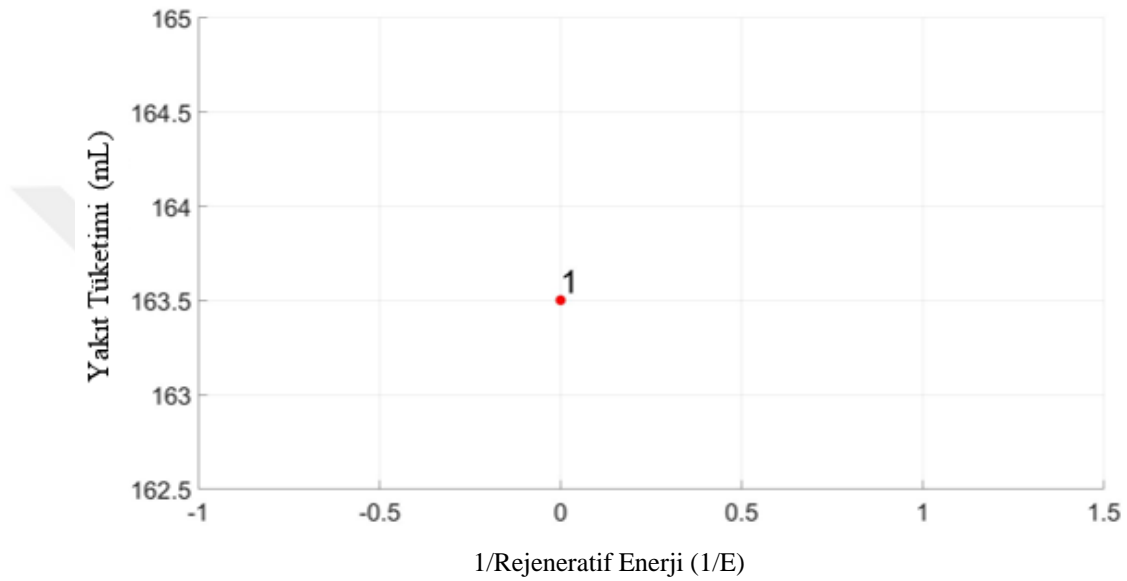


Şekil 3.11. Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi Yol Topolojisi

Tablo 3.15. Ağır Yük Aracı Frenleme Enerjisi – Yakıt Tüketimi yol topolojisi parametreleri

Sonuçlar	s (m)	h (m)	b (m)
S1	28.874	2.1817	5.0009

Ağır Y¼k Aracı Frenleme Enerjisi ve Yakıt T¼ketimi Yol Topolojisi i¼in yapılan optimizasyon ¼alıřmasına ait pareto k¼mesi yalnızca 1 yol değeri i¼in elde edilerek Şekil 3.12.'de ve sayısal değeri Tablo 3.16. 'da verilmiştir. Pareto k¼mesinde sadece bir sonu¼ bulunması, bağımsız bir karar verici i¼in iki ama¼ fonksiyonu i¼in de optimum olan 1 numaralı sonu¼ se¼ilmesini sağlar.



Şekil 3.12. Ağır Y¼k Aracı Frenleme Enerjisi – Yakıt T¼ketimi Pareto ¼özümü

Tablo 3.16. Ağır Y¼k Aracı Frenleme Enerjisi – Yakıt T¼ketimi Ama¼ Fonksiyonları Sonu¼ları

