

**ELEKTRİKLİ ARAÇLAR İÇİN ZEKİ DENETİMLİ  
DİNAMOMETRE TASARIMI VE  
GERÇEKLEŞTİRİLMESİ**

**2014  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ**

**Hasan DEMİR**

**ELEKTRİKLİ ARAÇLAR İÇİN ZEKİ DENETİMLİ DİNAMOMETRE  
TASARIMI VE GERÇEKLEŞTİRİLMESİ**

**Hasan DEMİR**

**Karabük Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalında  
Yüksek Lisans Tezi  
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK  
Aralık 2014**

Hasan DEMİR tarafından hazırlanan "ELEKTRİKLİ ARAÇLAR İÇİN ZEKİ DENETİMLİ DİNAMOMETRE TASARIM VE GERÇEKLEŞTİRİLMESİ" başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Raif BAYIR

Tez Danışmanı, Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

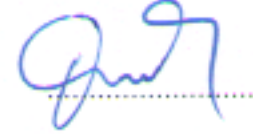


Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 26/12/2014

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. Mustafa AKTAŞ (KBÜ)



Üye : Doç. Dr. Raif BAYIR (KBÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Ali UYSAL (KBÜ)



...../...../2015

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Mustafa BOZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



*“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”*

Hasan DEMİR

## **ÖZET**

**Yüksek Lisans Tezi**

### **ELEKTRİKLİ ARAÇLAR İÇİN ZEKİ DENETİMLİ DİNAMOMETRE TASARIMI VE GERÇEKLEŞTİRİLMESİ**

**Hasan DEMİR**

**Karabük Üniversitesi**

**Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı:**

**Doç. Dr. Raif BAYIR**

**Aralık 2014, 91 sayfa**

Şasi dinamometresi, araçlar üzerindeki motorların testlerini yaparak performans verilerini elde etmek için kullanılan araçtır. Şasi dinamometresinin temel çalışma ilkesi araç tarafından üretilen mekanik gücün, tambur, dişli, mil yardımıyla bir dinamometreye iletilerek elektrik enerjisi üretilmesidir. Dinamometrede çeşitli yol şartlarını ifade eden çeşitli büyüklükte yükler kullanılarak araçların farklı yol şartları testleri yapılmaktadır. Bu çalışmada, TÜBİTAK tarafından düzenlenen Elektromobil Yarışları teknik kurallarında belirtilen şartlara uygun bir elektrikli aracın motor testlerini yapabilen bir şasi dinamometresi tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Şasi dinamometresi portatif olarak hazırlanmıştır. Dinamometrenin ürettiği elektrik enerjisi, dört adet frenleme direnci kullanılarak oluşturulan sekiz farklı yol şartını ifade eden kombinasyonlar ile tüketilmektedir. Şasi dinamometresi bir veri alış-veriş kartı ile PID (Proportional - Integral - Derivative) ve Bulanık Mantık Denetleyicileri ile bilgisayar ortamında kontrol edilmektedir. Bilgisayardan gönderilen kontrol

sinyalleri Matlab/Simulink veya görsel bir programlama dilinde (GUI) geliştirilen kullanıcı arayüzlü bir yazılımla frenleme dirençlerinin bağlantılarını kontrol eden kontaktörleri kontrol etmektedir. Belirlenen pist şartlarında elektrikli aracın yol benzetimi yapılabilmektedir. Dinamometreden alınan veriler veri alış-veriş kartı ile bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Bu veriler filtreleme yapıldıktan sonra grafiksel olarak kullanıcıya sunulmaktadır. Elektrikli aracın ağırlığı da şasi dinamometresinin tamburlarının altına yerleştirilen yük hücreleri ile ölçülmektedir.

**Anahtar Sözcükler** : Şasi dinamometresi, motor test sistemi, elektrikli araç, PID, bulanık mantık.

**Bilim Kodu** :

## **ABSTRACT**

**M. Sc. Thesis**

### **DESIGN AND IMPLEMENTATION OF INTELLIGENT CONTROLLED DYNAMOMETER FOR ELECTRIC VEHICLES**

**Hasan DEMİR**

**Karabük University**

**Graduate School of Natural and Applied Sciences**

**Department of Mechatronics Engineering**

**Thesis Advisor:**

**Doç. Dr. Raif BAYIR**

**December 2014, 91 pages**

Chassis dynamometer which is used in order to obtain vehicle's data during the test is the tool. The basic operating principle of chassis dynamometer, mechanical power produced by the engine transfers to a dynamometer with power transmission elements such as the drums, gears, shaft and is generated into electrical energy. Dynamometers are tested using various sizes of loads expressing various road conditions. In this study, chassis dynamometer experimental setup has been designed and developed in order to testing an electric vehicle's engine which accordance with the conditions of specified in Elektromobil Racing the technical rules that organized by TÜBİTAK and was prepared as a portable chassis dynamometer. The electrical energy produced by the dynamometer, are being consumed by four braking resistor expressing eight different road conditions combinations. A chassis dynamometer control, with PID (proportional - integral - derivative) and fuzzy logic controller, is made with the data exchange card in the computer. The control signal sent from the

computer after treatment with in Matlab/Simulink, and graphical user interface (GUI) which is developed with visual programming language that controls the connection of a braking resistor is to control contactors. The electric vehicle can be simulated in the designated track road conditions. The data received from the dynamometer are transferred to the computer with the card. After filtering the received data is given to the user graphically. The weight of the electric vehicle is measured by load cells which are placed below the chassis dynamometer's drums.

**Key Word** : Chassis dynamometer, engine test system, electric vehicles, PID, fuzzy logic.

**Science Code** :



## **TEŞEKKÜR**

Tez alıőmam boyunca bilimsel temeller ışığında yaptığı bütün yardım ve yönlendirmelerini için Sayın Do. Dr. Raif BAYIR' a ve bu günlere gelmemde büyük pay sahibi olan aileme ve dostlarıma yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	xvi
BÖLÜM 1 .....	1
GİRİŞ .....	1
BÖLÜM 2 .....	8
DİNAMOMETRE.....	8
2.1. DİNAMOMETRE HAKKINDA GENEL BİLGİLER .....	8
2.2. PRONY FREN DİNAMOMETRE .....	8
2.3. HALAT FREN DİNAMOMETRE .....	9
2.4. FAN FREN DİNAMOMETRE.....	10
2.5. HİSTEREZİS DİNAMOMETRESİ.....	11
2.6. HİDROLİK DİNAMOMETRE.....	12
2.7. GİRDAP AKIM DİNAMOMETRE .....	13
2.8. DOĞRU AKIM DİNAMOMETRE .....	14
2.9. ALTERNATİF AKIM DİNAMOMETRE.....	15
2.10. MOTOR DİNAMOMETRESİ.....	16
2.11. ŞASİ DİNAMOMETRESİ.....	16
BÖLÜM 3 .....	17
ŞASİ DİNAMOMETRESİNİN MODELLENMESİ.....	17
3.1. ŞASİ DİNAMOMETRESİNİN HAREKET DENKLEMİ .....	18
3.2. BİRLEŞTİRİLMİŞ ÇEKİŞ ETKİSİ.....	20
BÖLÜM 4 .....	23
MATERYAL VE METOD .....	23

	<b><u>Sayfa</u></b>
4.1. DENEY DÜZENEGİ .....	23
4.1.1. Dinamometre .....	26
4.1.2. Şasi Dinamometresi Gövde İskeleti.....	27
4.1.3. Tamburlar .....	28
4.1.4. Güç Kaynağı .....	29
4.1.5. Tako Jeneratör .....	31
4.1.6. Dişliler .....	34
4.1.7. Yük Hücreleri .....	35
4.1.8. Sinyal Yükseltici.....	36
4.1.9. Veri Toplama Kartı.....	38
4.1.10. Yük Kontrol Devresi Tasarımı .....	39
4.1.11. Gerilim ve Akım Ölçüm Devresi.....	41
4.2. ŞASİ DİNAMOMETRESİ TASARIMININ HESAPLANMASI .....	42
4.2.1. Tekerlerin Mekaniği .....	44
4.2.2. Yuvarlanma Direnci.....	45
4.2.3. Hava Direnci.....	46
4.2.4. Lastik Temas Koşullarına Tambur Çapının Etkisi .....	47
4.2.5. Eğimli Yolda İvme ve Hız Hesabı.....	49
4.3. METOD.....	51
4.3.1. PID Kontrol .....	53
4.3.2. Bulanık Mantık .....	54
4.3.2.1. Mamdani Bulanık Modeli .....	55
4.3.2.2. Kural Tabanı .....	58
4.3.2.3. Durulaştırma .....	59
4.3.3. Matlab/Simulink .....	60
4.3.4. Kullanıcı Ara Yüzü Yazılımı.....	61
4.3.5. Yük Devresi Kontrolü .....	61
4.3.6. Yol Benzetim Metodu.....	63
 BÖLÜM 5 .....	 65
DENEYSEL ÇALIŞMALAR .....	65
5.1. ARACIN AĞIRLIK ÖLÇÜMÜ .....	65
5.1.1. MATLAB/SIMULINK ile Ağırlık Ölçümü .....	66

## **Sayfa**

5.1.2. Kullanıcı Ara Yüzü Yazılım Kodları ile Ağırlık Ölçümü .....	68
5.2. TAKO- GENERATÖRÜ İLE ARACIN HIZININ ÖLÇÜMÜ .....	68
5.2.1. Matlab/Simulink İle Hız Ölçümü .....	69
5.3. ŞASI DİNAMOMETRESİ ÖN TESTLERİ.....	71
5.4. ELEKTRİKLİ ARAÇ TESTLERİ .....	73
5.4.1. Kullanıcı Ara Yüzü Yazılım Kodları İle Hız Ve Güç Kontrolü .....	74
5.4.2. Minimum Hızda Deneysel Çalışmalar.....	75
5.4.3. Yarım Hızda Deneysel Çalışmalar .....	76
5.4.4. Tam Hızda Deneysel Çalışmalar .....	77
5.4.5. Minimum Yükte Deneysel Çalışmalar .....	78
5.4.6. Yarım Yükte Deneysel Çalışmalar .....	80
5.4.7. Tam Yükte Deneysel Çalışmalar .....	81
5.5. KULLANICI ARAYÜZÜ YAZILIM KODLARI İLE YOL BENZETİM ÇALIŞMALARI.....	82
BÖLÜM 6 .....	84
DENEYSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME .....	84
KAYNAKLAR .....	86
ÖZGEÇMİŞ .....	89

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1. Dinamometre.....	8
Şekil 2.2. Prony fren dinamometre. ....	9
Şekil 2.3. Halat fren dinamometresi.....	10
Şekil 2.4. Fan fren dinamometre. ....	11
Şekil 2.5. Histerezis dinamometre kesiti.....	12
Şekil 2.6. Hidrolik dinamometre şeması. ....	12
Şekil 2.7. Girdap akım dinamometresi.....	13
Şekil 2.8. Mafsallı dinamometre. ....	14
Şekil 2.9. Sabit dinamometre. ....	15
Şekil 2.10. Alternatif akım dinamometresi. ....	15
Şekil 2.11. Tipik bir şasi dinamometresi.....	16
Şekil 3.1. Dinamometre üzerindeki aracın serbest cisim diyagramı. ....	19
Şekil 4.1. Sistemin ayrıntılı blok şeması.....	23
Şekil 4.2. Solidworks programında tasarımı yapılmış şasi dinamometresi. ....	24
Şekil 4.3. Tasarıma bağlı üretilen şasi dinamometresi.....	24
Şekil 4.4. Arka tekerlerden ağırlık ölçümü için tasarlanan ve üretilen platform. ....	25
Şekil 4.5. DA dinamometresinin yapısı. ....	26
Şekil 4.6. DA dinamometresinin performans grafiği.....	27
Şekil 4.7. Şasi dinamometresi gövdesi.....	28
Şekil 4.8. Üretimi yapılan tamburlar.....	28
Şekil 4.9. Ayarlanabilir güç kaynağının devre şeması.....	29
Şekil 4.10. Arduino Uno R3 işlemci kartı.....	30
Şekil 4.11. 0-190 Volt Ayarlanabilir güç kaynağı. ....	31
Şekil 4.12. Bir tako jeneratörün içyapısı.....	32
Şekil 4.13. Gerilim bölücü devresi.....	32
Şekil 4.14. Gerilim bölücü devre şeması. ....	33
Şekil 4.15. Tako jeneratör.....	33
Şekil 4.16. Dişlilere ait teknik resim.....	34

Şekil 4.17. Sistem üzerinde montajı yapılan dişliler.....	35
Şekil 4.18. Yük hücresi. ....	35
Şekil 4.19. Sinyal yükseltici.....	37
Şekil 4.20. Advantech PCI 1716 veri toplama kartı.....	38
Şekil 4.21. Frenleme dirençlerinin ve kontaktörlerin bağlantı şeması.....	39
Şekil 4.22. Tek bir kontak için çizilen devre şeması.....	40
Şekil 4.23. Yük kontrol devresi koruma devresi.....	41
Şekil 4.24. Gerilim ve akım ölçüm devresi.....	41
Şekil 4.25. Pinyon ana dişli takımı. ....	43
Şekil 4.26. Tamburların ve araç lastiğine ait yandan görünüş. ....	44
Şekil 4.27. Tekerleğin statik ve dinamik dönme yarıçapı.....	45
Şekil 4.28. Lastik ve tamburlar arasındaki ilişki ve yuvarlanama direnci ve lastik- tambur oranı arasındaki lineer ilişki.....	47
Şekil 4.29. Eğimli yolda araca etki eden kuvvetler.....	49
Şekil 4.30. Mamdani Bulanık çıkarımlı min operatörü.....	56
Şekil 4.31. Mamdani Bulanık çıkarımlı çarpım operatörü.....	56
Şekil 4.32. Hata girişine ait üyelik fonksiyonu.....	57
Şekil 4.33. Hatanın türevine ait üyelik fonksiyonu.....	57
Şekil 4.34. Çıkış fonksiyonuna ait teklik üyelik fonksiyonu.....	58
Şekil 4.35. Ağırlıklı ortalama yöntemi ile durulaştırma.....	60
Şekil 4.36. Ağırlık ölçümü için oluşturulan Matlab/Simulink blokları.....	60
Şekil 4.37. Tasarlanan şasi dinamometresi grafiksel kullanıcı ara yüzü.....	61
Şekil 4.38. Kontaktörlerin kontrolü için oluşturulan Matlab/Simulink blokları.....	62
Şekil 5.1. Tamburlar ve iki adet tablada kullanılan yük hücreleri.....	65
Şekil 5.2. Tamburlardan alınan ağırlık ölçümü grafiği.....	66
Şekil 5.3. Birinci tabladan alınan filtreli ağırlık ölçüm grafiği.....	67
Şekil 5.4. İkinci tabladan alınan filtreli ağırlık ölçüm grafiği.....	67
Şekil 5.5. Kullanıcı ara yüzü yazılımında ağırlık ölçümü.....	68
Şekil 5.6. Matlab/Simulink programında oluşturulan hız hesaplama blokları.....	69
Şekil 5.7. BDF filtre uygulandıktan sonraki doğrusal hız grafiği.....	70
Şekil 5.8. BDF filtre uygulandıktan sonraki açısız hız grafiği.....	70
Şekil 5.9. Minimum hız PID denetleyici ön testi.....	72

## **Sayfa**

Şekil 5.10. Yarım hız Bulanık Mantık denetleyici ön testi.....	72
Şekil 5.11. Tam yük PID denetleyici ön testi.....	73
Şekil 5.12. Testi yapılacak elektrikli araç (Nar). .....	73
Şekil 5.13. Elektrikli aracın testi yapılırken.....	74
Şekil 5.14. Minimum hız PID deneyi hız grafiği.....	75
Şekil 5.15. Minimum hız Bulanık Mantık deneyi hız grafiği.....	76
Şekil 5.16. Yarım hız PID deneyi hız grafiği.....	76
Şekil 5.17. Yarım hız Bulanık Mantık deneyi hız grafiği.....	77
Şekil 5.18. Tam hız PID deneyi hız grafiği.....	78
Şekil 5.19. Tam hız Bulanık Mantık deneyi hız grafiği.....	78
Şekil 5.20. Minimum yük PID deneyi yük grafiği.....	79
Şekil 5.21. Minimum yük Bulanık Mantık deneyi yük grafiği.....	79
Şekil 5.22. Yarım yük PID deneyi yük grafiği.....	80
Şekil 5.23. Yarım yük Bulanık Mantık deneyi yük grafiği.....	80
Şekil 5.24. Tam yük PID deneyi yük grafiği.....	81
Şekil 5.25. Tam yük Bulanık Mantık deneyi yük grafiği.....	81
Şekil 5.27. Simülasyon programının ara yüzü.....	83

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b><u>Sayfa</u></b>
Çizelge 4.1. DA dinamometresinin teknik özellikleri.....	27
Çizelge 4.2. Arduino Uno R3 işlemci kartına ait teknik özellikleri .....	30
Çizelge 4.3. Tako jeneratörüne ait teknik özellikleri .....	34
Çizelge 4.4. Yük hücresi teknik özellikleri.....	36
Çizelge 4.5. Sinyal yükselticilerini teknik özellikleri .....	37
Çizelge 4.6. Veri toplama kartının özellikleri.....	38
Çizelge 4.7. Sekiz farklı frenleme direnç bağlantısı .....	40
Çizelge 4.8. LA 50A akım sensörü teknik bilgileri .....	42
Çizelge 4.9. LA 100A akım sensörü teknik bilgileri .....	42
Çizelge 4.10. LV 25-P gerilim sensörü teknik bilgileri .....	42
Çizelge 4.11. Yolun cinsine göre yuvarlanma direnç değerleri.....	46
Çizelge 4.12. Çeşitli taşıtlar için hava direnç değerleri .....	46
Çizelge 4.13. PID kontrolör parametrelerinin etkileri .....	54
Çizelge 4.14. Bulanık Mantık kural tablosu.....	58
Çizelge 4.15. Farklı frenleme dirençlerini aktif hale getiren MS blokları.....	63
Çizelge 4.16. Elektrikli araca ait değişkenler.....	64
Çizelge 5.1. Deneysel Çalışmalar .....	75



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER

cm	: santimetre
mm	: milimetre
PCA	: Temel bileşen analizi
$F_v$	: Çekiş kuvveti
v	: Doğrusal araç hızı
$\frac{dv}{dt}$	: Doğrusal araç ivmesi
$\Theta$	: Yol eğimi
$\rho$	: Hava yoğunluğu
n	: Lastik tasarımına bağlı indeks
$m_{veq}$	: Toplam eşdeğer kütle
$C_{R1}$	: Yuvarlanma direnci
$C_D$	: Aerodinamik sürüklenme katsayısı
$f_{0V}, f_{1V}, f_{2V}$	: Birleştirilmiş araç sürtünme katsayıları
$T_{de}$	: Elektromanyetik tork
$F_{v(N)}$	: Net araç çekiş kuvveti
I	: Dönme ataleti
$m_{cd}$	: Birleştirilmiş şasi dinamometresi kuvveti
$f_{0Vd}, f_{1Vd}, f_{2Vd}$	: Dinamometre üzerindeki aracın sürtünme katsayıları
$F_{net}$	: Birleştirilmiş net kuvvet
$F_{dino}$	: Dinamometrenin emdiği kuvvet
$F_{motor}$	: Elektrik motorunun ürettiği kuvvet
$f'_{0Vd}, f'_{1Vd}, f'_{2Vd}$	: Şasi dinamometresinin birleştirilmiş sürtünme katsayıları
$f'_{0d}, f'_{1d}, f'_{2d}$	: Şasi dinamometresinin sürtünme katsayıları
dev/dk	: Devir/ dakika
V	: Volt
Kg	: Kilogram

KW : KiloWatt  
A : Amper  
KB : Kilobyte  
Mhz : Megahertz  
mV : miliVolt  
gr : gram  
s : saniye  
kS/s : kilo sample per second, birim zamandaki örnek sayısı x1000

### **KISALTMALAR**

TÜBİTAK : Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu  
NASCAR : Stok Araba Otomobil Yarışları Ulusal Birliği  
BSF : Bulanık Spektral Filtre  
PID : Proportional - Integral – Derivative, Oransal – İntegral - Türev  
PCA : Temel Bileşen Analizi  
DA : Doğru Akım  
DGM : Darbe Genişlik Modülasyonu  
AA : Alternatif Akım  
PCI : Çevresel Birleşen Birimi  
BDF : Birinci Dereceden Filtre  
AGF : Alçak Geçiren Filtre  
MS : Manuel Anahtar  
MVS C# : Microsoft Visual Studio  
GUI : Graphical User Interface (Grafik Kullanıcı Arayüzü)

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Motorlu araçlar sektörü, Dünyada ve Türkiye’de yük ve insan taşıma amacına yönelik olarak imal edilmiş olan araçları kapsayan lokomotif sektörlerden biridir. Bugün, dünyada motorlu araçlar sektörünün ürettiği motorlu araç sayısı yaklaşık 1 milyar civarındadır. Dünyada 1000 kişiye düşen araç sayısı 140’dır. Türkiye’de bu sayı 147, Avrupa Birliği ülkelerinde ise 500’ün üzerindedir [1]. Bu araçlar gerek teknik gerekse fiziki özellikleri açısından farklılıklar göstermektedir. Özellikle motor gücü ve verimi bu araçların tercihlerinde önemli bir paya sahiptir.