Sonu¼lar	E (j)	C (mL)
S1	7.4909×10^5	163.5

4. BÖLÜM

TARTIŞMA-SONUÇ ve ÖNERİLER

4.1.Tartışma

Bu tez çalışması rejeneratif frenleme yöntemlerine yeni bir bakış açısı getirmekte ve bu mevcut yöntemleri geliştirmesi amacı taşımaktadır. Fakat geliştirilen bu yeni yaklaşımın gerçek hayatta uygulanabilirliği yüksek maliyetler gerektirebileceği için zor olabilir. Bu yüksek maliyetler, yaklaşımın test edilmesi ve mevcut altyapıya entegre edilmesi gibi birçok faktörden kaynaklanabilmektedir. Rejeneratif frenleme eğitim yöntemi her ortama uygun olamayabilir bu nedenle bu yaklaşımın mevcut yollara uygulanması yerine yeni yol yapım çalışmalarına ve gelişmekte olan yeni yerleşim uygulanması daha pratik olabilecektir. Rejeneratif frenleme eğitim yönteminin yeni yol yapım çalışmalarına entegrasyonu uygulama sürecini kolaylaştırabilir ve maliyet düşüşüne neden olabilir. Ancak, yeni yol inşaatlarının ve yerleşim yerlerinin gelişmesi sürecinin uzun sürmesi de bu eğitim yönteminin yaygınlaşmasını geciktirebilir.

4.2.Sonuç ve Öneriler

Yapılacak olan bu tez çalışmasında günümüzün gelişen teknolojiyle birlikte her geçen gün önem kazanmakta olan çevreci ve ekonomik elektrikli araçların mevcut durumdaki avantajlarına bir yenisi eklenerek hem enerji depolanmasına hem de enerji verimliliği anlamında yeni bir bakış açısı geliştirildi. Tez çalışmasında bir problem modellemesi yapılarak rejeneratif fren eğimi adıyla bir yol optimizasyon hesaplaması yapılmaktadır. Bu hesaplamalar için matematiksel modellenmesi sağlanması için hesaplama formülleri geliştirilerek fren enerjisinin maksimize edilmesi, yakıt tüketimi ve yol maliyetlerinin minimize edilmesi hedeflendi. Bu çoklu hedeflere ulaşılması anında Baskılanmayanları Sıralayan Genetik Algoritma II (NSGA-II) algoritmasından yararlanılarak bir çözümleme yapılmaktadır. Çözümleme ile birlikte farklı taşıt türleri olan binek araç için ve ağır yük

aracı için farklı pareto çözüm kümeleri elde edildi. Elde edilen çözüm kümelerinin sonuçlarına göre bağımsız karar vericilerin öncelik sıralamasına bağlı olarak kullanabileceği amaç fonksiyonları için farklı sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre örneğin rejeneratif frenleme enerjisinin öncelik olması durumunda 1 numaralı yol tercih edilmesi gerekirken, yol maliyetinin önemli olması durumunda ise 5 numaralı yol topolojisi tercih edilmelidir. Bunun yanında bu her iki amaç fonksiyonunun önceliklerinin birlikte yer alması durumunda öncelik yüzdelere göre 2, 3 veya 4 numaralı yol topolojileri tercih edilebilecektir. Yeni bir bakış açısı kazandırılarak ve yeni bir yol optimizasyonu çalışması yapıldığı için akademik anlamda öncü bir çalışma olacağı düşünülmektedir. Bu sayede tamamen özgü akademik yayınlar çıkacaktır. Enerji depolamasına kazandıracığı yeni bakış açısıyla birlikte tüm araçlara uygulanabilir bir sistem sunacaktır. Ek bir ekipman gerektirmediği tamamen aracın mevcut enerjisinden yararlanılarak ve yol yüksekliğinden faydalanarak dönüşümü sağlanan enerji kullanılacağı için enerji maliyetlerini oldukça düşürecektir. Günümüzde elektrikli araçlarda frenleme enerjisi yeniden kazanılmaktadır. Fakat elektrikli araçların geleceğinin henüz net olmaması ve yeterli alt yapının henüz tam oturmaması rejeneratif frenleme eğilim yöntemini uzun soluklu bakıldığında her türlü avantajlı kılmaktadır. Elektrikli araçların yaygınlaşmadığı süreçte, bu çözüm sayesinde karbon emisyonlarının kısa sürede azaltılması sağlanabilecektir. Ticari ve ekonomik olarak ülkemize kazanç sağlanabilecektir. Bu tez çalışmasıyla birlikte disiplinler arası mühendislik alt yapısı gelişecek ve araştırmacıların yetiştirilip deneyimlerinin artırılması sağlanacaktır.