Mevcut teknolojimiz, günlük hayatın sürdürülebilmesi için gerekli ısıtma, üretim, taşımacılık ve diğer tüm aktivitelerde temel enerji kaynağı olarak fosil kökenli yakıtlara büyük oranda bağımlıdır. Fosil kökenli yakıtların kullanımı uzun dönemde insanlık için iki açıdan tehdit oluşturacağı öngörülmektedir. İlk tehdit, sınırlı rezervlere sahip özellikle petrol ve doğal gaz gibi yakıtların azalmasına bağlı olarak artan maliyetler ve buna bağlı olarak sosyal ve ekonomik etkilerinin büyüklüğüdür. İkinci tehdit ise fosil kökenli yakıtların yakılması sonucu ortaya çıkan zararlı emisyonlar ve sera gazlarının çevre üzerine etkileridir [2].

Son yıllarda elektrik makineleri, bataryalar ve güç elektroniği teknolojilerindeki gelişmelere paralel elektrikli araç teknolojisinde sağlanan ilerlemeler, bu tehditlere yakın dönemde önleyici ve uzun vadede ise tamamı ile ortadan kaldıracak çözümler vaat etmektedir [2].

Araçların laboratuvar ortamında test edilmesi ile performans değerlendirmeleri yapılabilmektedir. Test sonuçlarının güvenilirliği çok fazla sayıdaki parametrenin ölçülmesi ve deneysel verilerin doğru bir şekilde kaydedilmesine bağlıdır. Bunun için birçok donanıma sahip motor test stantlarına ihtiyaç duyulmaktadır.

Araştırmalarla motorların laboratuvar ortamında test edilmeleri ile hedeflenen amaca ulaşıp ulaşamadıkları kontrol edilmektedir. Bu testler yeni geliştirilen araçlar üzerinde yapılabileceği gibi üretim aşamasında üretimin denetlenmesi için de yapılabilir. Yenileştirilmiş motor ve taşıtlara da bu gibi testler uygulanarak sonuçların tatmin edici olup olmadığı araştırılabilir [3].

Günümüz dünyasında motorların güç ve tork performanslarını ölçmek için dinamometreler kullanılmaktadır. Dinamometre için döner şaftlardan elde edilen tork, kuvvet ve gücü ölçmek için kullanılan cihaz, motorlardan elde edilen mekanik gücü bulmak için kullanılan cihaz, insanların, hayvanların ve makinelerin uyguladıkları kuvveti ölçmek için kullanılan cihazdır gibi birçok tanım yapılmıştır.

En yaygın kullanım olarak dinamometre, bir elektrik motoru ya da otomobil, kamyon ve diğer motorlu araçların gücünü bulmaya yarayan cihaz olarak tanımlanır. Dinamometre özellikle otomotiv sektörünün önemli bir parçasını oluşturmaktadır. Otomotivde motor testi için üç yöntem kullanılır. Bunlar dinamometre kullanarak motor testi, şasi dinamometresi kullanarak araç testi, test pistleri kullanılarak araç testidir.

Araç motorlarında iki çeşit güç vardır. Bunlardan birincisi, silindir içerisine giren karışımın yanması ile meydana gelen ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüşmesi sırasında elde edilen, indike güçtür. İyi bir yakıt ekonomisi ve emisyon için, motor yanma veriminin, motorun bütün çalışma şartlarında maksimum seviyede tutulması gerekmektedir. Her bir işletme parametresinin yanma üzerindeki etkisi farklı olmaktadır. Dolayısıyla mümkün olan çok sayıda parametreden, yakıtın en verimli biçimde enerjiye dönüşümünü sağlayacak şekilde yararlanılmalıdır [4]. Diğeri ise mil, fren veya faydalı güç olarak adlandırılan ve motorun volanından veya kasnağından ölçülen güç olup motorun gerçek gücüdür. Yani motor içerisindeki sürtünme ve diğer kayıplardan sonra kalan gerçek güçtür.

Faydalı güç dinamometre ile ölçülür [5]. Test amacı için imal edilmiş stantlar yapısal olarak birbirlerine benzemekle beraber teknolojik imkânlarına ve ölçme sistemlerindeki farklılıklara göre değişiklikler gösterirler. Bu cihazlar motorun

ürettiği gücü kendi bünyelerine alarak harcarlar.

Dinamometrenin güç ölçmek dışında işlevleri de vardır. Bunlar, yere aktarılan güç ile motor gücü arasındaki farkı yorumlama ve kıyaslama, motordaki ufak düzensizlikleri dahi tespit etme, yürüyen aksamdaki olası sorunları tespit etmekte kullanılır, vites oranlarını hesaplayıp tespit etme imkanı sağlar.

Bu çalışmanın amacı, giderek azalan fosil yakıtlara alternatif olarak üretilen elektrikli araçlar için şasi dinamometre tasarımı yapılması ve üretilmesidir. İmal edilen şasi dinamometresinin mekanik sınırı TÜBİTAK tarafından düzenlenecek olan Elektromobil Yarışları teknik kurallarında belirtilen ölçülerdedir.

Kullanılan ilk dinamometre Gaspard de Prony tarafından 1821 yılında prony frenini adıyla icat edilmiştir. De Prony freni (veya prony freni) icat edilen en erken dinamometrelerden biri olarak kabul edilir. Sonraki iki yüz yılda, Pny fren dinamometre ve aynı varyasyonları motor beygir gücü ölçmek için geliştirilmiştir. Bu fren dinamometresinin modern versiyonları bugün hala kullanımda bulunmaktadır [7].

İlk dinamometre arabası "Bilgisayarın babası" Charles Babbage tarafından 1838 yılında inşa edildi. Charles Babbage Büyük Britanya' da Great Western Railway için çalışırken, bir yolcu vagonuna motor ve tren arasındaki bilgileri sürekli hareket eden bir rulo üzerine kaydeden donanımı yerleştirdi. Kaydedilen veriler motorun çekme kuvvetini, taşıyıcının aldığı yolu ve taşıyıcının dikey titreşimlerini içermektedir [8,9].

William Froude, Isambard Kingdom Brunel adına Great Western Railway' de çalıştı ve daha sonra dikkatini deniz mühendisliğine çevirdi. Gemi-tekne tasarımı üzerine yaptığı kapsamlı araştırma sonucunda, günümüzde halen tüm deniz araçlarının tasarımında kullanılan Mach sayısının hidrodinamik eşdeğeri olan "Froude sayısını" bulmuştur. Bu dönemde, gemi motorlarını testlerinde kullanılmak üzere hidrolik dinamometreyi icat etmiş ve Heenan ve Froude şirketini kurmuştur. Şirket gemiler, otomobiller ve uçaklar için motor test donanımları üreterek ürün yelpazesini giderek genişletmiştir [7].

Alman şirketi Carl Schenck Eisengie Berei & Waagenfabrik 1928 yılında, bugünün fren testi ile birlikte otomobil şasi Dinamometresini kullanan ve test standının tasarımını yapan ilk kişi olmuştur.

Girdap (Eddy) akımları ile ilgili yaygın olan görüş, 1851 yılında Fransız fizikçi Leon Foucault tarafından keşfedildiğidir. Bu nedenle, girdap akımlarına bazen Foucault akımları da denir. Girdap akımları, iletkenin zamanla alan kaynağının ve iletkenin hareketiyle ya da alan değişiklileri nedeniyle manyetik alan değişikliğine maruz kaldığında elektrik akımının iletkeni indüklemesidir. Bu durum iletken içinde bir elektron ya da akım akış dōngüsüne neden olabilir. Bu akımın girdap dōngüsü indüklenir ve böylece manyetik alana neden olur [7].

İkinci Dünya Savaşı başladıktan sonra 1940 yıllarında Amerika Birleşik Devletleri genelindeki yüzlerce dinamometre tesisi, askeri uygulamalar için motor programlarını geliştirmiş ve motorların geliştirilmesinde çok önemli destek sağlamışlardır. İkinci Dünya Savaşı bittikten sonra Hot Rod Dergisi Utah Bonneville’ de yapılan dinamometreyi “Great White Dynamometer” yazısı ile tanıtmıştır. İlk yasal sürüklenen bantlar ile performans ölçümleri başlamış ve dünya karada hız rekoru denemeleri hala orada yapılmaktadır. 1949 yılında NASCAR (National Association for Stock Car Auto Racing) yarışları başlamış ve dinamometre daha hızlı bir gelişme sürecine girmiştir ve popüler olmaya başlamıştır [10].

Huffman ve ekibi 1962 yılında yaptıkları çalışmada, Girdap Akımları Dinamometresini kullanarak bir şasi dinamometresi gerçekteştirmişlerdir. Bu dinamometrede tek silindir kullanılmıştır. Huffman bir aracın tekerleğindeki torku silindirin yüzey sürtünmesine, atalete ve rüzgar direncine bağlamıştır. Sonuç olarak şasi dinamometresi gerçekteştirilmiş ve araç performans testleri için kullanılmıştır [11].

Anya ve ekibi 1995 yılında yaptıkları çalışmada şasi dinamometresi ile ölçüm yapılırken sürücü kontrolü nedeni ile ortaya çıkan gecikmeyi azaltmak için, tam durum geri besleme tekrarlayıcı sinir ağı mimarisini kullanarak şasi dinamometresini kontrol etmeye çalışmışlardır. Hızda meydana gelen hataya göre gaz veya fren

uygulamışlardır. En iyi zamanda müdahale edebilmek için Bulanık Spektral Filtre (BSF) kullanmışlardır. Sonuç olarak dinamometrenin hızı kontrol altına alınmıştır [12].

Batmaz 1998 yılında yaptığı çalışmada motorlu taşıt testlerinde kullanılan şasi dinamometresi, yakıt metre ve egzoz gaz analiz cihazlarının bilgisayar ile otomasyonu amaçlamıştır. Bu otomasyonda test cihazlarından gelen elektronik sinyaller ve bu sinyallere bağlı olarak elde edilen verilerin bilgisayar ortamına aktarılması değerlendirilmeleri sağlanmıştır. Veri toplama sisteminin uygulanması ve kullanılması sonucunda motorlu taşıt testlerinde bulunması gereken yardımcı eleman sayısına duyulan ihtiyaç ve verilerin doğrudan bilgisayara aktarılmasıyla hata yapma oranı azaltılmıştır. Bu sistemle verilerin daha kolay değerlendirilmesi sağlanmıştır [5].

Çelik, Bayır ve Özdalyan, 2007 yılında yaptıkları çalışmada içten yanmalı bir motoru bilgisayar kontrolünde test edebilen ve deneysel verileri eş zamanlı olarak bilgisayar ortamına aktarabilen bir test standının (dinamometrenin) tasarımını ve imalatını gerçekleştirmişlerdir. Geliştirilen test sistemi sayesinde motorun ilk harekete geçirilmesi, istenilen hızlarda yüklenmesi ve sürtünme gücünün ölçülmesi sağlanmıştır [3].

Zhang, Qu ve Wang 2008 yılında yaptıkları çalışmada dinamometrenin temel amacı olan, araçlar için gerçekçi çalışma koşulları oluşturmaktan yola çıkmışlardır. Bunu gerçekleştirmek için Bulanık-PID kontrolör kullanmışlardır. İstenilen değerlere hatasız ve en kısa zamanda ulaşmak için çalışma yapmışlardır. Çalışma sonucunda sistem kontrol altına alınmış ve kısa bir sürede hızlı ve doğru bir şekilde istenilen değere oturması sağlanmıştır [13].

Guo ve Wang 2008 yılında yaptıkları çalışmada dinamometre kontrolü tamamen bilgisayar ortamına aktarılmış ve bilgisayar ile kontrol etmeye çalışmışlardır. Ayrıca test standının da simülasyonu görsel bir programlama ile gerçekleştirilmiştir. Burada Toplu Araç Sistemi (Multi-Agent System) kullanılarak dinamometrenin bütün parametreleri kontrol edilmiştir. Sonuç olarak işçi gücü kullanılmamış, zaman kaybı

yaşanmamış ve hata payı aza indirgenmiştir [14].

Guo ve Wang 2010 yılında yaptıkları çalışmada araç şasi dinamometresinin yük bindirme kısmının benzetim ile yapılması halinde, simülasyonun hassasiyeti nedeni ile ölçülen verinin doğrusal olmayan dalgalanmasını düzeltmek istemişlerdir. Bunun için de Kernel PCA (Principal Component Analysis) yöntemine dayanarak yük direncinin yüksek doğrulukta ve hızlı şekilde kendini dengelemesi sağlanmıştır. Sonuç olarak veri girişi tepkisi ve yapılan yükleme faktörü dengede tutulmuştur [15].

Zhao, Li 2012 yılında yaptıkları çalışmada hibrid araçlar için alan kontrol ağına dayalı bir şasi dinamometresi geliştirmiştir. Hibrit araçların ölçüm metodlarını ve yükleme aygıtlarını analiz etmişlerdir. Hibrit elektrikli araçların yol direnç simülasyonunu yapmışlardır. Sonuç olarak yapılan testler sonucunda hibrit elektrikli araçların bütün montaj seviyelerinin geliştirilmesine neden olmuştur. Test metodları ve standartları hibrit elektrikli araçların gelişimi için geniş bir araştırma alanı sağlamıştır [23].

Mróz, Brol 2013 yılında yaptıkları çalışmada mobil robotlar için güç aktarma organlarının ve çekiş parametrelerinin tasarımını özetlemişlerdir. Çalışmalarında güç aktarma organlarının teknik bilgilerini, mekanik verimliliklerini ve enerji kayıplarını açıklamışlardır. Çalışmalarının sonunda yapısal parametreler gibi parametreleri içeren kontrol sistemini, iletişimi ve işlem modlarını tanımlamışlardır [24].

Bu çalışmanın giriş bölümünde dinamometreler hakkında genel bilgi ve tarihsel gelişimi verilmektedir. Ayrıca dinamometreleri hakkında literatür taraması verilmektedir. İkinci bölümde şasi dinamometrelerinin modellenmesi hakkında bilgi verilmektedir. Üçüncü bölümde şasi dinamometresinin modellenmesi matematiksel ifadelerle açıklanmaktadır. Dördüncü bölümde, geliştirilen şasi dinamometresi parçaları hakkında yöntemler, tasarımda kullanılan matematiksel ifadeler ve bilgiler detaylı olarak verilmektedir. Çalışmanın beşinci bölümünde deneysel çalışmalar verilmektedir. Deneysel sonuçlarda elde edilen veriler ve grafikler değerlendirilmektedir. Deneysel çalışmaların nihai sonuçları altıncı ve son bölümde açıklanmaktadır. Tez, deneysel çalışmalar sonucu elde edilen bulguların, deneysel



Çalışmanın amacına uygun olarak yorumlanması ile sonuçlandırılmaktadır.

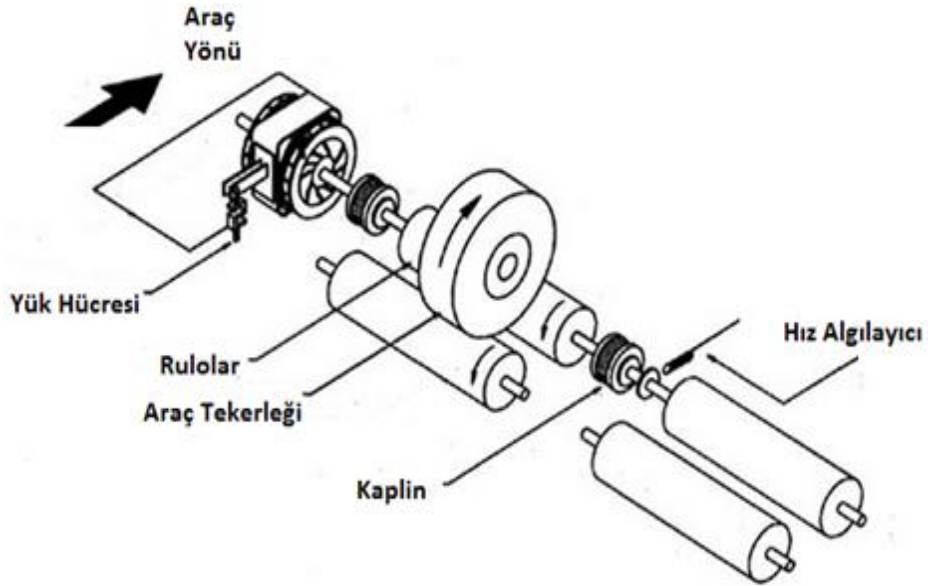
Bu tez çalışmasında elektrikli araçlar için şasi dinamometresi tasarımı ve üretimi yapılmıştır. PID ve Bulanık Mantık zeki denetim yöntemleri kullanılarak kontrol edilen şasi dinamometresi ile ölümü yapılan elektrikli araç belirlenen sekiz farklı direnç değeriyle yüklenebilmektedir. Maksimum gücü 3,5 kW olan elektrikli araçların testlerini yapabilmektedir. Testler istenilen yükler altında yapılabilmektedir. Bu sayede gerçek ortama çıkmadan elektrikli araçların testleri yapılabilmekte ve araçların yıpranmasının önüne geçilmektedir.

## BÖLÜM 2

### DİNAMOMETRE

#### 2.1. DİNAMOMETRE HAKKINDA GENEL BİLGİLER

Döner bir makinenin (elektrik motorunun ya da otomobil motorunun) çıkış güçlerini ölçmede kullanılan dinamometrelerde döner parçaya uygulanan burma kuvveti moment ile açısal hızın çarpımı kuvveti verir. Şekil 2.1’ de dinamometre üzerindeki parçalar görülmektedir. Dinamometreler de kendi aralarında ölçtükleri vasıtaya göre birçok kategoriye ayrılırlar. Motor dinamometreleri, Şasi dinamometreleri bunlardan bazılarıdır.

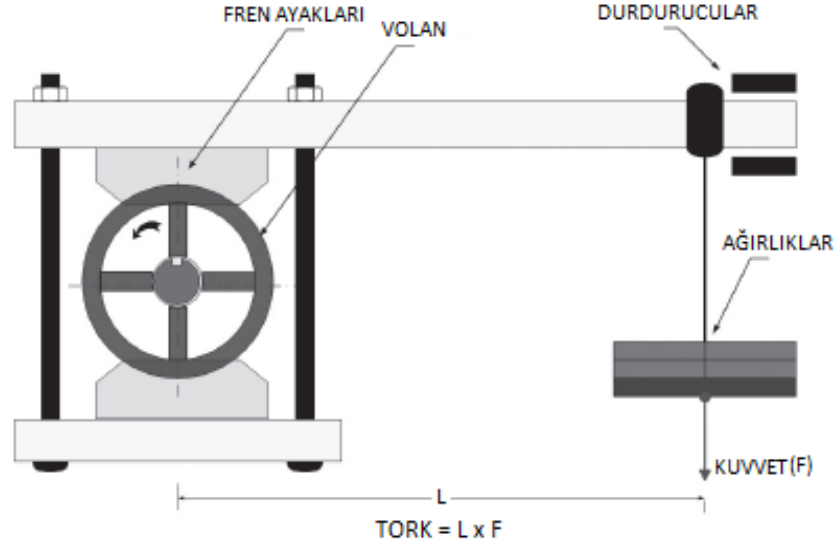


Şekil 2.1. Dinamometre.

#### 2.2. PRONY FREN DİNAMOMETRE

1821 yılında Fransız matematikçi ve mühendis Gaspard François Marie Clair Zengini de Prony tarafından icat edilmiştir. Prony fren ilk dinamometre olarak kabul edilir.

Motor miline monte edilmiş tahta ayaklar volana bastırılır ve mekanik sürtünmeden dolayı frenleme yapılmış olur. Bu kuvvet kola ilave edilen ağırlıklar sayesinde ölçülür. Şekil 2.2.' de prony fren dinamometresi verilmektedir [7].



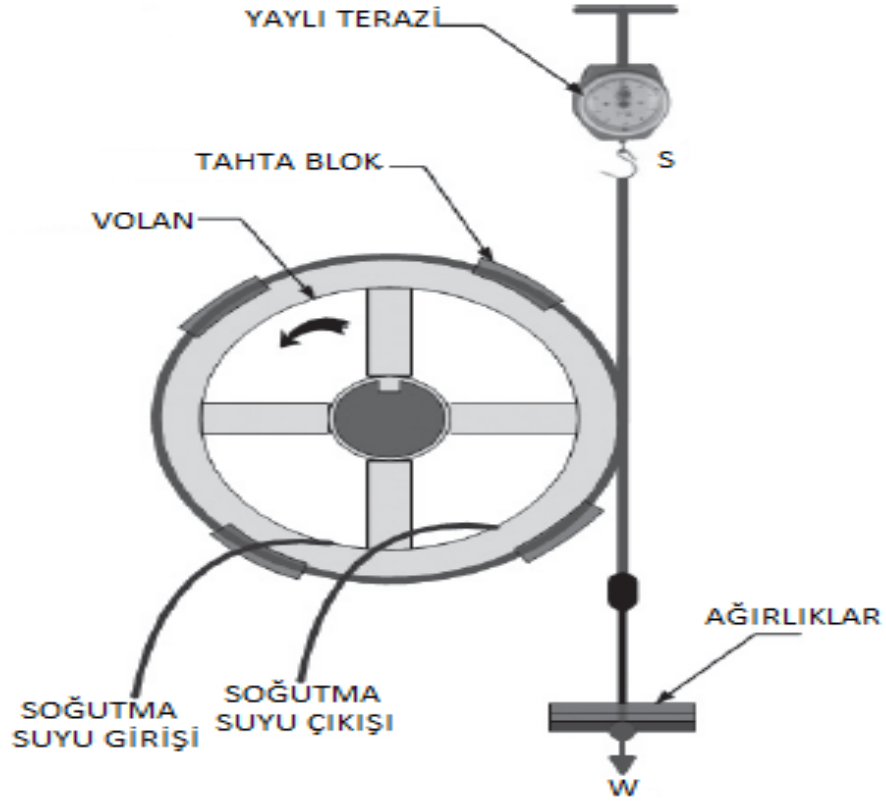
Şekil 2.2. Prony fren dinamometre.

### 2.3. HALAT FREN DİNAMOMETRE

Yaklaşık 1858 yılında Lord Kelvin Prony fren mantığına dayanarak Halat Fren Dinamometreyi geliştirmiştir. Prony fren de kullanılan tahta ayaklar yerine döner mile sarılı ip kullanmıştır.

Halat Fren Dinamometre, test edilecek olan motorun miline sabitlenmiş volan biçiminde bir tamburun etrafına sarılmış halattan oluşmaktadır. Tambur üzerine tahta bloklar eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Halatın üst ucu yaylı teraziye, alt ucu ise ağırlıklara bağlanmıştır. Şekil 2.3' de halat fren dinamometresi verilmektedir.

Halat dinamometre yardımıyla hız ölçmek için motor sabit hızda çalıştırılır. Bu sabit hız noktasında iletilen tork tamburun etrafına sarılmış ipler tarafından üretilen sürtünme torku tarafından dengelenmektedir. Motor yük altında çalışırken tamburun sürekli olarak soğutulması gerekmektedir. Sürtünmeden dolayı oluşan ısının ortadan kaldırılması için soğutma sıvısı tamburun iç tarafına gönderilir.



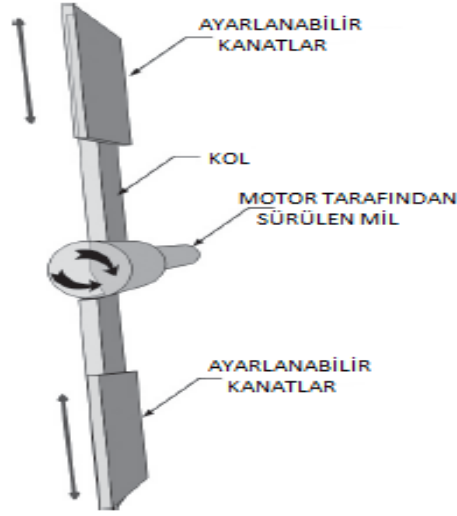
Şekil 2.3. Halat fren dinamometresi.

#### 2.4. FAN FREN DİNAMOMETRE

Fan fren dinamometresi W. G. Walker tarafından icat edilmiştir. Fan dinamometrenin seçilmesindeki en büyük etkenler kolay uyarlanabilirliği, ucuzluğu ve sadeliğidir. En büyük dezavantajı ise dış ortam şartlarına karşı çok duyarlıdır. Sıcaklık, hava basıncı ve nemden etkilenmektedir. Dönem düzlemine dik olarak yerleştirilmiş fandan oluşmaktadır [7].

Fan motor miline yükleme yapmak için kullanılır. Fan fren dinamometre önceden tespit edilmiş olan sabit bir yükü sağlayacak ve motor miline uygulayacaktır. Fan fren dinamometre bir Doğru Akım Dinamometre veya Alternatif Akım Dinamometre kullanılarak kalibre edilir. Ölçüm parametresi sadece dev/dk olacaktır. Fan frenler farklı hız (dev/dk) aralıkların da kalibre edilebilirler.

Fan fren dinamometre genellikle küçük tekerlekli mobilet ve motosikletler için kullanılmaktadır. Şekil 2.4' de fan fren dinamometre verilmektedir.



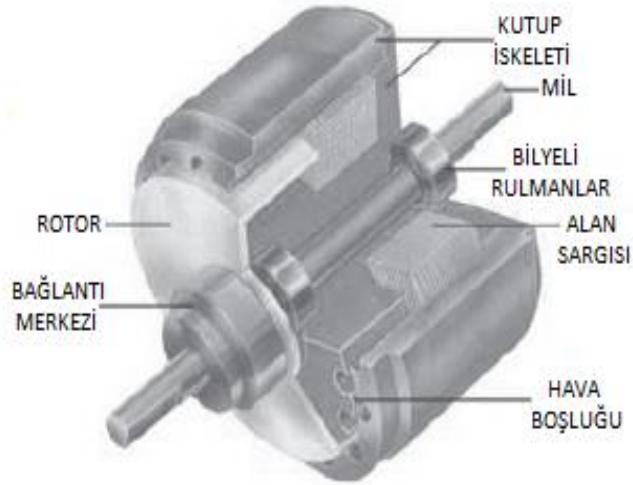
Şekil 2.4. Fan fren dinamometre.

Bu dinamometre türü yaklaşık sonuçlar üretmektedir ve yüzde yüz doğru ölçüm sonuçları vermemektedir. Tekrarlı olarak aynı sonucu da veremeyebilir. Hava basıncı ve havada bulunan su miktarı gibi basit farklılıklar mekanik ölçümü etkileyebilir. Bu yüzden büyük araçlar için kullanımda tercih edilmemektedir [3].

## 2.5. HİSTEREZİS DİNAMOMETRESİ

Histerezis dinamometre iki temel bileşenden oluşmaktadır. Bunlar ağısı bir kutup yapısı ve çelik rotor/mil bileşenleridir. Aralarında fiziksel olarak bir temas söz konusu değildir. Aralarında hava kanalcıkları bulunur. Bir alan sargısı, mıknatıs veya manyetik kuvvet kutup yapısına uygulandığında bu hava kanalcıkları akış alanı haline gelir. Manyetik kontrollü rotor, kutup yapısı ve rotor arasındaki frenleme hareketini sağlamaktadır. Burada oluşan frenleme sistemi sürtünme ya da kesme kuvveti olmadan hava boşluğu yoluyla üretilmiştir. Histerezis dinamometrenin avantajları, mutlak pürüzsüzlük, hız-tork bağımsız, bakım gerektirmez, yüksek tekrarlanabilirlik olarak verilebilmektedir.

Elektrikle çalışan histerezis dinamometre de ayarlama ve tork kontrol, alan sargısı tarafından gerçekleştirilir. Bu alanda bulunan bobine uygulanan doğru akım ayarlanarak tam bir kontrol sağlanmaktadır [7]. Şekil 2.5.' de histerezis dinamometresinin kesiti verilmektedir.

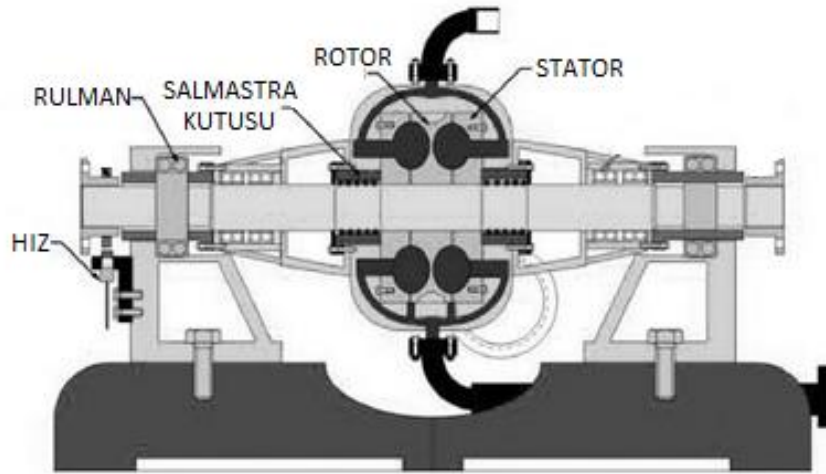


Şekil 2.5. Histerezis dinamometre kesiti.

## 2.6. HİDROLİK DİNAMOMETRE

1877 yılında William Froude tarafından icat edilmiştir. Motor deneylerinde yükleme ve moment ölçümü için uygulanan en yaygın yöntemlerden biri Hidrolik Dinamometre (Su Freni Dinamometre)'dir. Hidrolik frenlerde genellikle sıvı olarak su kullanılır. Hidrolik dinamometreye ait şema Şekil 2.6' da verilmektedir [7].

Hidrolik dinamometrenin temelde yapısı fincan şeklinde özel kanatlara sahip rotor ve statordan oluşur. Hidrolik dinamometre mekanik yapısındaki değişime göre iki türlü yapılabilir.



Şekil 2.6. Hidrolik dinamometre şeması [7].

## 2.7. GİRDAP AKIM DİNAMOMETRE

Girdap Akım Dinamometre 1931 yılında Martin ve Anthony Winthers tarafından icat edilmiştir. Girdap akımı (Eddy Current) 1851 yılında Fransız fizikçi Leon Foucault tarafından keşfedilmiştir [7].

Girdap akımları bazen Foucault akımları olarak da adlandırılır. Bir iletken zamana bağlı olarak değişken bir manyetik alana maruz kaldığında iletken üzerinde elektrik akımı oluşur, buna girdap akımı denir. Bu akım hem ısı hem de elektromanyetik bir kuvvet üretir. Girdap akımı bu yönüyle dinamometreye güçlü bir fren etkisi vermek için kullanılır [7].

Sistemde yük kontrolü yapılırken giriş akımı kontrol edilmektedir. Giriş akımı arttırıldığında yük artmakta, azaltıldığında ise yük azalmaktadır. Dönme yönü akımın verilmesine göre değiştirilebilir. Şekil 2.7' de Girdap Akım Dinamometresi verilmektedir.



Şekil 2.7. Girdap akım dinamometresi.

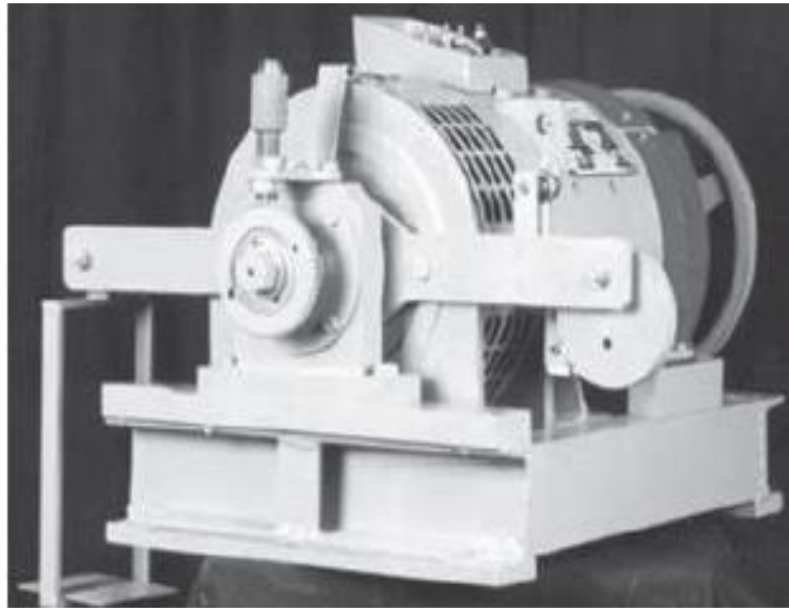
Dinamometre tarafından emilen güç bobinlerin üzerinden akan giriş akımı ile doğru orantılıdır. Bobinler üzerinden akan akımın miktarının değiştirilmesi bobinler

tarafından üretilen manyetik alanın miktarını değiştirir. Dinamometrenin mili test edilecek olan motor veya sistemin rotor miline monta edilir. Böylelikle dinamometre motor veya sisteme bir yük uygulayarak milin dönmesine karşı kuvvet oluşturur. Emilen sistem veya motor gücü ısıya dönüştürülür. Sistem su ile soğutulmaktadır [7].

## 2.8. DOĞRU AKIM DİNAMOMETRE

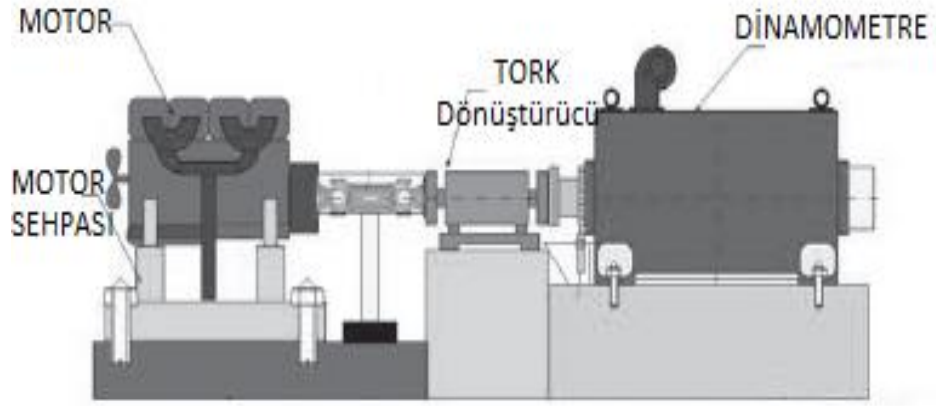
Doğru Akım (DA) Dinamometre bir doğru akım motorundan oluşmaktadır. Doğru akım motoru çalışma şekline göre motor veya jeneratör görevi yapmaktadır. Dinamometre çalışırken üzerinde frenleme kuvveti meydana getirilebilir. Dinamometre üzerine monte edilmiş yük hücresi ve hız algılayıcısı bulunur. Bu elemanlar test altındaki cihazın tork ve hızını ölçer. Ölçülen değerler kullanılarak güç çıkışı hesaplanır. Dinamometre, kontrollü şartlar altında istenen tork ve hızı üretmek için kullanılır [7].

Doğru akım dinamometreleri mafsallı kullanılarak bağlantı veya sabit bağlantı olmak üzere iki şekilde bağlanabilir. İki yöntemle yapılan uygulamalarda vardır ancak sabit montajlı daha popülerdir. Şekil 2.8 ve Şekil 2.9’ da mafsallı dinamometre ve sabit dinamometre verilmektedir.



Şekil 2.8. Mafsallı dinamometre.



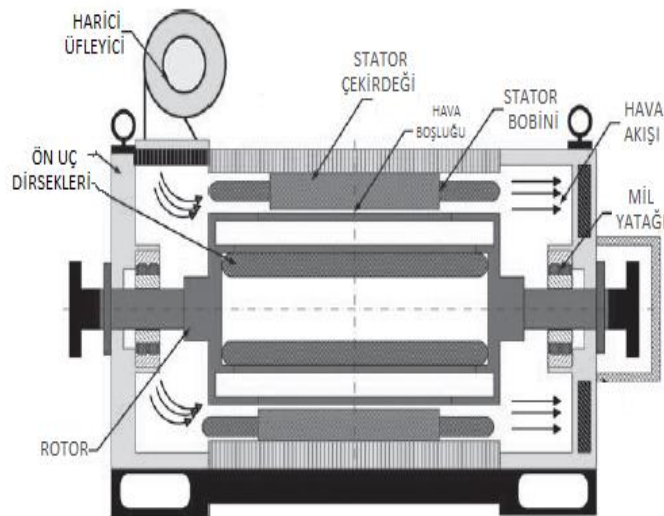


Şekil 2.9. Sabit dinamometre.

## 2.9. ALTERNATİF AKIM DİNAMOMETRE

Alternatif Akım (AA) dinamometresi, test edilen sistemin mekanik gücünü bulmak için kullanılır. Standart bir alternatif akım dinamometre de AA çevirici, vites kutusu, devir ölçümü için hız algılayıcısı, tork dönüştürücünden oluşmaktadır. Alternatif Akım dinamometre de alternatif akım motoru kullanılır [7].

Alternatif Akım dinamometreleri çerçeve, mil, stator, rotor ve rotorunda bulunan dirsekler olmak üzere birçok bileşenden oluşmaktadır. Şekil 2.10' da alternatif akım dinamometresinin şematik resmi verilmektedir.



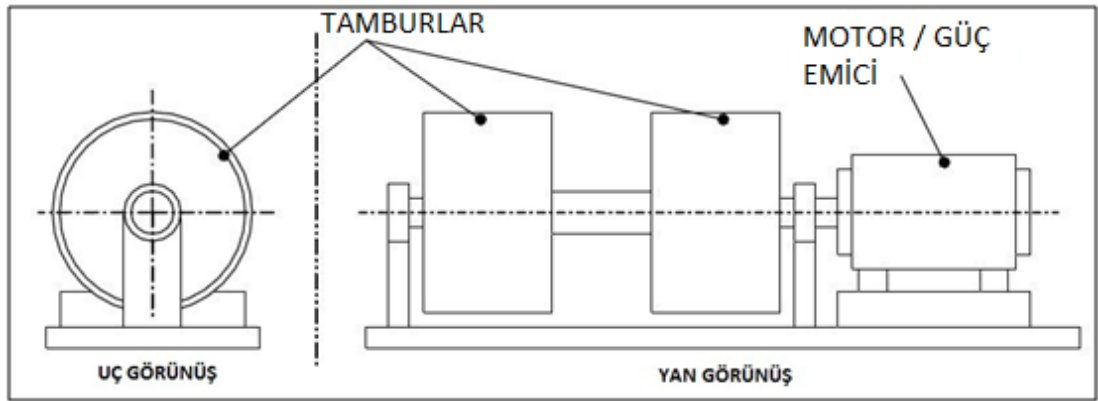
Şekil 2.10. Alternatif akım dinamometresi.

## 2.10. MOTOR DİNAMOMETRESİ

Genellikle fabrikalarda ve tek model araç modifiyesi üzerine çalışan firmalarda kullanılır. Araç üzerinden sökülen motorun volan çıkışı özel aparatlar yardımı ile dinamometreye bağlanır. Elektrik bağlantıları yapılarak motor çalıştırılır ve volan çıkışındaki gücün ölçümü yapılır. Ölçülen güç sadece motordaki güçtür ve sistemin pratikte en büyük dezavantajı motorun ve elektrik bağlantılarının araç üzerinden sökülmesi gereğidir.