KAYNAKÇA

1. Ulukut, O., 2007. Ülkemizde 1960’lardan Günümüze Otomobil Tasarımında Biçimsel Yenilenmeler Ve Yenilenmeler. Marmara Üniversitesi Güzel Sanatlar Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 124 s.
2. Mucuk, S., 2022. Tüketici Kimliğinin Elektrikli Otomobil Benimseme Tutum Ve Niyetine Etkisi. Bartın Üniversitesi Eğitim Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Bartın, 95 s.
3. Çiçekdiken, C., 2018. Lüks Otomobillerin Lojistik Süreçleri. İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 92 s.
4. Çetinkaya, S., 2017. Taşıt Mekaniği. Nobel Yayın Dağıtım, 446 s.
5. Turan, S., 2022. AVL Programı İle Araç Modellemesi Ve Yapay Zeka Kontrolü. Giresun Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Giresun, 101 s.
6. Kapusuz, M., 2012. İçten Yanmalı Motorların Performansının Yapay Sinir Ağları İle Modellenmesi. Ondokuz Mayıs Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Samsun, 130 s.
7. Sarkar, P., 2022. principals of internal combustion engine. **International Journal of Research Publication and Reviews**, **3** (12): pp 1963-1970
8. Karaca, Ç., 2009. İçten Yanmalı Bir Motorun Dinamik Modellenmesi Ve Analizi. İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 201 s.
9. Mahir, S., 2007. Elektronik Kontrollü Dizel Motorlarda Performans Arttırımı. Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir, 112 s.
10. Ratiu, S., 2003. the history of the internal combustion engine. **Annals Of The Faculty Engineering Hunedoara**, **1**: 145-148.
11. Fiengo G., di Gaeta, A., Palladino, A., Giglio, V., 2013 introduction to internal combustion engines. **Common Rail System for GDI Engines: Modelling, Identification, and Control**: 1-16.
12. Gouse, S. W., 1968. steam-powered automobiles should come back. (Web sayfası: <https://trid.trb.org/view/114351>), (Erişim tarihi: Nisan 2024).

13. Wikipedia, 2023. buharlı otomobil. (Web sayfası: https://tr.wikipedia.org/wiki/Buharlı%C4%B1_otomobil), (Erişim tarihi: Nisan 2024)
14. Lazoğlu, İ., Bank, H. S., 2010. tasarımdan ürüne otomobilin yolculuğu. **Bilim ve Teknik Dergisi**, Sayı:506, 30-35.
15. Yeni, M., 2011. Osmanlı İmparatorluğu'nda Motorlu Kara Taşıtları (1890-1922). Marmara Üniversitesi Türkiyat Araştırmaları Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 210 s.
16. Sedef, K., 2015. Usage Driven Design of Power System and Multi-criteria Route Planning for Eco-Urban Electric Cars. University of Northumbria at Newcastle, Ph. D. Dissertation, Newcastle, 224 s.
17. Kerem, A., 2014. elektrikli araç teknolojisinin gelişimi ve gelecek beklentileri. **Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi**, 5 (1): 1-13.
18. Ünlü, N., Karahan, Ş., Tür, O., Uçarol, H., Özsu, E., Yazar, A., Turhan, L., Akgün, F., Tırıs, M., 2003. Elektrikli Araçlar. TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi Enerji Sistemleri ve Çevre Araştırma Enstitüsü, Gebze. 157 s.
19. Özbay, H., Közkurt, C., Dalcalı, A., Tektaş, M., 2020. geleceğin ulaşım tercihi: elektrikli araçlar. **Akıllı Ulaşım Sistemleri ve Uygulamaları Dergisi**, 3 (1): 34-50.
20. Özcan, M. E., 2019. Elektrikli Araçların Dağıtım Şebekesine Entegrasyonu. Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 187 s.
21. Erdem, Y., 2019. Rejeneratif Frenlemenin Elektrikli Araçlarda Etkileri Ve Güç Analizi. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 94 s.
22. Öztürk, T., 2013. Asenkron Motor İle Sürülen Elektrikli Aracın Modellenmesi. Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Karabük, 97 s.
23. Adedeji, B. P., 2023. electric vehicles survey and a multifunctional artificial neural network for predicting energy consumption in all-electric vehicles. **Results in Engineering**, 19, 101283.

24. Tekin, M., 2019. Klasik Araç Ve Yakıt Pilli Aracın Sürüş Çevrimlerine Bağlı Olarak Yakıt Tüketim Değerlerinin Hesabı Ve Karşılaştırılması. Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Bursa, 90 s.
25. BMW, 2021. elektrikli otomobil türleri. (Web sayfası: <https://www.bmw.com.tr/tr/topics/fascination-bmw/bmw-i-ve-e-mobilite/elektrikli-otomobil-turleri.html>), (Erişim tarihi: Nisan 2024)
26. Tarlak, H., İşen, E., 2018. elektrikli araçlar ve akü şarj sistemleri. **Kırklareli University Journal of Engineering and Science**, 4(1): 124-141.
27. Limpert, R., 2011. Brake Design and Safety. SAE International, 529 pp.
28. Öncel, Y., 2020. Fren Diskinin FEA(SEA) Analizi. İstanbul Gelişim Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 88 s.
29. Genç, B., 2019. Binek Araçlarda Kullanılan Kampana Fren Sisteminin Özelliklerinin İyileştirilmesi Ve Tasarımının Geliştirilmesi. Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Manisa, 257 s.
30. Yaşar, A. Ü., 1996. Motorlu Taşıtlarda Fren Sistemlerinin İncelenmesi. Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 93 s.
31. Çocalak, H. H., 2019. Seramik, Karbon Ve Seramik-Karbon Kaplı Fren Disklerinin Frenleme Performansına Etkisinin Araştırılması. Tarsus Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Mersin, 101 s.
32. Göktaş, A. G., Güney, A., Ereke, M., 1995. Taşıt Frenleri. İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı, 120 s.
33. Reddy, R. G. R. K., Kumar, V., 2016. dynamic analysis of mechanical braking system. **Open Journal of Technology & Engineering Disciplines (OJTED)**, 2 (4): 178-185.
34. Yücel, F., 2004. Taşıt Elektromekanik Fren Sistemi. Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 129 s.
35. Özbaş, E., 2017. fren sistemleri ve çeşitleri. (Web sayfası: https://www.muhendisbeyinler.net/fren-sistemleri-ve-cesitleri/#Havali_Frenler). (Erişim tarihi: Nisan 2024).
36. Wikipedia, 2022. havalı fren sistemi. (Web sayfası: https://tr.wikipedia.org/wiki/Haval%C4%B1_fren_sistemi), (Erişim tarihi: Ocak 2010).

37. Yavuzaslan, N., 2006. Otomobillerde Fren Sistemleri ve İncelenmesi. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 169 s.
38. Hasegawa, I., Uchida, S., 1999. braking systems. **Japan Railway and Transport Review**, **20**: 52-59.
39. Hamada, A. T., Orhan, M. F., 2022. an overview of Regenerative braking systems. **Journal of Energy Storage**, **52**, 105033.
40. Yoong, M. K., Gan, Y. H., Gan, G. D., Leong, C. K., Phuan, Z. Y., Cheah, B. K., Chew, K. W., 2010. studies of regenerative braking in electric vehicle. **In 2010 IEEE Conference on Sustainable Utilization and Development in Engineering And Technology**, pp. 40-45.
41. Semercioğlu, H., 2011. Hibrit Otobüslerin Şehir İçi Koşullarında Seyir Hali Emisyonlarının Ve Yakıt Ekonomisinin İncelenmesi. Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya, 80 s.
42. Clarke, P., Muneer, T., Cullinane, K., 2010. Cutting vehicle emissions with regenerative braking. **Transportation Research Part D: Transport and Environment**, **15** (3): 160-167.
43. Ayyıldız, B., Sedef, K., Genç, M. S., 2023. new regenerative braking approach; road topology modeling, 61-66. *3rd International World Energy Conference*, December 04-05, 2023, Kayseri, Turkey.
44. Bhandari, P., Dubey, S., Kandhu, S., Deshbhratar, R., 2017. regenerative braking systems (rbs). **International Journal of Scientific & Engineering Research**, **8** (2): 71-74.
45. Küçükaydın, A., 2024. rejeneratif frenleme sistemi. (Web sayfası: <https://www.cevrekmuhendis.com/rejeneratif-frenleme-sistemi/>), (Erişim tarihi: Nisan 2024).
46. Intwala, A. B., Ahmed, A., 2016. regenerative braking system using flywheel. **International Journal of Scientific Research**, **5**(4): 644-645.