## 2.11. ŞASI DİNAMOMETRESİ

Her marka araç üzerine çalışan servislerin ve ölçüm merkezlerinin kullandığı sistemdir. Aracın çekiş tekerlekleri, yer seviyesinde bulunan iki adet silindir arasına alınır. Araç sabitlenir ve tam gaz pozisyonunda, araç sabit devirde tutulmak suretiyle ölçüm yapılır. Ölçümler motor çıkışı veya tekerlek çıkışı olarak farklı farklı yapılabilir. Tipik bir şasi dinamometresine ait resim Şekil 2.11’ de verilmektedir.



Şekil 2.11. Tipik bir şasi dinamometresi [16].

## BÖLÜM 3

### ŞASI DİNAMOMETRESİNİN MODELLENMESİ

Bir dinamometrenin yükünü sisteme uygulamak için sistemin karakteristiği ve bu yükün test sırasında araçla olan ilişkisini belirlemek gerekmektedir. Aracın çıkış gücü yol üzerinde hız ve kuvvet olarak ölçülür. Çekiş gücü olarak bilinen bu kuvvet çoğunlukla şasi dinamometrelerinde rulolara dolaylı olarak yük bağlayarak ölçülür. Kararlı durum testleri için sürtünme kayıplarını bilmek yeterli olmaktadır. Böylece harcanan güç, belirli hızda belirli yükü uygulamak için sürtünme ile birleştirilebilir. Bununla birlikte, ölçümler değişken hızlarda yapılıyorsa atalet etkilerini de ölçmek gerekmektedir [16].

Hareket halindeki bir araç yerçekimi, sürtünme ve atalet yükleri gibi çeşitli yüklere tabidir. Bu direnç etkilerini aşmak için yol yüzeyine uygulanan çekiş gücü ( $F_v$ ):

$$F_v = m_v g (C_{R1} + C_{R2} v^n) + m_v g \sin \theta + m_{veq} \left( \frac{dv}{dt} \right) + \frac{1}{2} \rho C_D A v^2 \quad (3.1)$$

Eşitlik 3.1' de,  $v$  doğrusal araç hızını (m/s),  $dv/dt$  doğrusal araç ivmesini ( $m/s^2$ ),  $\theta$  yol eğimini,  $\rho$  hava yoğunluğunu,  $n$  lastik tasarımına bağlı indeksi,  $m_{veq}$  toplam eşdeğer kütleyi (kg) ifade etmektedir.

Yuvarlanma direnci yol yüzeyinin durumuna bağlı olduğu gibi lastik tasarımına ve basıncına da bağlıdır.  $C_{R1}$  lastikler ısındıkça büyük oranda değişmektedir [17].  $C_{R2} v^n$  terimi lastik tasarımına ve sıcaklığına bağlı iken ve yüksek hızlarda (90 km/s üzeri hızlarda) daha belirgin hale gelirken [18],  $C_{R1}$  yaklaşık olarak 0.01 ile 0.04 arasında değişebilir [19]. Bu değerler düz yolda ısınmış lastikler için geçerlidir ve virajlardaki sürtünme sabiti genellikle çekiş gücü modeline dahil değildir. Herhangi bir yeni şasi dinamometresi araştırmasını, yeni tasarlanan lastiklerle birlikte kullanmak ve sürtünme performansı sonuçlarını elde etmek gerekir. Aerodinamik sürüklenme

katsayısı  $C_D$  ilk olarak aracın dış şekline ve dış parçalarının üzerinden akan hava akımına bağlıdır. Tipik  $C_D$  değeri giden bir binek araç için 0.25 iken duran bir araç için 0.35' dir.

Bir aracın sürtünme karakteristiği deneysel olarak belirlendiğinde yukarıda belirtilen sabitler birbirlerinden ayırt edilemez ve çekiş gücü denklemi Eşitlik 3.2' deki hali alır. Eşitlik 3.2' de  $f_{0V}$ ,  $f_{1V}$ ,  $f_{2V}$  birleştirilmiş araç sürtünme katsayılarıdır.

$$F_v = m_{veq} \frac{dv}{dt} + f_{0V} + f_{1V}v + f_{2V}v^2 \quad (3.2)$$

Yol üzerindeki bir eğimden kaynaklanan yer çekimi kuvvetleri dinamometre üzerinde modellenabilir ve eğim efektleri, simülasyon sonuçları dinamometre testleriyle elde edilir. Ayrıca, araç kütlesi motor volanı ve tekerlek gibi dönen parçalardan kaynaklanan atalet etkilerini de içermelidir. Bu parçalar hızı değiştiren çekiş gücünün büyüklüğünü artırmaktadır. Dönen bileşenler gerçek araç kütlesine eklenmelidir. Bu bileşenler deneysel olarak veya yaklaşık hesap yöntemiyle hesaplanabilir. Genel yaklaşım:

$$m_{veq} = m_v \times 1.035 \quad (3.3)$$

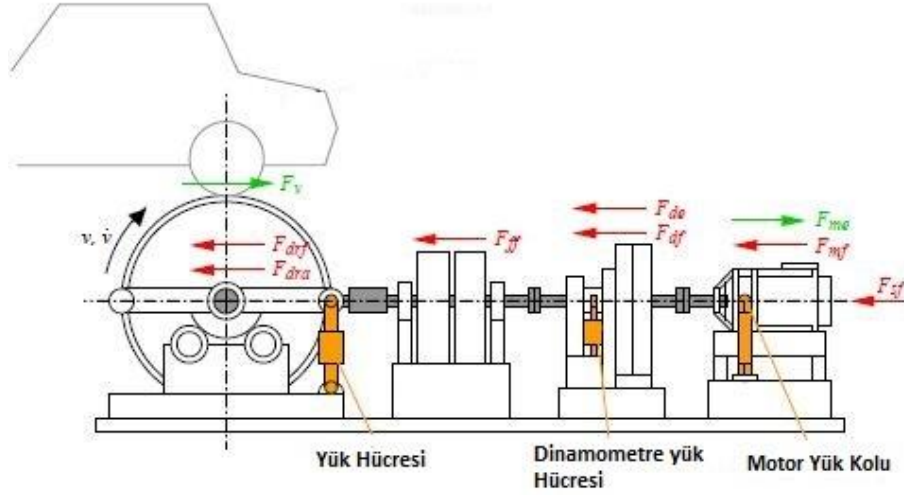
Bu yaklaşım her bir araç sınıfı için geçerli değildir. Eşitlik 3.3 farklı testler sonucunda farklı faktörleri ve farklı dönme ataletlerini içeren bir yapıya dönüştürülebilir.

### 3.1. ŞASI DİNAMOMETRESİNİN HAREKET DENKLEMİ

Şekil 3.1' de verilen serbest cisim diyagramı üzerinde hareket varken dinamometre üzerine etki eden dış kuvvetler görülmektedir. Şekil tambur üzerine etki eden eşdeğer kuvvetler açısından, mil üzerine etki eden her bir tork ifade etmemize yardımcı olmaktadır. Bu şekilde aks diferansiyel oranı (43:7) ve tambur yarıçapı 0.6 m' dir.

Eşitlik 3.4' de  $T_{de}$  elektromanyetik torkdur.

$$F_{de} = T_{de} \times \left( \frac{\text{aks oranı}}{\text{tambur yarıçapı}} \right) \quad (3.4)$$



Şekil 3.1. Dinamometre üzerindeki aracın serbest cisim diyagramı.

Dinamometre kuvveti ve sürtünme kuvvetleri tambur hızına ters yönde olurken, elektrik motoru her zaman hareket yönünde bir kuvvet uyguladığı fark edilmiştir.

Şekil 3.1' de  $v$ (m/s) tambur yüzey hızıdır,  $\dot{v}$ (m/s<sup>2</sup>) tambur yüzey ivmesidir,  $F_{v(N)}$ ' de araç çekiş kuvvetidir.

Her bir bileşene ait dönme ataleti tamburlar açısından ifade edilebilir. Tambur yüzeyleri incelenirse eş değer kuvvet Eşitlik 3.5 elde edilir. Eşitlik 3.5' de I bileşenin dönme ataletidir.

$$m_{eq} = \frac{I}{(\text{tambur yarı çapı})^2} \quad (3.5)$$

Şasi dinamometresinin pozitif yönde dönmesi isteğe bağlı olarak Şekil 3.1' deki gibi tanımlanabilir. Tamburun, ana milin ve volanın hız ve ivmesi Şekil 3.1' deki gösterilmektedir. Test aracının pozitif kuvvetleri altında çekiş gücü yük hücresi pozitif çekiş gücünü gösterir. Güç emici ters kuvvet uygular ve elektrik motoru da

mil ile aynı yönde dönme kuvvet uygular. Her iki kuvvette yük hücrelerinde pozitif değerler olarak okunur. Genel denklem Eşitlik 3.6' da verilmektedir.

$$\begin{aligned} (F_v + F_{me}) - (F_{drf} + F_{dra}) - (F_{ff}) - (F_{de} + F_{df}) - (F_{mf}) - (F_{sf}) \\ = (m_{dr} + m_{ff} + m_d + m_m + m_s)\dot{v} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Kütle terimleri birlikte gruplanırsa ve toplam sürtünme kuvveti ikinci dereceden hız ile ilişkilendirilirse:

$$F_v + F_{me} - F_{de} - (f_{0d} + f_{1d}v + f_{2d}v^2) = m_{cd}\dot{v} \quad (3.7)$$

Eşitlik 3.7' de  $m_{cd}$ (kg) birleştirilmiş şasi dinamometresi kuvvetidir. Eşitlik 3.7, şasi dinamometresine etki eden tepki kuvvetine de eşit olan çekiş kuvvetini de ifade edebilir.

$$F_v = m_{cd}\dot{v} + F_{me} - F_{de} - (f_{0d} + f_{1d}v + f_{2d}v^2) \quad (3.8)$$

Üç yük hücrelerinin her birinden okunan tork, her birinin konfigürasyonuna bağlı olarak sürtünme ve atalet birleşenini içerir. Her bir yük hücrelerinin konfigürasyonu onları destekleyen rulmanların sürtünmelerine bağlıdır. Bu sürtünme kuvveti ölçülen kuvvete ters olarak hareket eder ama bu sürtünme kuvveti yük hücreleri tarafından algılanmaz ve bu nedenle bu kuvvet ölçülemez ve hareket denklemlerine aktarılamaz.

### 3.2. BİRLEŞTİRİLMİŞ ÇEKİŞ ETKİSİ

Herhangi bir hız ve ivmede uygun yol testi için, şasi dinamometresinin ve test yapılan aracın karakteristiği bilinmeli ve birleştirilmelidir. Böylece Eşitlik 3.2' deki gibi yol üzerinde araca etki eden kuvvetler, aynı araç için dinamometre üzerindeki kuvvetlerle aynı olur. Araç şasi dinamometresi üstüne monte edilmiş olduğundan, Eşitlik 3.1' deki hava direnci ya da dönmeyen tekerlerdeki dönme ataleti etkisi

verilmektedir. Bu etkisi görülmeyen bileşenler genellikle ihmal edilir ya da  $m_{veq}$  terimine dahil edildiği yaklaşımı kabul edilir. Farklı sürtünme değerlerini yerleştirmek için, dinamometrenin karakteristik sürtünmesini belirleyebilmek adına bir test yapılabilir. Test sonucunda bulunan değerler, Eşitlik 3.3' deki dinamometre tarafından uygulanan çekiş kuvvetlerini içermektedir. Eşitlik 3.9' de  $f_{0vd}$ ,  $f_{1vd}$ ,  $f_{2vd}$  dinamometre üzerindeki aracın sürtünme katsayılarıdır.

$$m_{veq} \frac{dv}{dt} + (f_{0V} + f_{1V}v + f_{2V}v^2) = m_{cd} \frac{dv}{dt} + (f_{0vd} + f_{1vd}v + f_{2vd}v^2) + F_{de} - F_{me} \quad (3.9)$$

Yol üzerinde araca etki eden kuvvetler = Dinamometre üzerinde araca etki eden kuvvetler

Genellikle, bir test döngüsü sırasında güç emici kuvvet ve motor kuvveti değişkenlik gösterebilir. Bu değişken parametreleri ifade etmek için bir formül gerekir. Her bir cihazın net çıkışı, kontroller ve yük hücrelerinden ölçülen değerler tarafından belirlenen elektromanyetik kuvvet ve iç sürtünmenin birleşimidir. Böylece çalışan cihazlardaki sürtünmeyi ihmal ederek,  $f_{0vd}$  ve diğer katsayıları düzenleyebiliriz. Dinamometrenin çalışması sırasında, birleştirilmiş net kuvveti ( $F_{net}$ ) bulmak için Eşitlik 3.9' u düzenlersek:

$$F_{net} = F_{dino} - F_{motor} \quad (3.10)$$

$$F_{net} = (m_{veq} - m_{cd}) \frac{dv}{dt} + (f_{0V} - f'_{0vd}) + (f_{1V} - f'_{1vd})v + (f_{2V} - f'_{2vd})v^2 \quad (3.11)$$

Eşitlik 3.11' de,  $F_{dino}$  dinamometrenin emdiği kuvvet,  $F_{motor}$  elektrik motorunun ürettiği kuvvettir.  $f'_{0vd}$ ,  $f'_{1vd}$ ,  $f'_{2vd}$  ise şasi dinamometresinin birleştirilmiş sürtünme katsayılarıdır.

Gerçekte, değişen  $f_{vd}$  katsayılarının büyüklükleri, sürtünme kalibrasyonu testi sırasında, elektrik motorunun ya da güç emicinin çalışıp çalışmamasına göre belirlenir. Kütle farkını ( $m_{veq} - m_d$ ) belirlemek için şasi dinamometresi tarafından uygulanan atalet kuvveti, volan ayarları kullanılarak minimize edilir.

Yapılan her bir test döngüsü için, çekiş etkisi sabitinin farklı yol büyüklüklerini karşılayacak büyüklükte olması beklenir. Tambur üzerine belirlenmiş bir çekiş kuvveti uygulayabilmek için araç karakteristiğinin bilinmesine gerek yoktur. Net kuvveti ( $F_{net}$ ) bulmak için çekiş kuvveti bağıntısı çözülür. Sabit yük testleri, sabit hızlarda ( $dv/dt=0$ ) yapılır ve Eşitlik 3.11 sadeleştirilirse Eşitlik 3.12 bulunmaktadır.

$$F_{net} = F_V - (f'_{0d} + f'_{1d}v + f'_{2d}v^2) \quad (3.12)$$

Eşitlik 3.12' de  $f'_{0d}$ ,  $f'_{1d}$ ,  $f'_{2d}$  şasi dinamometresinin sürtünme katsayılarını ifade etmektedir ancak güç cihazının (ölçümü yapılan motorun) katsayılarını kapsamamaktadır.

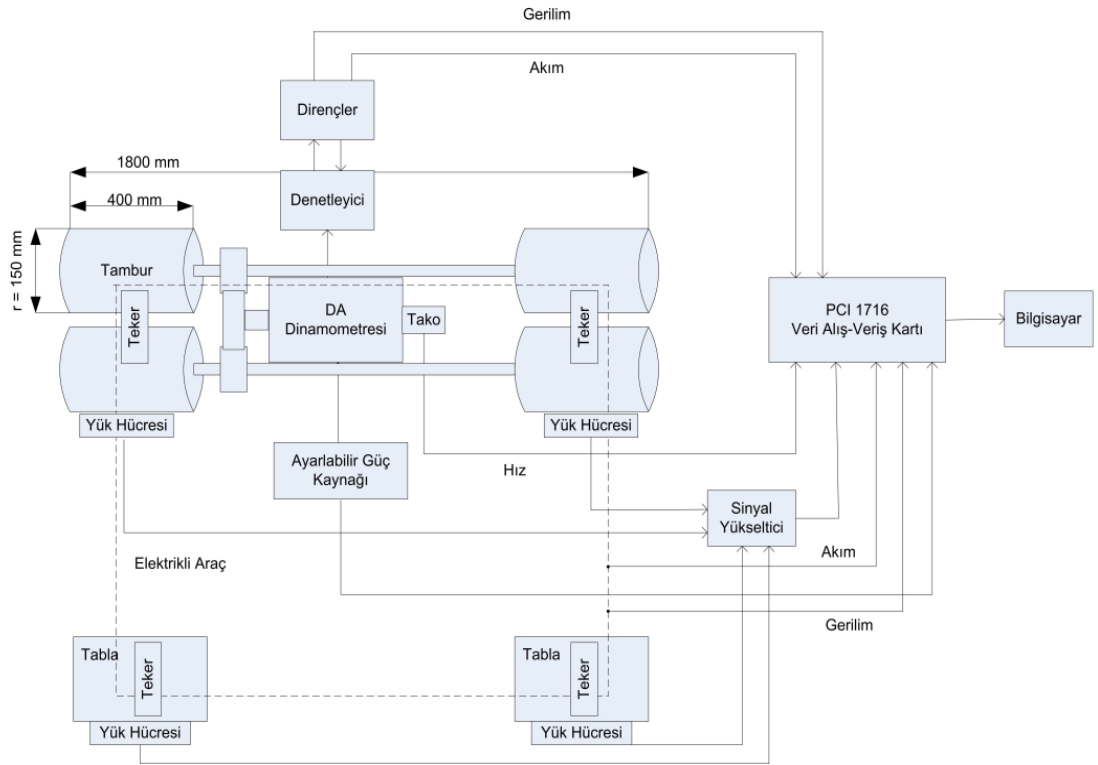


## BÖLÜM 4

### MATERYAL VE METOD

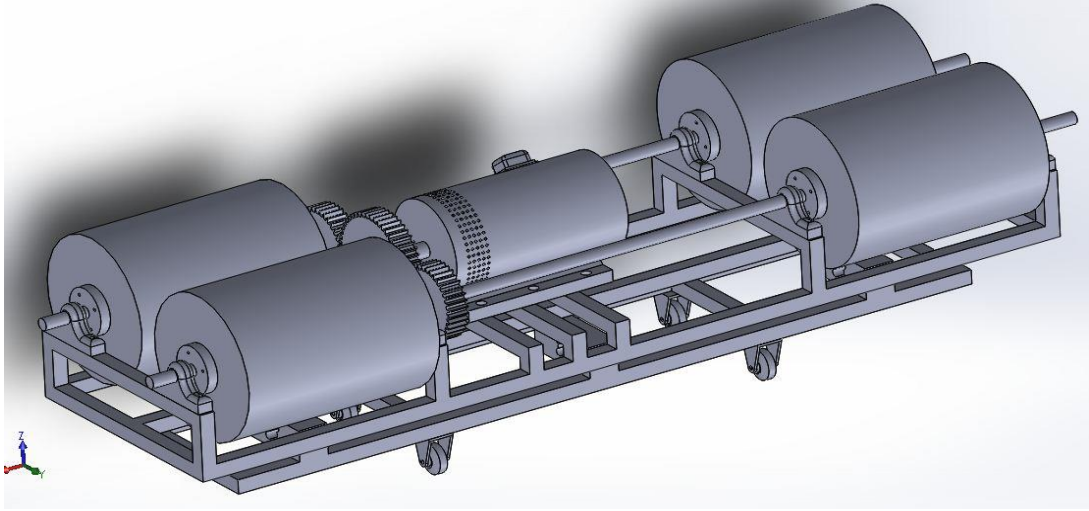
#### 4.1. DENEY DÜZENEĞİ

Elektrikli araçların performans ölçümleri için şasi dinamometresi deney sistemi tasarlanmış ve üretilmiştir. Üretilen deney platformu iki tekerlekten çekiş gücü sağlayan üç veya dört tekerlekli elektrik araçları için uygun olarak tasarlanmıştır. Şasi dinamometresinin gövdesi, TÜBİTAK tarafından düzenlenen Elektromobil Yarışları teknik kurallarında belirtilen azami ebatlardaki bir elektrikli aracın ölçümünü yapabilecek bir tasarıma sahiptir. Şekil 4.1’ de tasarımı yapılan şasi dinamometresine ait ayrıntılı blok şeması verilmektedir.



Şekil 4.1. Sistemin ayrıntılı blok şeması.

Sistemin blok şemasında tamburların fiziksel özellikleri, dinamometre, yük dirençleri, güç kaynağı, veri alış-veriş kartı, bilgisayar, yük hücreleri ve sinyal yükselticileri gösterilmiştir. Tamburlar üzerinde oluşan kuvvet dişli sistem ile dinamometreye aktarılmaktadır. Dinamometre bağlı olan frenleme dirençleri ile yük oluşturulmakta ve elde edilen akım, gerilim ve hız gibi veriler veri alış-veriş kartı ile bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Yük hücrelerinden alınan ağırlık bilgisi sinyalleri de yükselticiden geçirildikten sonra bilgisayar yazılımında gösterilmektedir. Solidworks programında oluşturulmuş katı model Şekil 4.2' de, Şekil 4.3' de ise tasarımı yapılan şasi dinamometresinin üretilmiş hali verilmektedir.



Şekil 4.2. Solidworks programında tasarımı yapılmış şasi dinamometresi.



Şekil 4.3. Tasarıma bağlı üretilen şasi dinamometresi.

Dinamometre dört tamburdan oluşmaktadır. Her bir tamburun boyu 40 cm, çapı ise 30 cm' dir. Paralel olan iki tambur grubunun iç kenarları arası 1 metre, dış kenarları arası 1,80 metredir. Deney sisteminin yerden yüksekliği 63 cm' dir.

Aracın tekerleklerinden gelen güç dört tamburun yüzeyi üzerinden Doğru Akım dinamometresine aktarılmaktadır. Bu aktarım, dört tamburda oluşan kuvvetlerde kayıp olmadan 3 adet dişli kullanılarak (7:10) oranda azaltarak yapılmıştır. DA motoruna aktarılan mekanik güç elektriksel güce dönüştürülmüş ve frenleme dirençleri tarafından harcanarak çeşitli yol yükü durumları oluşturulmuştur.

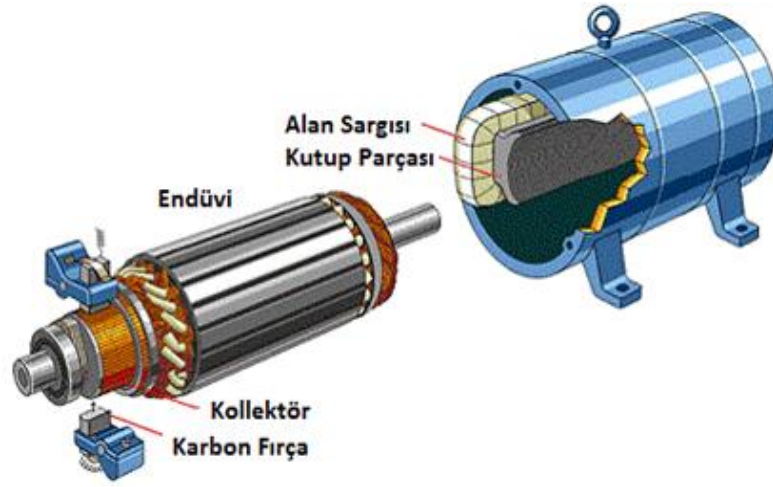


Şekil 4.4. Arka tekerlerden ağırlık ölçümü için tasarlanan ve üretilen platform.

Deney sisteminin altına durağan haldeki aracın ağırlığını ölçmek için üç adet 200 kg yük ölçme kapasitesine sahip yük hücresi takılmıştır. Ayrıca çekiş gücü olmayan arka tekerlekler içinde aynı yük hücrelerinden iki adet kullanılmıştır. Şasi dinamometresinin üstüne çıkan aracın arka tekerleri ile ön tekerleri arasında yükseklik farkı olmaması için de yük hücrelerinin olduğu düz saclar yerden 52 cm yükseltilmiştir. Şekil 4.4' de arka tekerlerden ağırlık ölçümü için tasarlanan ve üretilen platformlara ait resim verilmektedir.

#### 4.1.1. Dinamometre

Dinamometrenin çalışma prensibi rotordan gelen mekanik gücü elektrik gücüne çevirmesidir. Stator sargılarına verilen DA gerilim ile sargılarda meydana gelen manyetik akının rotor sargılarını indüklemesi üzerine enerji dönüşümü gerçekleşir. Sargılar, stator ve rotor üzerindeki kollektörde bulunur. Kollektördeki gerilim, kömür fırçası ile rotora iletilir. DA dinamometresine ait yapı Şekil 4.5’ de verilmektedir.

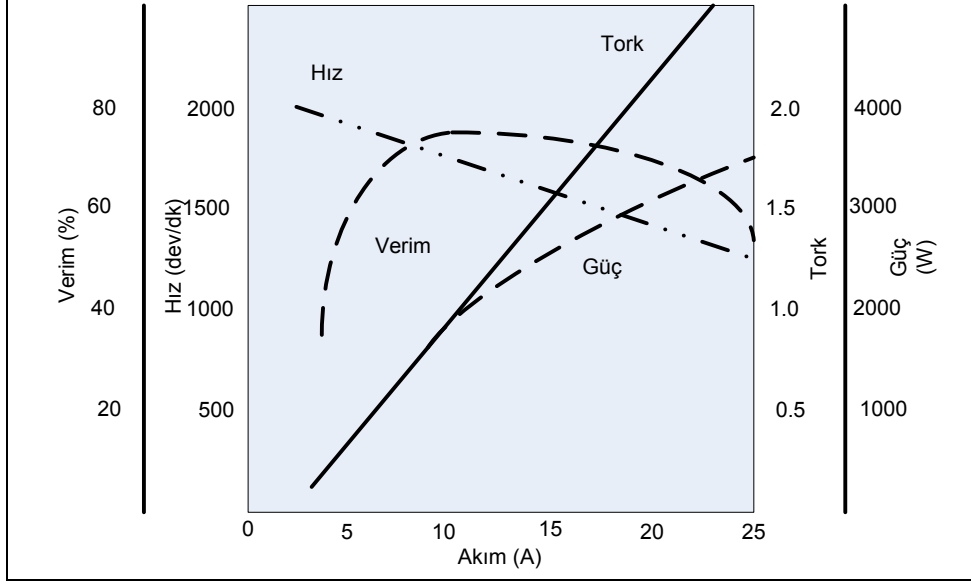


Şekil 4.5. DA dinamometresinin yapısı.

Doğru akım dinamometrelerinin devir sayıları büyük, momentleri yüksektir. Dinamometrenin dönme yönü değiştirildiği zaman alınan gerilimin polaritesi de değişmiş olur. Rotorda artı ve eksi uçlar ters olarak yer değiştirir. DA dinamometrelerini kullanım yerlerine göre sabit mıknatıslı olarak da üretilmektedir. Bu cins dinamometreler endüvisi sabit mıknatıslı, statoru sargılı olan ya da bunun tersi statoru sabit mıknatıslı motoru, endüvisi(rotoru) sargılı olan dinamometrelerdir.

Şasi dinamometresi üzerinde KY115 tip 2000 dev/dk, 200 V çalışma gerilimine sahip bir DA dinamometresi kullanılmıştır. DA dinamometresinin gücü 3,72 kW’ dır. Tasarlanan şasi dinamometresinde oluşacak güç kayıpları da düşünülerek maksimum 3,5 kW’ lık elektrikli araçların ölçümü yapılabilmektedir. DA dinamometresinin performans grafiği Şekil 4.6’ da verilmektedir. Grafik incelendiğinde dinamometrenin torku ve gücü arttıkça verimi artmaktadır. DA dinamometresi statorundan ayarlanabilir gerilim kaynağı ile elektrik enerjisi verilmiş, verilen gerilim

ile motorun milinden gelen mekanik gücü elektrik enerjisine çevrilmektedir. DA dinamometresinin sahip olduğu teknik özellikler Çizelge 4.1’ de verilmektedir.



Şekil 4.6. DA dinamometresinin performans grafiği.

Çizelge 4.1. DA dinamometresinin teknik özellikleri.

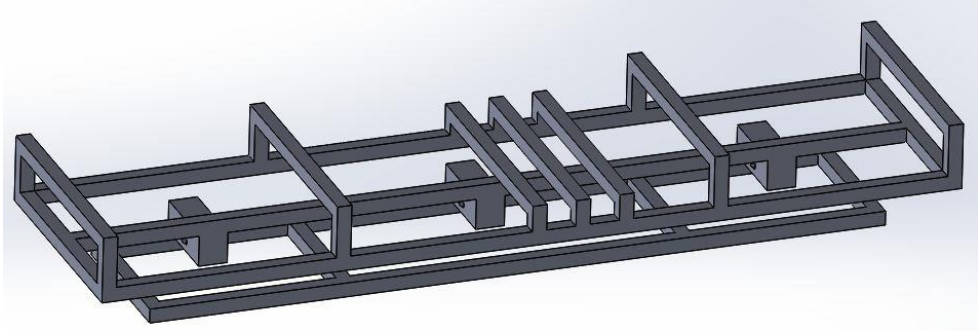
Tip	KY115
Ağırlık (kg)	52
Güç (kW)	3.7
Kv (dev/dk)	2000
Armatür Gerilimi (V)	300
Armatür Akımı (A)	16
Stator Gerilimi (V)	200
Stator Akımı (A)	0.5

#### 4.1.2. Şasi Dinamometresi Gövde İskeleti

Dinamometrenin gövdesinin yapımında 30x30 mm profil demir kullanılmaktadır. Gövdenin ebatlarının en büyük olduğu noktalarında yerden yüksekliği 60 cm, eni 63 cm boyu ise 202 cm dir. Gövde üzerine tamburlar, DA dinamometresi, dişliler ve



ölçüm için gerekli elektronik parçaların montajı yapılmıştır. Gövdenin toplam boş ağırlığı 26 kg' ın biraz üzerindedir. Tasarımı yapılan dinamometre gövdesinin katı model çizimi Şekil 4.7' de verilmektedir.



Şekil 4.7. Şasi dinamometresi gövdesi.

#### 4.1.3. Tamburlar

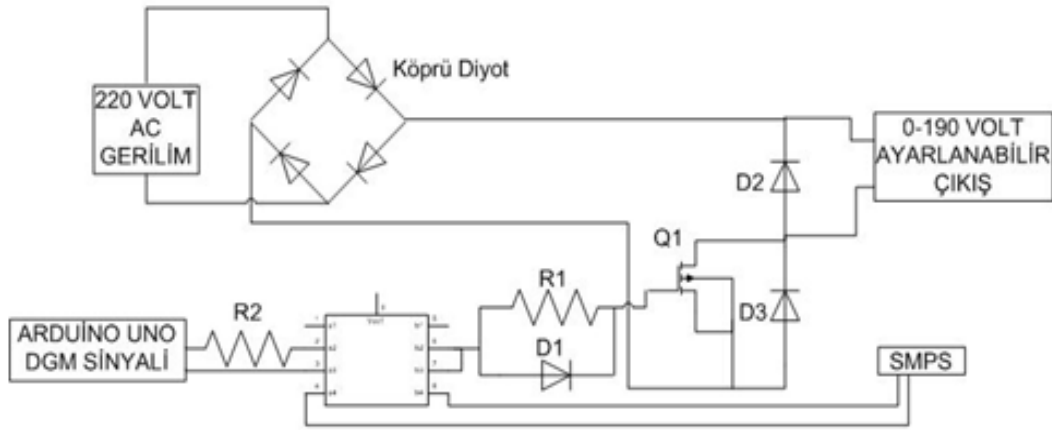
Tamburlar 2 mm et kalınlığında baklavalı sacdan imal edilmiştir. Çapları 30 cm olan tamburlardan bir tekerlek için iki adet olmak üzere dört adet yapılmıştır. Malzeme olarak baklavalı sac seçilmesinin nedeni yüzey pürüzlülüğünü artırarak araç tekerlerinin tutunma katsayısını artırmaktır. Bir tamburun ağırlığı 7,76 kg' dır. Şekil 4.8' de üretimi yapılan tambur verilmektedir.



Şekil 4.8. Üretimi yapılan tamburlar.

#### 4.1.4. Güç Kaynağı

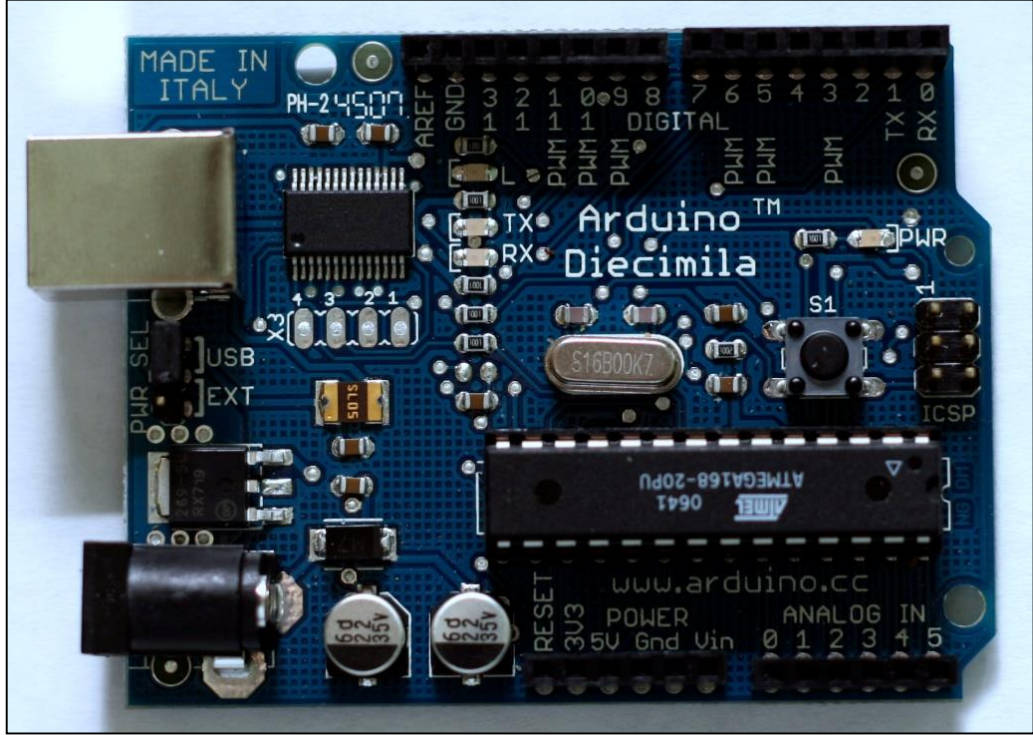
Şasi dinamometresinde kullanılan DA dinamometresinin stator gerilimi 200V ve 0.5 A' dir. Deney sisteminin çalışabilmesi için DA dinamometresinin stator sargıları uygun gerilimle beslenmelidir. DA dinamometresinin milinden girilen mekanik güç, motorun stator sargılarındaki gerilimin oluşturduğu manyetik alan nedeniyle rotor kutup başlarında gerilim oluşturacaktır. Kullanılan DA dinamometresinin çalışma aralığına uygun ayarlanabilir DA kaynak üretici tasarımı yapılmış ve üretilmiştir. Üreticinin devre şeması Proteus programında çizilmiş ve aynı programın ares' de baskı devre şeması çizilmiştir. Şekil 4.9' da ayarlanabilir güç kaynağının devre şeması verilmektedir.



Şekil 4.9. Ayarlanabilir güç kaynağının devre şeması.

Güç kaynağı şebekeden aldığı alternatif akım ile beslenmektedir. Şebeke gerilimi köprü diyot üzerinden geçirilerek doğrultulmakta ve mosfet girişine verilmektedir. Gerilimin ayarlanabilmesi için Darbe Genişlik Modülasyonu (DGM) ile kontrol edilebilen bir mosfet sürücü kullanılmıştır. DGM ile sürücü kontrol edilmiş sürücü ise mosfetin çıkışının ayarlanmasına imkan sağlamıştır. DGM sinyalini üretmek için Arduino Uno R3 işlemci kartı kullanılmıştır. Şekil 4.10' da Arduino Uno R3 işlemci kartına ait resim verilmektedir. Potansiyometre (ayarlanabilir direnç) ile DGM sinyali kontrol edilmiştir. Arduino Uno R3 işlemci kartına ait teknik özellikler Çizelge 4.2' de verilmektedir.

DA dinamometresinin ayarlanabilir güç kaynağı ile uyartım gerilimi PCI 1716 veri alış-veriş kartı ile kontrol edilmiştir. Kontrol edilen uyartım gerilimi ile dinamometrenin istenilen değerlerde yüklenmesi sağlanmıştır.



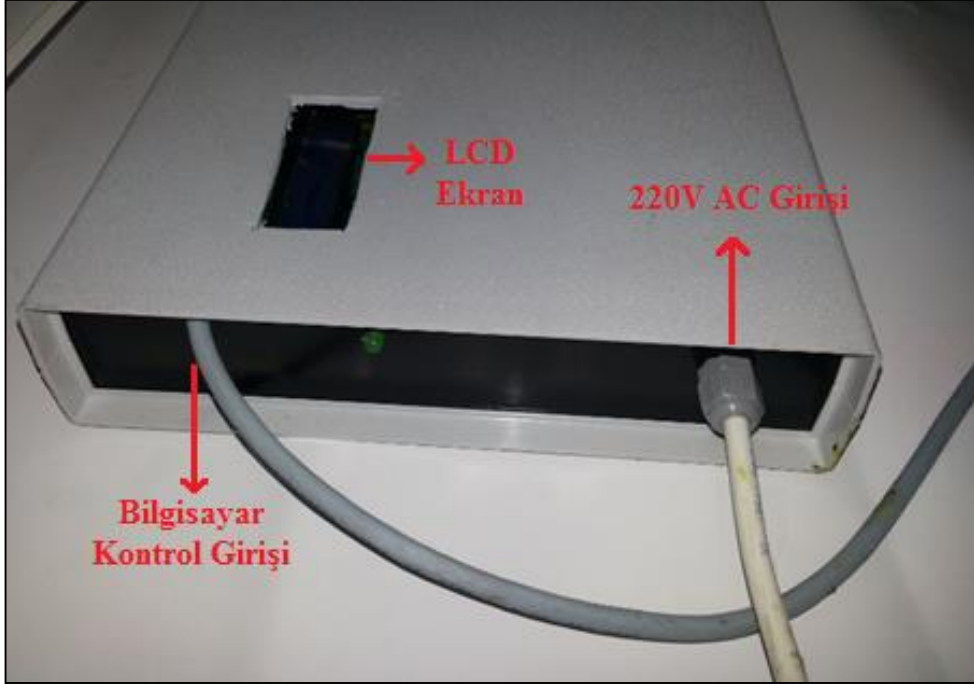
Şekil 4.10. Arduino Uno R3 işlemci kartı.

Ayarlanabilir güç kaynağı 0-190 V DA çalışma aralığına sahiptir. Güç kaynağına ait resim Şekil 4.11' de verilmektedir. Güç kaynağının çalışma esnasında, çıkışında gerilim olup olmadığını anlamak için ön panele led yerleştirilmiştir.

Çizelge 4.2. Arduino Uno R3 işlemci kartına ait teknik özellikleri. [21]

Mikro kontrolör	ATmega328
Giriş Voltajı	7-12 V
Dijital Giriş/Çıkış Sayısı	14 Dijital I/O Pin (6 PWM Çıkışı)
Analog Giriş Sayısı	6
Flaş Bellek	32 KB
Çalışma Frekansı	16 Mhz





Şekil 4.11. 0-190 Volt Ayarlanabilir güç kaynağı.