47. Mamgai, A., 2021. Regenerative braking systems (RBS). **International Journal of Engineering Applied Sciences and Tectology**, **6** (7): 207-210.
48. Xiangjie, L., Xiangwen, Z., Yangxiong, W., 2022. Regenerative braking control strategies with fixed ratio and variable ratio braking forces optimization distribution for electric vehicles during downhill process. **International Journal Of Automotive Technology**, **23**(3): 667-681.
49. Huda, N., Kaleg, S., Hapid, A., Kurnia, M. R., Budiman, A. C., 2020. The influence of the regenerative braking on the overall energy consumption of a converted electric vehicle. **SN Applied Sciences**, **2**: 1-8.
50. Shang, Y., Ma, C., Yang, K., Tan, D., 2022. Regenerative braking control strategy based on multi-source information fusion under environment perception. **International Journal of Automotive Technology**, **23**(3): 805-815.
51. Bian, J., Qiu, B., 2018. Effect of road gradient on regenerative braking energy in a pure electric vehicle. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, **232**(13): 1736-1746.
52. Güngüneş, R., Ateş, V., Çam, E., 2023. şehir içi raylı sistem araçlarında verimli dinamik sürüş tekniği modellenmesi ve sürekli zaman karınca kolonisi algoritması (acor) ile optimizasyonu. **Karadeniz Fen Bilimleri Dergisi**, **13**(3): 1169-1191.
53. Demirkale, B., Güven, F., 2017. kinetik enerji geri kazanım sistemlerinin elektrikli araçlarda kullanımının incelenmesi. **Sakarya University Journal of Science**, **21**(6): 1550-1557.
54. Burkucu, H., Kılınçarslan, S. K., Korkmaz, Ş., Orak, A., Çetin, M. H., 2020. mekanik sistemlerde rejeneratif frenleme ile elde edilebilecek enerji miktarının belirlenmesi ve verimlilik analizi. **Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Dergisi**, **1**(1): 1-8.
55. Uçar, M., Çoban, S., 2023. ulaştırma sektöründeki enerji tüketimi, ekonomik büyüme ve çevresel kalite ilişkisi. **Nevşehir Hacı Bektaş Veli Üniversitesi SBE Dergisi**, **13**(1): 485-506.

56. TÜİK, 2024. Yıllara göre motorlu kara taşıt sayısı. (Web sayfası: <https://data.tuik.gov.tr/Bulten/Index?p=Motorlu-Kara-Tasitlari-Subat-2024-53454>), (Erişim tarihi: Nisan 2024).
57. Yürük, K. R., 2010. Trafik Yoğunluğunun Enerji Tüketimi ve Hava Kirliliğine Etkilerinin Analizi. Bahçeşehir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 146 s.
58. Soruşbay, C., 2007. karayolu ulaşımından kaynaklanan karbondioksit emisyonlarının çevreye etkisi ve kontrolü. **Mühendis ve Makine**, **48**(564): 22-26.
59. Wikipedia, 2024. energy-efficient driving. (Web sayfası: https://en.wikipedia.org/wiki/Energy-efficient_driving), (Erişim tarihi: Nisan 2024).
60. Bayrakçeken, H., Düzgün, M., 2005. taşıtlarda fren verimi ve frenleme mesafesi analizi. **Politeknik Dergisi**, **8** (2): 153-160.
61. Kent, J. H., Posta, K., Tomlin, J. A., 1982. fuel consumption and emission modelling in traffic links. *In Second Conference on Traffic, Energy and Emissions*, May 1982. Melbourne, Program and Papers. 20 pp.
62. Bowyer, D. P., Akçelik, R., Biggs D. C., 1984. Guide to fuel consumption analyses for urban traffic management. Australian Road Research Board, 62 pp.
63. Canbolat, G., 2016. Hibrit Bir Yol Süpürme Aracının Modellenmesi ve Analizi. Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya, 103 s.
64. Kremzow-Tennie, S, Hellwig, M., Pautzke, F., 2020. a study on the influencing factors regarding energy consumption of electric vehicles. *21st International Conference on Research and Education in Mechatronics (REM)*, 09-11 December 2020, Poland, IEEE, pp. 6.
65. Lu, T., 2010. The Influence Of Pavement Stiffness On Vehicle Fuel Consumption. University of Nottingham, Doctoral Dissertation, 247 p.