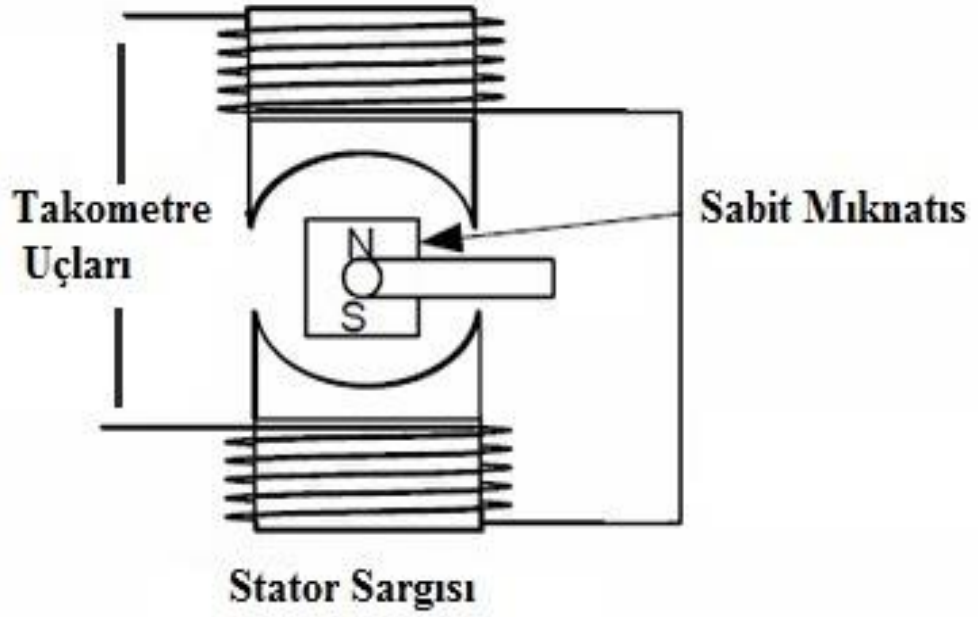
#### 4.1.5. Tako Jeneratör

Devir sayısını ölçen aletlere takometre ya da turmetre denilir. Bilindiği gibi jeneratör elektrik üreten makinedir. Devri ölçülecek olan makinenin döndürme etkisi ile tako jeneratör döndürülerek bir gerilim elde edilmesi sağlanır. Bu elde edilen gerilimin türüne göre iki çeşit tako jeneratör vardır. Doğru akım üretene DA tako jeneratör, alternatif akım üretene ise AA tako jeneratör denir [22].

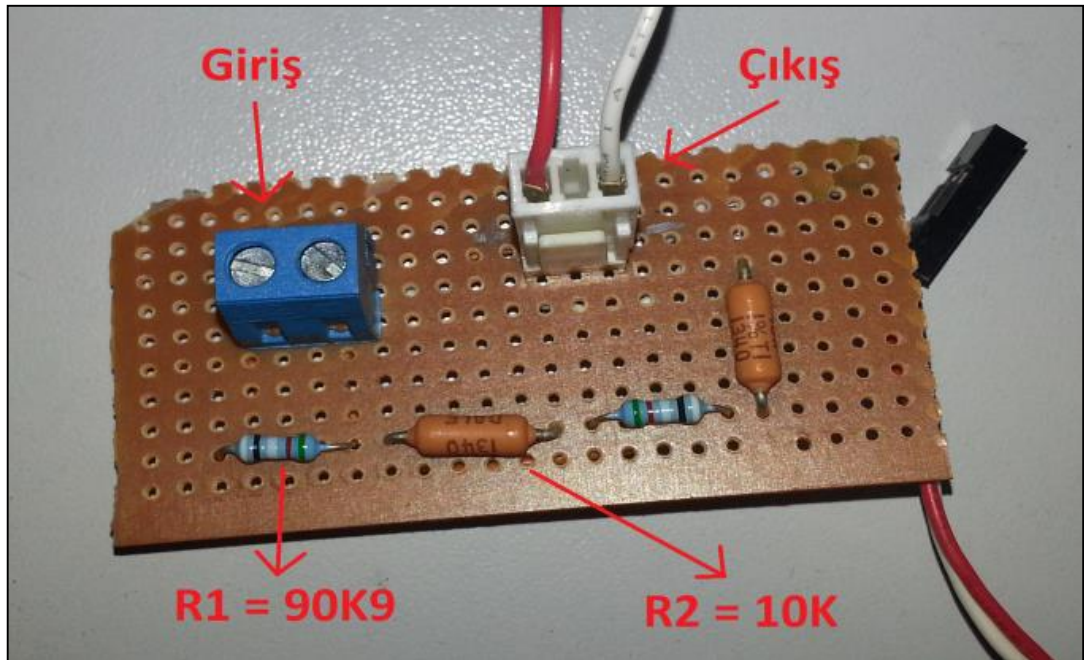
Tako jeneratörde üretilen gerilim bir ölçü aletinin ibresine yansıtılarak eşit aralıklarla bölünmüş göstergede bir değer okunması sağlanarak ölçüm yapılır. Makine ne kadar hızlı dönerse tako jeneratörde üretilen gerilim ve dolayısıyla ibrenin gösterdiği devir de o kadar çok olacaktır. Şekil 4.12' de bir tako jeneratörün iç yapısı verilmektedir [22].

Tako jeneratörünün çıkışı 166 dev/dk' dan sonra 10 V' un üzerine çıkmaktadır. Veri toplama kartının girişlerinin maksimum çalışma gerilimi 10 V olduğu için tako jeneratörünün çıkışı veri toplama kartının girişi için yüksek gelmektedir. Gerilimi uygun değerler arasına çekebilmek için gerilim bölücü yapılmıştır. Gerilim bölücü

yapılırken dirençlerin sıcaklıktan etkilenme katsayıları çok düşük değerlerde seçilerek dirençlerin sıcaklık ile değerlerinin değişmesi engellenmektedir. Gerilim bölücünün devresi Şekil 4.13’ de, gerilim bölücü devre şeması ise Şekil 4.14’ de verilmektedir.

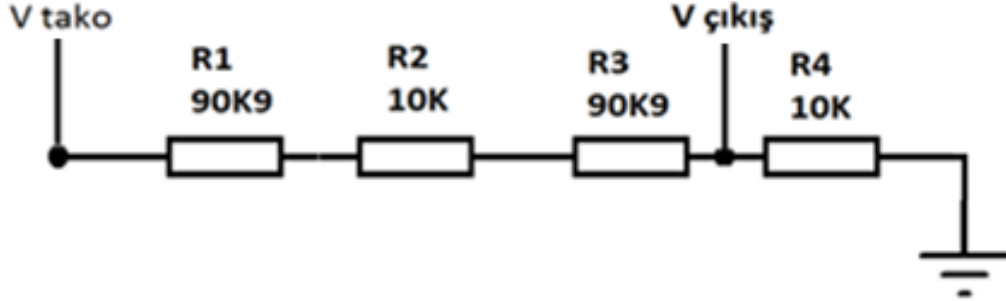


Şekil 4.12. Bir tako jeneratörün içyapısı.



Şekil 4.13. Gerilim bölücü devresi.

Gerilim bölücü, gerilimi (1/20,180) oranında azaltmaktadır. Tako jeneratör gerilimini 0,049554 katsayısı ile çarparak çıkış gerilimi elde edilmektedir.



Şekil 4.14. Gerilim bölücü devre şeması.

Şasi dinamometresi test sisteminde DA dinamometresinin miline arka taraftan bağlantısı yapılmış Hübner Berlin marka Tdp 0.2 LT-4 model tako jeneratörü kullanılmaktadır. Tako jeneratörünün çıkışı devir sayısı ile doğru orantılı artmaktadır. Tako jeneratöre ait teknik özellikler Çizelge 4.3' de, resim ise Şekil 4.15' de verilmektedir.



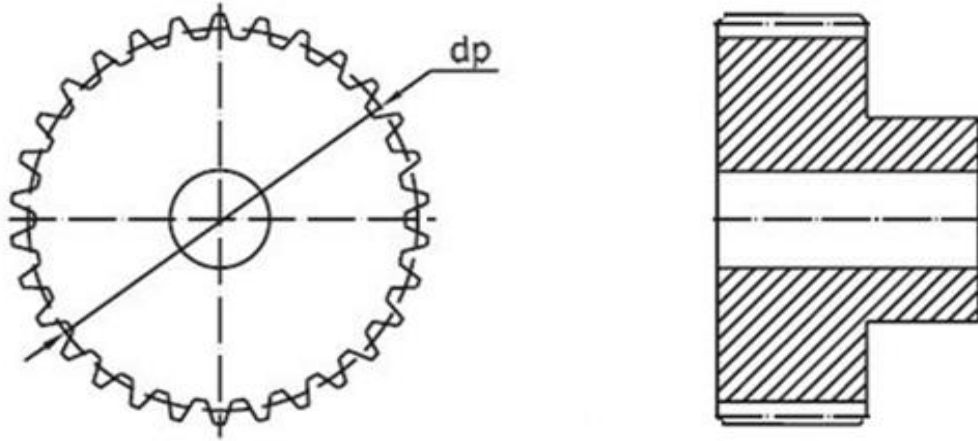
Şekil 4.15. Tako jeneratör.

Çizelge 4.3. Tako jeneratörüne ait teknik özellikleri.

Model	TDP 0,2 LT – 4
Seri No	L. 2124687
Volt/Devir	60V/1000 dev/dk
Hata oranı	% 1

#### 4.1.6. Dişliler

Şasi Dinamometresi üzerinde güç aktarma elemanı olarak dişliler kullanılmaktadır. Tamburların ortasından geçen millerin üzerine iki adet 36 diş 4 modül pinyon dişli bağlanmıştır. Pinyon dişlilerde ana dişli ile gücü DA dinamometresine aktarmaktadır. Pinyon dişlilerin çapı 14 cm, ana dişlinin çapı ise 20 cm' dir. Dişlilere ait teknik resim Şekil 4.16' da, sistem üzerine montajı yapılmış resmi ise Şekil 4.17' de verilmektedir.



Şekil 4.16. Dişlilere ait teknik resim.

Dişliler tek tekerlek tarafından döndürülen iki tambur yüzeyinde oluşan kuvvetleri, kayıplar olmaksızın DA dinamometresine aktarmak için kullanılmıştır. Pinyon ve ana dişliler arasındaki oran (7/10) olarak belirlenmiştir. Böylelikle maksimum 2000 dev/dk çalışma hızına sahip DA dinamometresiyle, 2857,14 dev/dk çalışma hızına çıkabilen elektrikli araçların ölçümü yapılabilmektedir.



Şekil 4.17. Sistem üzerinde montajı yapılan dişliler.

#### 4.1.7. Yük Hücreleri

Temelde tüm yük hücreleri mekanik hareketi, elektriksel işarete çevirmeye göre dizayn edilir. Sabit bir cisme dışarıdan bir güç uygulandığında, malzeme üzerinde gerilim ve burkulmalar meydana gelir. Gerilim objenin harici güce karşı gösterdiği mukavemet, burkulma ise objedeki iç yer değiştirme ve biçimsel bozulma diye tanımlanır.

İdeal tip yük hücresi, yalnızca dış etkiyle meydana gelen zorlama sonucu hücredeki Şekil değişikliğini elektriksel dirence çevirendir. Bununla beraber uygulamalarda çevre sıcaklığı, malzemenin imalat kusurları, yük hücresinin altındaki yüzeye olan yapışma miktarı ve metalin esnekliğe karşı fiziksel kararlılığı, elektriksel direncinin değişimini etkiler.



Şekil 4.18. Yük hücresi.

Şasi dinamometresinde üç adet 200 kg'lık BP263 yük hücresi kullanılmaktadır. Dinamometrede ölçümler yapılmadan önce performansı ölçülen aracın ağırlığı bulunmaktadır. Arka tekerlekler için de hazırlanan platformlarda birer adet 200 kg'lık yük hücresi bulunmaktadır. Böylece tüm aracın ağırlığı ölçülmektedir. Şekil 4.18' de sistemde kullanılan yük hücresinin resmi verilmektedir. Çizelge 4.4' de ise yük hücresine ait teknik özellikler verilmektedir.

Çizelge 4.4. Yük hücresi teknik özellikleri.

Kapasite (kg)	200
Çıkış Hassasiyeti (mV/V)	2.0
Hata oranı	0.02
Maksimum yük kapasitesi (kg)	300
Malzeme	Alüminyum

Sistemde kullanılan yük hücresi 600x600 mm'lik bir alan içerisindeki her hangi bir noktadaki yükü hata payı olmaksızın ölçebilmektedir. Tamburların altında bulunan yük hücrelerinin aralarındaki mesafe yaklaşık olarak 65 cm olduğu için yük hücreleri 0.02 oranında hatalı sonuç vermektedir. Yük hücreleri 1000 gr yük altında 2 mV çıkış vermektedir. Her 1 gr yük değişiminde yük hücreleri çıkışta 0.002 mV' luk değişim göstermektedir. Yük hücrelerinin çıkışında 0.002 mV' luk çözünürlüğe sahip yükseltici kullanılmaktadır.

#### 4.1.8. Sinyal Yükseltici

Sinyal yükseltici, yük hücresi sinyallerini uzak mesafelere taşımak amacıyla sinyalin kuvvetlendirilmesi veya yük hücresinden gelen sinyallerin kontrol sistemine entegre edilmesi için kullanılan, yük hücresi sinyal dönüştürücüsüdür. Çıkış 0-10 V olarak endüstriyel işaret seviyesine alınabilir. Sıfırlama özelliği vardır. Ray tipi yapısıyla, pano içine kolayca montajı yapılabilir. Tüm tartım ve kontrol uygulamalarında kullanılabilir. Şekil 4.19' da sistemde kullanılan Baykon firmasına ait TX11 model sinyal yükselticinin resmi verilmektedir.





Şekil 4.19. Sinyal yükseltici.

Sinyal yükselticinin üzerinde kazanç ve sıfırlama anahtarları bulunmaktadır. Sıfırlama anahtarı kullanılarak yük hücresinin üzerinde bulunan, tekerleklerin rahatça üstüne çıkabileceği metal sacdan yapılan platformların ağırlıkları sıfırlanabilmektedir. Sistemin darası alındıktan sonra sistem üzerindeki aracın ağırlığı ölçülmüştür. Sinyal yükselticilere ait teknik bilgiler Çizelge 4.5’ de verilmektedir.

Çizelge 4.5. Sinyal yükselticilerini teknik özellikleri.

Analog giriş aralığı	0 mV-20 mV
Doğrusallık	<1 mV
D/A dönüştürücü	16 bit yüksek kararlılığa sahip DAC
Analog çıkış	4-20 mA veya 0-10 V DA
Besleme gerilimi	12-28 V DA
Yük hücresi adedi	4 adet 350 ohm

#### 4.1.9. Veri Toplama Kartı

Veri toplama sistemi için PCI (Peripheral Component Interconnect) 1716 Advantech veri toplama kartı kullanılmaktadır. Veri toplama kartının özellikleri Çizelge 4.6' da, veri toplama kartı ise Şekil 4.20' de verilmektedir. Veri toplama kartının örnekleme oranı 250 kS/s' dir. Analog giriş sayısı arttıkça veri toplama kartının örnekleme oranı da giriş sayısına orantılı bir şekilde azalacaktır.

Çizelge 4.6. Veri toplama kartının özellikleri.

Çözünürlük	16 Bit yüksek çözünürlük
Örnekleme Oranı	250 kS/s
Analog Girişi Sayısı ve Hafıza	16 analog giriş ve 1 K FIFO
Dijital Giriş Sayısı	16 dijital giriş
Dijital Çıkış Sayısı	16 dijital çıkış
Analog Çıkış Sayısı	2 analog çıkış
Sayıcı ve çözünürlüğü	10 MHz ve 16 Bit çözünürlük
Kart bağlantısı	PCI kartı
Giriş Gerilimi	+/- 10 V
Giriş Akımı	0 -20 mA



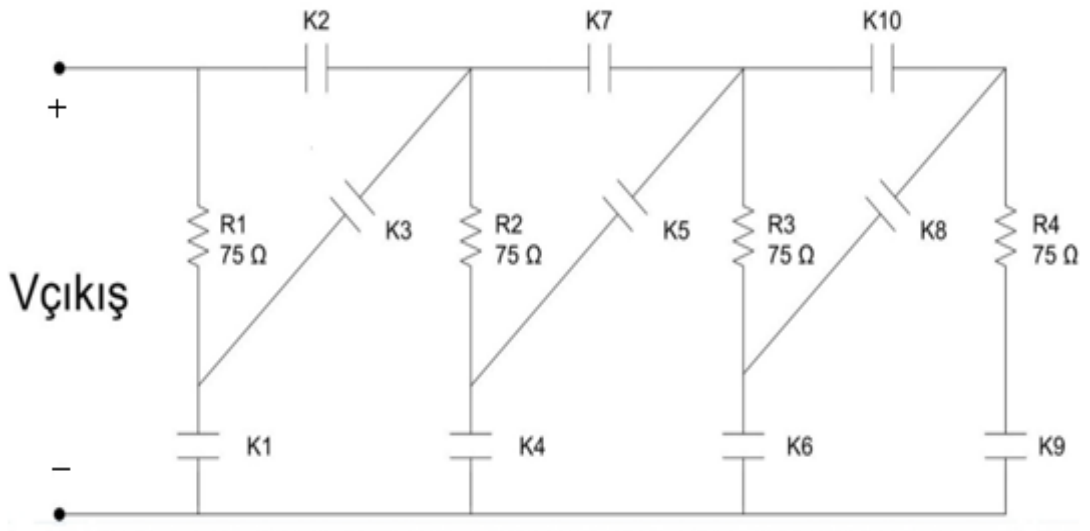
Şekil 4.20. Advantech PCI 1716 veri toplama kartı.



Veri toplama sistemi donanım ayarları için, veri toplama kartı PCI yuvasına takıldıktan sonra yazılımı bilgisayara yüklenmektedir. Veri toplama kartının modeli bilgisayar dosyasının, aygıt yöneticisi menüsünden seçilmiş ve yük hücreleri için analog giriş aralığı belirlendikten sonra her kanala +/- 1,5 V uygulanarak kartın testi yapılmaktadır.

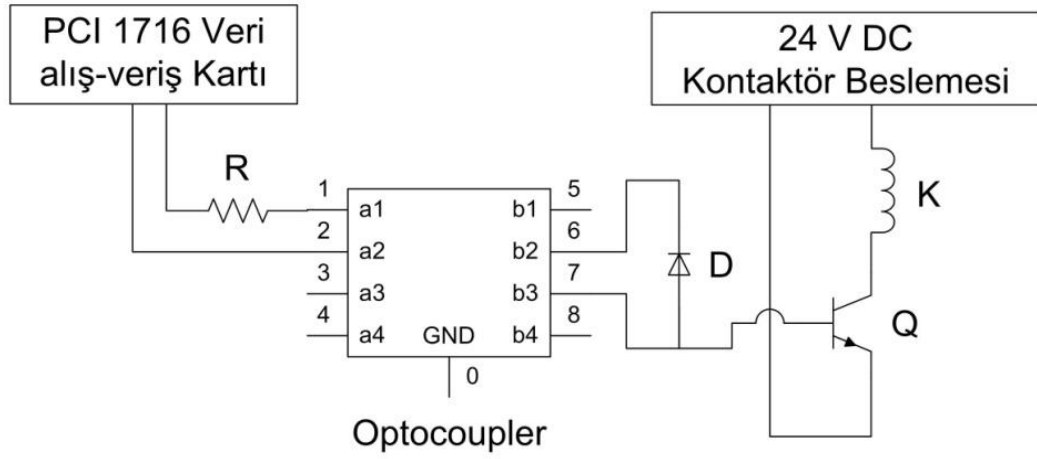
#### 4.1.10. Yük Kontrol Devresi Tasarımı

Şasi dinamometresi elektrikli araç motorları tarafından üretilen mekanik enerjiyi, dinamometre aracılığıyla elektrik enerjisine çevirmektedir. Üretilen elektrik enerjisi dinamometreye bağlanan yükler ile tüketilmektedir. Bağlanan yükün büyüklüğüne göre elektrikli aracın motorunun dönme yönüne ters yönde bir direnç kuvveti oluşur. Dinamometrenin çıkış uçlarına yük bağlanmaz boşta bırakılırsa (açık devre yapılırsa), elektrikli aracın motoruna sadece dinamometrenin iç direncinden kaynaklanan küçük bir direnç değeri engel oluşturur. Düz yol, eğimli yol, asfalt yol vb. gibi yol şartları, araç tekerleklerine farklı düzeylerde direnç uygulamaktadır. Şasi dinamometresi deney düzeneğinde 8 farklı yol şartını temsil etmek üzere 4 adet 6000 watt gücünde 75 ohm frenleme direnci kullanılmaktadır. Dirençler kontaktörler kullanılarak paralel ve seri olmak üzere bağlanmıştır. Dirençlerin ve kontaktörlerin bağlantı şeması Şekil 4.21’ de verilmektedir.



Şekil 4.21. Frenleme dirençlerinin ve kontaktörlerin bağlantı şeması.

Kontaktörler bilgisayar ortamında veri alış-veriş kartı ile kontrol edilmektedir. Veri alış-veriş kartının sekiz adet dijital çıkış kanalı kullanılmıştır. Kartı, kontaktörlerin tetikleme uçlarında bulunan bobinlerden dolayı oluşabilecek ters yönlü akımlardan korumak için optocupler kullanılmıştır. Her bir dijital çıkış için bir adet 4n35 optocupler entegresi ve kontaktörleri 24 V DA gerilimle sürebilmek için de sekiz adet BDX 53 transistör kullanılmaktadır. Koruma devresi isis programında çizilmiş ve benzetimi yapılmıştır. Devrenin tek bir kontak için çizilen devre şeması Şekil 4.22’ de verilmektedir. Frenleme dirençlerinin sekiz farklı bağlantısı Çizelge 4.7’ de verilmektedir.



Şekil 4.22. Tek bir kontak için çizilen devre şeması.

Çizelge 4.7. Sekiz farklı frenleme direnç bağlantısı.

1.	Açık Devre
2.	$R/4 = 18,75 \text{ ohm}$
3.	$R/3 = 25 \text{ ohm}$
4.	$R/2 = 37,5 \text{ ohm}$
5.	$R = 75 \text{ ohm}$
6.	$2R = 150 \text{ ohm}$
7.	$3R = 225 \text{ ohm}$
8.	$4R = 300 \text{ ohm}$

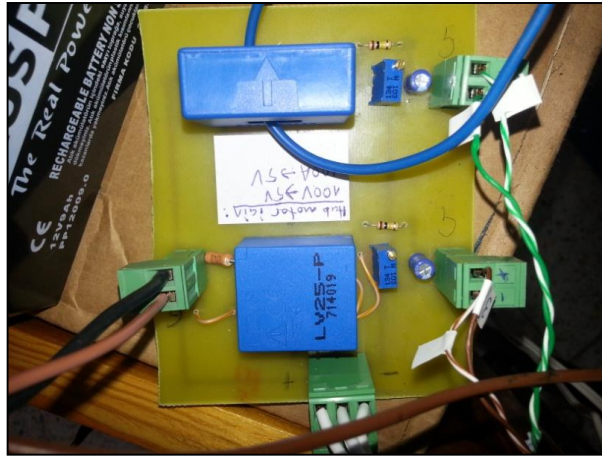


Şekil 4.23. Yük kontrol devresi koruma devresi.

Koruma devresinin pcb şeması ares programında çizilmiş ve devre bakır plaket üzerine basılarak devre elemanı montajı yapılmıştır. Devrenin montaj sonrası resmi Şekil 4.23' de verilmektedir.

#### 4.1.11. Gerilim ve Akım Ölçüm Devresi

Şasi dinamometresi deney sisteminde elektrikli aracın motorunun ve dinamometrenin güçlerinin ölçümünü yapabilmek için gerilim ve akım ölçüm devreleri yapılmıştır. Gerilim ve akım ayrı olarak ölçülmüş ve yazılımsal olarak ölçülen iki değer çarpımı ile güç değerleri bulunmuştur. Devrelerde LV25-P, LA 50A ve LA 100A gerilim ve akım sensörleri kullanılmıştır. Ölçüm devrelerinin baskı devresi şekil 4.24' de verilmektedir.



Şekil 4.24. Gerilim ve akım ölçüm devresi.

Elektrikli motor için oluşturulan devre akım için maksimum 100A değerine, dinamometre için yapılan ölçüm devresi ise 20A değerine kalibre edilmiştir. LA 50A akım sensörü için teknik özellikler Çizelge 4.8’ de, LA 100A akım sensörü için teknik özellikler Çizelge 4.9’ da ve LV 25-P gerilim sensörü için teknik özelliklerde Çizelge 4.10’ da verilmektedir.

Çizelge 4.8. LA 50A akım sensörü teknik bilgileri.

Dönüştürme oranı	1:1000
Çalışma gerilimi	$\pm 12..15$ V
Ölçüm Aralığı	0... $\pm 70$ A
Anma izolasyon gerilimi	500 V

Çizelge 4.9. LA 100A akım sensörü teknik bilgileri.

Dönüştürme oranı	1:2000
Çalışma gerilimi	$\pm 12..15$ V
Ölçüm Aralığı	0... $\pm 150$ A
Anma izolasyon gerilimi	500 V

Çizelge 4.10. LV 25-P gerilim sensörü teknik bilgileri.

Dönüştürme oranı	2500:1000
Çalışma gerilimi	$\pm 12..15$ V
Ölçüm Aralığı	10... $\pm 500$ V
Anma izolasyon gerilimi	1600 V

## 4.2. ŞASI DİNAMOMETRESİ TASARIMININ HESAPLANMASI

Gerçekleştirilen şasi dinamometresi deney sisteminde maksimum 2000 dev/dk hızla çalışabilen DA dinamometresi kullanılmaktadır. Bu DA dinamometresinin seçilmesinin nedeni maksimum 2857,14 dev/dk ile çalışabilen elektrikli araçların

ölçümünü yapabilmek içindir. Şasi dinamometresi bu hıza güç aktarma organları olan dişliler ile ulaşabilmektedir. Ölçümleri yapılan deney aracının tekerlek içi elektrikli motoru maksimum 1900 dev/dk ile çalışmaktadır. Kullanılan güç aktarma organları ile maksimum hızı 2000 dev/dk' dan fazla olan elektrikli araçların ölçümü de yapılabilmektedir. Güç aktarma organlarının çevrim oranı Eşitlik 4.1 ile belirlenmektedir.

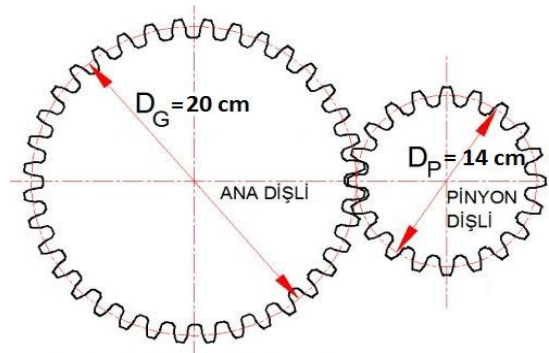
$$\text{Güç aktarma oranı} = \frac{n_{\text{pinyondişli}}}{n_{\text{anadişli}}} = \frac{14}{20} \quad (4.1)$$

Deneyler sırasında kullanılan tekerlek 40 cm ve tamburlar da 30 cm çapındadır. Tamburların hızı ile dinamometre mil hızının arasındaki bağıntı Eşitlik 4.2 ve Eşitlik 4.3' de verilmektedir.

$$n_{\text{teker}} \times d_{\text{teker}} = n_{\text{tam}} \times d_{\text{tam}} \quad (4.2)$$

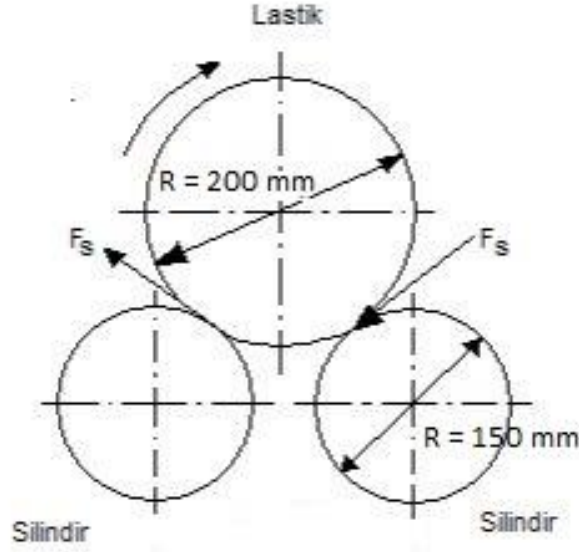
$$n_{\text{teker}} = \frac{d_{\text{tam}}}{d_{\text{teker}}} \cdot n_{\text{tam}} \quad (4.3)$$

Deney sisteminde iki adet pinyon dişli ile bir adet ana dişli kullanılmaktadır. Sistemde iki adet pinyon dişli kullanılmasının nedeni, elektrikli aracı daha kolay sabitlemek, tekerlerden gelen kuvvet aktarımını iki parçaya bölmek ve tamburların maksimum dönme sayısını yükseltmektir. Şekil 4.25' de bir pinyon dişli ve ana dişliye ait resim verilmektedir.



Şekil 4.25. Pinyon ana dişli takımı.

Şasi dinamometresi deney sisteminde araç tekerleğinde yol şartlarında oluşan sürtünmeyi oluşturabilmek için tamburlar pürüzlülüğü artırmak için baklavalı sacdan yapılmıştır. Tek bir tekerlek için iki tambur kullanılarak tamburlar üzerine etki eden kuvvet iki eşit parçaya bölünmektedir. Tamburların ve araç lastiğine ait yandan görünüş Şekil 4.26' da verilmektedir.



Şekil 4.26. Tamburların ve araç lastiğine ait yandan görünüş.

Devir sayıları belirlendikten sonra tekerleğe ve tamburlara ait açısal hızlar Eşitlik 4.4 ve 4.5 ile bulunabilmektedir.

$$\omega_{\text{motor}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{motor}}}{30} \quad (4.4)$$

$$\omega_{\text{tam}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{tam}}}{30} \quad (4.5)$$

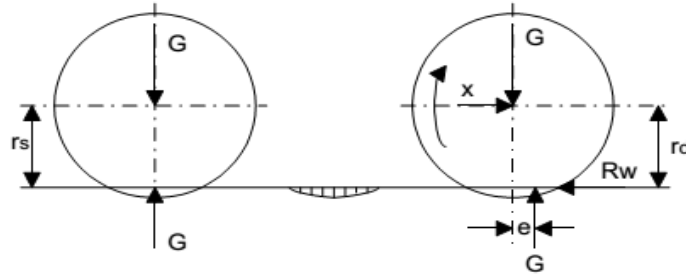
#### 4.2.1. Tekerlerin Mekanîği

Tekerlek yarıçapları azda olsa statik tekerlek yarıçapı merkez ile zemin arasında, dinamik tekerlek yarıçapı merkez ile zemin arasında, yuvarlanma yarıçapı tekerleğin açısal ve doğrusal hızı ile aynı hızda hareket eden ve şekli değişmeyen çemberin

yarıçapı arasında değişir. Frenleme anında dinamik yarıçaptan büyük, ilk hareket anında kaymadan dolayı dinamik yarıçaptan küçük olabilir. Tekerlek momenti sabit tutulduğunda, yarıçap küçüldükçe tekerlek tahrik kuvveti artar. Fakat çok küçük yarıçaplı tekerlekte de bazı mahsurlar doğar.

#### 4.2.2. Yuvarlanma Direnci

Tekerlek ve yol etkileşiminde 4 değişik tip vardır, bunlar sert zemin sert lastik (rijit), yumuşak tekerlek rijit zemin, rijit tekerlek yumuşak zemin ve şekil değiştirebilen zemin ve tekerlerdir. Tekerlek yumuşak zemin sert, taşıtın teker başına düşen ağırlığı, Tekerlek-Yol yüzeyine etki eder.



Şekil 4.27. Tekerleğin statik ve dinamik dönme yarıçapı

Şekil 4.27' de toplam kuvvetler sıfır olduğundan ( $G \times e = R_w \times r_d$ ) bulunur. Bu denklikten yuvarlanma direncini çekersek Eşitlik 4.6 bulunmaktadır.

$$R_w = \frac{Gxe}{r_d} = Gx \frac{e}{r_d} \quad (4.6)$$

Eşitlik 4.6' da ki  $e/r_d$  ifadesine yuvarlanma direnci katsayısıdır ve  $f_{RO}$  ile gösterilir. Eşitlik 4.7' den sonuç,  $R_w = G \times f_{RO}$  veya diğer bir deyişle  $R_{RO} = R_w = G \times f_{RO}$  olur.

$$f_0 = \frac{e}{r_d} \quad (4.7)$$

Yolun cinsine göre yuvarlanma direnç değerleri Çizelge 4.11' de verilmektedir.

Çizelge 4.11. Yolun cinsine göre yuvarlanma direnç değerleri.

Yolun cinsi	$f_{RO}$
Düzgün asfalt, beton	0,015
Küçük taş döşenmiş zemin	0,015
Şose yol	0,02
Çamurlu yolda	0,05
Gevşek toprak, kumda	0,1-0,35

#### 4.2.3. Hava Direnci

Herhangi bir yüzeyin basınç merkezine dik gelen statik ve dinamik basınç kuvvetlerinin toplamı sabittir ( $P_s + P_d = \text{Sabit}$ ).

$$P_d = \rho \times \frac{V^2}{2} \quad (4.8)$$

Çizelge 4.12. Çeşitli taşıtlar için hava direnç değerleri.

Açık Spor	0,5 – 0,7
Pikap	0,5 – 0,6
Binek Otosu	0,4 – 0,55
Binek Otosu; Farlar, Arka Tekerlekler (Yedek Lastik Gövde İçinde İse)	0,3 – 0,4
En Avantajlı Aerodinamik Biçim	0,15 – 0,2
Otobüs	0,6 – 0,7
Kamyon	0,8 – 1,3
Motosiklet	1,8



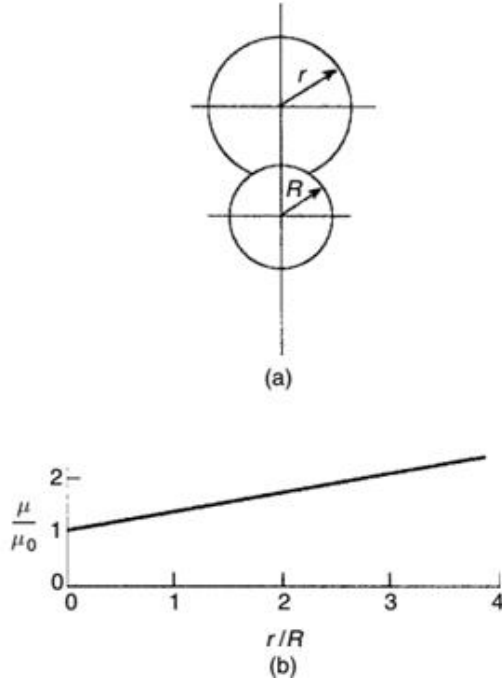
Hız arttıkça lift basınç kuvveti artar ve direksiyon hakimiyeti azalır. Taşıtın hızı artırılınca hava direncide artacağından yakıt sarfiyatı da artar. Normal şartlar altında en ekonomik olacak şekilde dizayn edildikleri hızlar 80 ila 110 km/h arasındadır.

#### 4.2.4. Lastik Temas Koşullarına Tambur Çapının Etkisi

Lastiklerin yuvarlanma direnci konusunda geniş bir literatür çalışması mevcuttur. Yuvarlanma direnci büyüklüğü lastiğin malzemesinin histerisiz kayıplarını sonucudur ve yuvarlanma direnci lastiğin sıcaklığı ile direkt olarak artmaktadır. Lastiğin ve şasi dinamometresi tamburlarının arasındaki ilişki genel olarak kabul görmüş olan Eşitlik 4.9 ile açıklanabilir.

$$F_{xr} = F_x \cdot \left(1 + \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.9)$$

Eşitlik 4.9'da  $F_{xr}$  tekerleğin tambura uyguladığı yuvarlanma direncini,  $F_x$  düz yolda ki yuvarlanma direncini,  $r$  lastik yarıçapını,  $R$  tambur yarıçapını ifade etmektedir.



Şekil 4.28. a) Lastik ve tamburlar arasındaki ilişki ve yuvarlanma direnci, b) lastik-tambur oranı arasındaki lineer ilişki.

Şekil 4.28 a) ve b) belirtildiği üzere yuvarlanma direnci dolayısıyla histerisiz kayıpları  $r/R$  oranıyla doğrusal olarak artmaktadır. Şasi dinamometresi tasarımında ortalama her bir tambur seti üzerine 100 kg'lık yük bindiği düşünülerek tasarım yapılmıştır.

Ölçümü yapılan tekerleğin yuvarlanma direncini hesaplayarak tamburlar üzerine düşen kuvvetler ve tambur çap değeri ile tekerleğin tambura uyguladığı yuvarlanma direnç değeri bulunur. Tekerleğin yuvarlanma direnci Eşitlik 4.6 çözülerek elde edilir.

$$R_w = G \times f_{R0} = 1000 \times 0.015 = 15 \quad (4.10)$$

Bulunan yuvarlanma direnci Eşitlik 4.9' da yerine konularak tekerleğin tambura uyguladığı yuvarlanma direnci bulunmaktadır.

$$F_{xr} = 15x \left(1 + \frac{40}{30}\right)^{\frac{1}{2}} = 22.91 \text{ N} \quad (4.11)$$

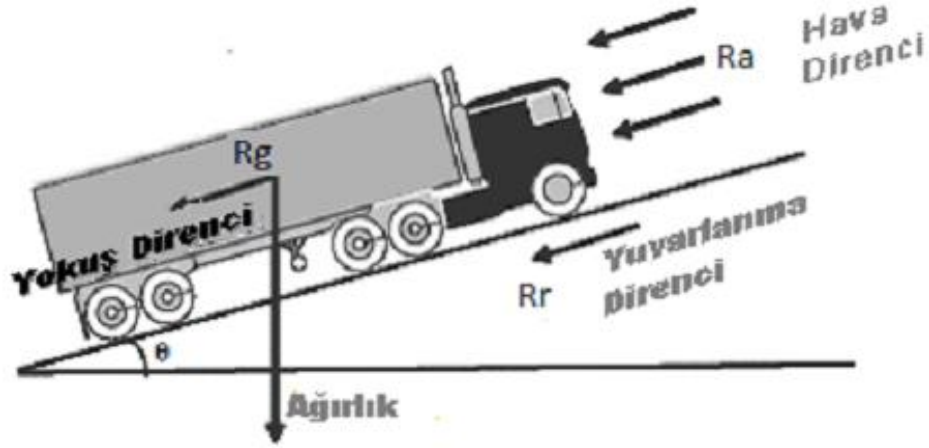
Şasi dinamometresi tambur çapları belirlenirken yuvarlanma direnci, histerisiz kayıpları ve şasi dinamometresi tasarım taslağı göz önünde bulundurulmalıdır. Tasarlanan sistemde tambur çapı şasi dinamometresi tasarımını hareketli ve portatif olabilmesi için ve Şekil 4.28 b' deki histerisiz kayıplarının fazla olmaması için 30 cm olarak belirlenmiştir. Deney tekerleğinin çapı 40 cm olması durumunda histerisiz kayıpları( $\phi$ ), Eşitlik 4.12 ile bulunur.

$$\Phi = \frac{40}{30} = 1.33 \quad (4.12)$$

Şekil 4.28 b' de ki grafikten görüldüğü üzere histerisiz kayıpları 1'e çok yakın bir değer olarak belirlenmiştir. Tambur çapları daha artırılarak histerisiz kayıpları 1'e kadar azaltılabilmektedir. Ancak tambur çapları artırmak sistemin tasarımını büyültmekte ve sistemin hareketli olmasını engellemektedir.

#### 4.2.5. Eğimli Yolda İvme ve Hız Hesabı

Hareket halindeki bir araca etkiyen kuvvetler, aracı hareket ettirici kuvvetler ve bu harekete direnç gösteren kuvvetler olmak üzere iki grupta değerlendirilebilir. Aracı hareket ettirici temel kuvvet; motor tarafından üretilerek, aktarma organları aracılığıyla tekerleklere ulaştırılan ve tekerlekle yol arasındaki etkileşime bağlı olarak ortaya çıkan kuvvettir. Motor çıkışından alınan kullanılabilir enerji, efektif güç ( $P_e$ ) olarak belirtilmektedir. Motorun çıkış milinden alınan efektif güç, aktarma organları üzerinden tekerleklere ulaşmaya kadar sürtünmelerle bir miktar kaybedilir. Bu kayıp enerji transmisyon kayıpları olarak bilinir ve transmisyon verimi ( $\eta_t$ ) ile tanımlanmaktadır [26]. Motordan tekerleklere ulaşan güç, aktarma organlarındaki kayıplar dikkate alınarak,  $P = P_e \times \eta_t$  şeklinde yazılabilir. Lan ve Menendez, transmisyon verimini 0,92 olarak kabul etmiştir [27]. Tipik transmisyon verimliliği 0,89-0,94 aralığındadır [28]. Şekil 4.29' da eğimli yolda araca etkiyen kuvvetler görülmektedir. Herhangi bir eğimli yolda, sabit hızda seyretmekte olan bir aracın karşılaşıacağı dirençler; yokuş direnci ( $R_g$ ), yuvarlanma direnci ( $R_r$ ) ve hava direncidir ( $R_a$ ) [26,27,29,30].