66. Zhang, X., Mi, C., 2011. Vehicle Power Management: Modeling, Control And Optimization. Springer Science & Business Media, 361 pp.
67. Ehsani, M., Gao, Y., Gay, S. E., Emadi, A., 2005. Modern Electric, Hybrid Electric And Fuel Cell Vehicles Fundamentals, Theory, And Design. CRC Press, 419 pp.
68. Arıkan, M., 2020. Otomobillerdeki Yan Aynaların Dış Yüzeyinde Oluşan Hava Direnci Etkisinin Nümerik Olarak İncelenmesi. Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Afyonkarahisar, 80 s.
69. Çetin, S., 2012. Seyir Çevrimlerinin Oluşturulmasında Yokuş Direnci Etkisinin İncelenmesi. İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 80 s.
70. Okudan, A. Şen, B., 2023. optimizasyon nedir ve türleri nelerdir?. (Web sayfası: www.mmo.org.tr), (Erişim tarihi: Nisan 2024).
71. Akbel, M., Kahraman, H., 2020. çok amaçlı meta-sezgisel optimizasyon algoritmalarının performanslarının karşılaştırılması. **Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi**, 8 (5): 185-199.
72. Kocatürk, A., Altunkaynak, B., 2019. çok amaçlı optimizasyon problemlerinin NSGA-II yaklaşımı ile çözümü. X. *International Multidisciplinary Congress of Eurasia*, 24-26 Nisan 2019.
73. Elen, A., 2011. Çizelgeleme Probleminin Sezgisel Optimizasyon Yaklaşımıyla Çözümü. Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Karabük, 91 s.
74. Tural, B., 2020. Tren Frenleme Enerjisinin Maksimum Geri Kazanımı İçin Zaman-Planı Optimizasyonu. İstanbul Ticaret Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 79 s.
75. Özkan, R., Genç, M. S., 2021. multi-objective structural optimization of a wind turbine blade using NSGA-II algorithm and FSI. **Aircraft Engineering and Aerospace Technology**, 93 (6): 1029-1042.

76. Sabaghzadeh, H., Khansari, N., 2022. optimal design of four stage launch vehicle considering multi objective NSGA II algorithm and mass-energetic concepts. **Engineering Solid Mechanics**, 10 (3): 269-286.
77. Karaca, A. Ş., 2020. Çok Amaçlı Optimizasyon Algoritmaları Kullanarak Trafik Akış Probleminin Çözümü. Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Ankara, 79 s.



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı: Büşra AYYILDIZ

Uyruğu: Türkiye (T.C)

Doğum Tarihi ve Yeri:

Medeni Durum:

e-mail:

Yazışma Adresi:

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Erciyes Üniversitesi, Enerji Sistemleri Müh.	
Lisans	Erciyes Üniversitesi, Enerji Sistemleri Müh.	2021
Lise	Özel Keşan Final Temel Lisesi, Edirne/Keşan	2017

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2022-Halen	Dener Makine San. Ve Tic. A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi

YABANCI DİL

İngilizce

YAYINLAR

Ayyıldız, B., Sedef, K., Genç, M. S., 2023. new regenerative braking approach; road topology modeling, 61-66. *3rd International World Energy Conference*, December 04-05, 2023, Kayseri, Turkey.