Şekil 4.29. Eğimli yolda araca etki eden kuvvetler

Şekil 4.29' da verildiği gibi, araca etkiyen toplam dirençler  $R_T = R_g + R_r + R_a$  şeklinde ifade edilebilir.

Yokuş Direnci ( $R_g$ ), aracın eğimli yolda hareketi sırasında aracın ağırlığının yola

paralel bileşeninden kaynaklanır. Maksimum araç hızının altındaki hızlarda, motor tarafından aracın tekerleklerinde geliştirilen tahrik kuvveti, aracı o hızlarda ivmesiz olarak kullanmak için gerekli olan kuvvetten daha fazladır. “Rezerv Kuvvet” olarak da adlandırılan bu fazlalık, gerektiğinde aracın belirli yokuşları aşabilmesi veya hızını artırabilmesi için kullanılmaktadır. Bir aracın, herhangi bir sabit hızda (ivmesiz olarak) tırmanabileceği maksimum yokuş; o aracın “tırmanma yeteneği” olarak tanımlanmaktadır. Tırmanabileceği maksimum eğim ise, maksimum tırmanma yeteneğini belirlemektedir. Bu yetenek, özellikle ağır vasıtalar ve karayolu dışı araçlar için önem kazanmaktadır. Yolun eğimi genellikle eğim açısı ( $\theta$ ), veya bu açının tanjantı ile tanımlanmaktadır [26]. Yokuş direnci,  $R_g = \pm W \sin\theta$  (kg) şeklinde ifade edilebilir [26-28]. Burada,  $W$ , aracın kütleini (kg);  $\theta$ , yolun eğim açısını (derece); (+) değerler yokuşu, (-) değerler ise inişi ifade etmektedir. Yokuş eğimi arttıkça aracın kütlesi, aracın hareketine zıt yönde direnç göstereceğinden yokuş direnci artar.

Yuvarlanma Direnci ( $R_r$ ), araç tekerleğinin yuvarlanma sırasında yol ve lastiklerdeki şekil değiştirmelerden kaynaklanır. Lastiklerin dönüşü, yani yuvarlanması sırasında yük nedeniyle direnç oluşmaktadır. Bu direnç, her bir tekerleğe gelen yük ve o tekerlekle yol arasındaki sürtünmeyle doğru orantılıdır. Lastiklerin yuvarlanma direnci, birçok faktörün etkisi altındadır. Bu faktörler; araç hızı, lastik yapısı, şişirme basıncı, kesit oranı, lastik karışımı, diş malzemesi ve biçimi ile yol yüzeyinin durumu şeklinde özetlenebilir [26].  $f_r$ , yuvarlanma direnci katsayısını ifade etmek üzere; yuvarlanma direnci  $R_r = f_r \times W$  şeklinde ifade edilebilir [31,32].

Hava Direnci ( $R_a$ ), aracın hareketi sırasında, hava hareketine bağlı olarak gelişen aerodinamik kuvvetler, aracın performansını etkilemektedir. Hava akışı aracın hızına ve ortamın rüzgâr hızına bağlıdır. Aracın hızı, sayısal değer ve yön bakımından sürekli olarak değişir. Tüm araç yüzeyine dağılmış olan basınçların bileşkesi olan aerodinamik kuvvet, basınç merkezi adı verilen bir noktaya etki etmekte, aracın kullanım ve yönlendirme karakteristiklerini olumlu veya olumsuz biçimde etkileyen koşullar yaratmaktadır. Aerodinamik kuvvetin önemli iki bileşeni, aerodinamik kaldırma (lift) ve yanal kuvvetlerdir. Aerodinamik kaldırma kuvveti, lastiklerle zemin arasındaki tutunma kuvvetini azaltarak, aracın yönlendirme ve tahrik

karakteristiklerini; aerodinamik yanal kuvvet ise, araç kararlılığını etkilemektedir [26]. Hava direnci, araca etkiyen kuvvetler içerisinde aracın ağırlığından etkilenmeyen tek kuvvettir. Aracı hareket halindeyken etkisi altına alan hava direnci; aracın aerodinamik yapısına, hava yoğunluğuna ( $\rho$ ), hava direnci katsayısına ( $C_D$ ), aracın boyutlarına ( $A$ ) (ön yüzeyi, üst ekipmanı, taşınan yükün büyüklüğü) ve hızına ( $V$ ) bağlı olarak Eşitlik 4.13 ile ifade edilebilir [26,27,32].

$$R_a = \frac{1}{2} \rho C_D A_f V^2 \quad (4.13)$$

Aracın hareket edebilmesi için üç direnç toplamından oluşan toplam direnç değerinin üstünde güç üretmesi gerekmektedir.

### **4.3. METOD**

Şasi dinamometresi deney sistemi, tekerlek açıklığı 100 cm' den büyük 180 cm' den küçük araçların ölçümünü yapabilecek kapasitededir. Tek tekerlekten veya iki tekerlekten çekiş sağlayan ve maksimum 2857,14 dev/dk çalışma hızına sahip elektrikli araçların ölçümünü yapabilmektedir. Deneylerde kullanılan tekerlek çapı 40 cm olduğundan maksimum 215 km/sa hızda deney yapılabilir. Deney sisteminden alınan veriler PCI 1716 veri alış-veriş kartı ile bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Elde edilen veriler bilgisayar ortamında depolanarak kullanıcıya grafiksel olarak sunulmaktadır. Kullanıcı istediği yol şartlarını ifade eden frenleme direnci değerini, Matlab/Simulink programında gerçek zamanlı olarak seçerek devreye alabilmekte ve aracı test edebilmektedir.

Şasi dinamometresi deney sistemi tamburlardan aldığı yüzey gerilmelerini DA dinamometresine aktarmaktadır. DA dinamometresinin miline bağlı takometre ile elektrikli aracın hızı dev/dk olarak bulunmaktadır. DA dinamometresine bağlanan frenleme dirençlerinin farklı değerlerde motora uygulanabilmesi için kontaktörler veri alış-veriş kartı ile kontrol edilmektedir. Şasi dinamometresi deney sisteminin altına montajı yapılan yük hücreleri elektrikli aracın statik ağırlığını ölçebilmektedir.

Şasi dinamometresi deney sistemi gerçekleştirilirken her bir sistem tek tek çalıştırılarak devreye alınmıştır. Dinamometrenin ikazının çalışma gerilimine uygun değerlere sahip bir güç kaynağı tasarımı yapılmıştır. 0-190 V ayarlanabilir DA gerilim üretebilen güç kaynağı dinamometrenin stator sargılarına bağlı olan ikaz uçlarına bağlanmıştır. Güç kaynağının tasarımında gerilimin istenilen şekilde ayarlanabilmesi için Arduino Uno R3 mikro işlemci kartı kullanılmıştır. Mikro işlemci kartında DGM üretebilmek için kullanılan kodlar aşağıda verilmektedir.

```
int potentiValue = 0;
void setup()
{
  pinMode(9, OUTPUT);
  Serial.begin(9600);
}
void loop()
{
  potentiValue = analogRead(0);
  potentiValue = map(potentiValue, 0,1023,0,255);
  analogWrite(9, potentiValue);
  Serial.print("\n deger= ");
  Serial.print(potentiValue);
  delay(100);
}
```

Tamburlar maksimum devir olan 2857,14 dev/dk çıkarsa dinamometrenin armatür uçlarında gerilim 300 V 16 A değerlerine sahip bir güç oluşmaktadır. Bu güç frenleme dirençlerinin sekiz farklı kombinasyonu ile harcanmaktadır. Dinamometrenin armatür uçlarına frenleme dirençlerinin kombinasyonları arasında geçişi sağlamak üzere kontaktörler ile birlikte frenleme dirençleri bağlanmaktadır.

Dört adet frenleme direnci kontrol edilirken PCI 1716 veri alış-veriş kartını oluşabilecek ters gerilimlerden korumak için kartın her bir çıkışı için opto-coupler entegreleri kullanılmıştır. Kontaktörlerin açılıp kapanma süreleri 120 milisaniyedir.

Bu süre zarfında kapanarak devreye girmekte veya açılarak devreden çıkmaktadır. Yük kontrol devresi ile kontaktörlerin kontrolü kolay ve pratik bir şekilde yapılmaktadır.

#### 4.3.1. PID Kontrol

PID günümüzde çok kullanılan bir kontrol yöntemidir. Endüstrideki uygulamaların %75' inde uygulanmaktadır. Çok geniş bir uygulama alanının olmasına rağmen PID uygulamaları için standart bir tanımlama yoktur. Kar Astrom'a göre PID algoritması Eşitlik 4.14' deki gibidir.

$$u(t) = K_p \left[ e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (4.14)$$
$$e(t) = r(t) - y(t)$$

Eşitlik 4.14' de  $u(t)$  kontrol değişkeni,  $e(t)$  hata sinyali,  $y(t)$  çıkıştan ölçülen değerle aynıdır.  $K_p$ ,  $T_i$ ,  $T_d$  ise PID parametreleridir. Eşitlik 4.14 sadeleştirilirse Eşitlik 4.15 elde edilir.

$$u(t) = P(t) + I(t) + D(t) \quad (4.15)$$

Eşitlik 4.15' deki ifadeler P oransal katyası, I integral katsayı, D türevsel katsayıdır.

PID kontrolörü oluşturan oransal, integral, türev kazançlarının her biri sistemin çalışmasına çeşitli şekillerde etki etmektedir. Kapalı çevrim sisteminde her bir kontrolörün etkisi  $K_p$ ,  $K_i$  ve  $K_d$  kazançları verilerek Çizelge 4.13' de ki gibi özetlenmektedir.

Yüksek  $K_p$  katsayısı sistemin çıkışının yüksek olmasına ve hatanın giderilme zamanının artmasına sebep olmaktadır. Çok yüksek  $K_p$  katsayısı salınım ve sistemin kararsız bir hal almasına neden olmaktadır.

I (İntegral Terimi) hem hata büyüklüğü hem de hatanın süresi ile orantılı olarak çıkış

üretir. Bu terim anlık hataların toplamıdır. Sabit bir  $K_i$  katsayı ile çarpılarak sistem çıkışına eklenir.  $K_i$  katsayısına integral kazanç sabiti denir. Eğer  $K_i$  katsayısı çok yüksek olursa istenilen ayar noktasından taşmalar meydana gelir.

D (Türev terimi) hatadaki zamanla değişimi ifade etmektedir. Bu değişim  $K_d$  katsayısı ile çarpılarak sistemin çıkışına eklenir. Türev terimi kontrolör çıkışının değişim hızını yavaşlatır. Ayrıca mevcut değer istenilen referans değerini aşma miktarını azaltarak sistemin daha kararlı çalışmasını sağlar. Bu değer yüksek belirlendiğinde kontrolörün gürültülere karşı duyarlılığı artmaktadır. Bu da sistemin kararsız bir hal olmasına sebep olabilmektedir.

Çizelge 4.13. PID kontrolör parametrelerinin etkileri.

Kontrolör	Kazanç	Yükselme zamanı	Aşım	Oturma zamanı	Kalıcı durum hatası
Oransal	$K_p$	Azaltır	Arttırır	Biraz arttırır	Azaltır
İntegral	$K_i$	Biraz azaltır	Arttırır	Arttırır	Yok eder
Türev	$K_d$	Biraz değiştirir	Azaltır	Azaltır	Çok az etkiler

Şasi dinamometresi deney sistemi PID kontrol ile de kontrol edilmiştir. Kontrol sonucunda elde edilen en iyi PID parametreleri ve sonuçlar deneysel çalışmalarda verilmektedir.

#### 4.3.2. Bulanık Mantık

Bulanık Mantık, 1961 yılında Lütüfî Zadeh' in yayınladığı bir makalenin sonucu olmuş bir mantık yapısıdır. Bulanık mantığın temeli bulanık küme ve alt kümelere dayanır. Klasik yaklaşımda bir varlık ya kümenin elemanıdır ya da değildir. Matematiksel olarak ifade edildiğinde varlık küme ile olan üyelik ilişkisi bakımından

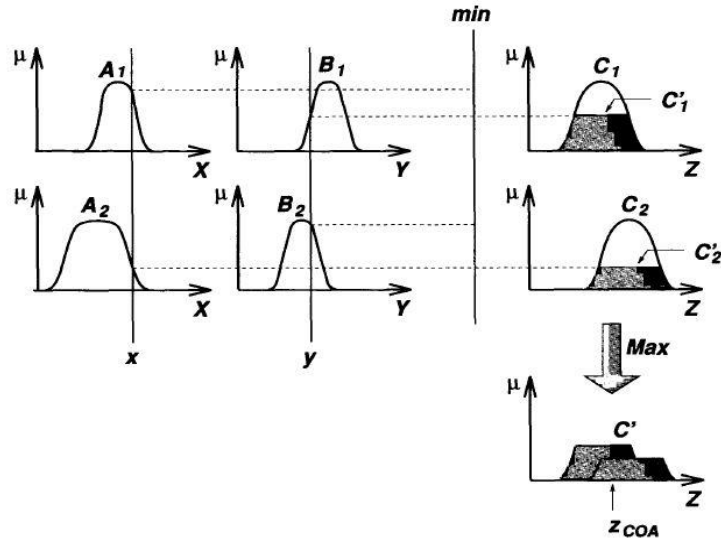


kümenin elemanı olduğunda "1", kümenin elemanı olmadığı zaman "0" değerini alır. Bulanık Mantık klasik küme gösteriminin genişletilmesidir. Bulanık varlık kümesinde her bir varlığın üyelik derecesi vardır. Varlıkların üyelik derecesi, (0, 1) aralığında herhangi bir değer olabilir ve üyelik fonksiyonu  $M(x)$  ile gösterilir.

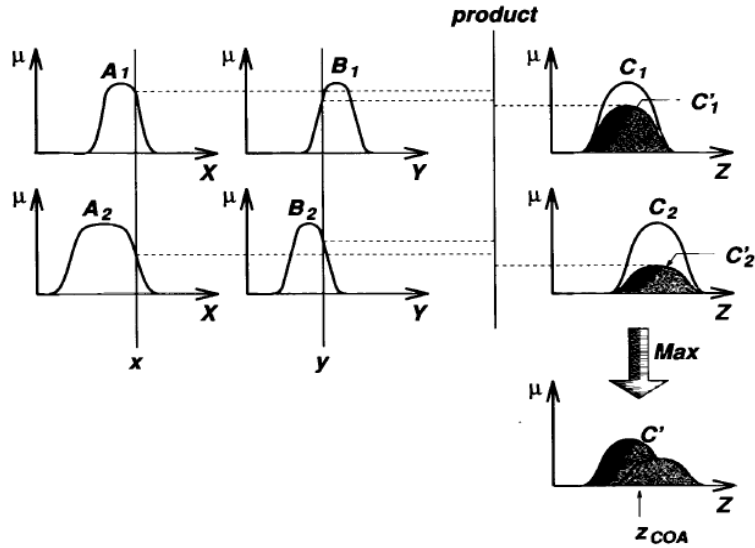
#### 4.3.2.1. Mamdani Bulanık Modeli

Mamdani bulanık modeli ilk kez, uzman insan operatörler tarafından elde edilen dilsel kontrol kuralları bütünü tarafından buhar makinesini ve kazan bileşimini kontrol etmek için İngiliz Prof. Ebrahim Mamdani tarafından önerildi. Şekil 4.30 ve Şekil 4.31, mamdani türünden iki-kurallı bir bulanık girişim sisteminin çıkışının nasıl  $x$  ve  $y$  gibi iki keskin girişten elde edildiğini açıklamaktadır. Şekilde açıklanan model iki girişli ve iki kurallı bir bulanık sistemdir. Bulanık çıkarım mekanizması şu biçimde işler: Önce,  $x$  ve  $y$  girişlerinin her hangi bir andaki değerlerine (keskin değer) göre önce kuralın tanımladığı giriş bulanık kümesinde bu girişlerin üyelik dereceleri her bir kural için ayrı belirlenir. Bu iki keskin üyelik derecesi minimum operatöründen geçirilir. Elde edilen en küçük üyelik derecesi kadar seviyede kırılmış (kuralın tanımladığı) çıkış bulanık kümesi belirlenir. Bu işlem her bir kural için ayrı ayrı işletildiğinde kural sayısı kadar çıkış bulanık kümeleri elde edilir. Bu çıkış bulanık kümelerde maksimum operatöründen (birleşimi alınır) geçirilir. Sonuç yine bir bulanık kümedir. Dikkat edilirse hala çıkışta keskin bir değere ulaşılmamıştır. Keskin değere ulaşmak için sonuç çıkış bulanık kümesi durulandırma işleminden geçirilmelidir [33].

Eğer T-norm operatörü olarak cebirsel çarpım ve S-norm operatörü olarak maksimum işlemi seçilirse, bu durumda, bulanık mantığın sonucu her bir kuralın cebirsel çarpım yolu ile belirlenen ateşleme gücü tarafından azaltılan bir bulanık kümeye eşleme yapılması ile belirlenir. Bu durum Şekil 4.31' de verilmektedir. Bu tür bir bulanık çıkarım Mamdani'nin orjinal makalesinde kullanılmamasına rağmen, literatürde sıklıkla kullanılmaktadır. Diğer AND ( T-normu ) ve OR ( S-normu ) operatörlerinin farklı varyasyonları ile de Mamdani modeli ile çıkarım yapmak mümkündür. Şasi dinamometresi deney setinde Mamdani bulanık modeli kullanılmaktadır [33].



Şekil 4.30. Mamdani Bulanık çıkarımlı min operatörü.

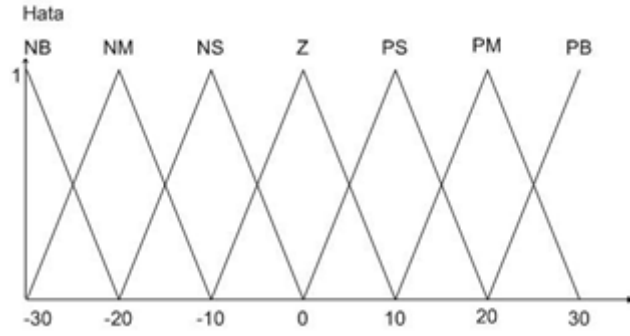


Şekil 4.31. Mamdani Bulanık çıkarımlı çarpım operatörü.

Klasik kümelerin aksine bulanık kümelerde elemanların üyelik dereceleri  $[0,1]$  aralığında sonsuz sayıda değişebilir. Bunlar üyeliğin derecelerinin devamlı ve aralıksız bütünüyle bir kümedir. Keskin kümelerdeki soğuk-sıcak, hızlı-yavaş, aydınlık-karanlık gibi ikili değişkenler, Bulanık Mantıkta biraz soğuk, biraz sıcak, biraz karanlık gibi esnek niteleyicilerle yumuşatılarak gerçek dünyaya benzetilir. En önemli fark, böyle bir çatıda bilginin kaynağındaki küme üyeliğinin kesin tanımlanmış önkoşullarının olmayışı ve daha çok problemlerle rastgele değişkenlerin

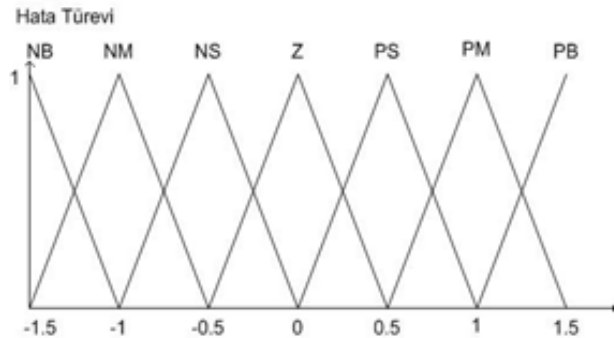
hazır bulunmasındadır.

Gerçek zamanlı kontrolde, girişler genellikle sensörlerle ölçülmektedir ve kesindirler. Bu yüzden belli bir değeri bulanık olarak tanımlamak gerekmektedir. Bu yaklaşım kullanıldığında, alınan giriş verisi belli bir evrensel kümede bir üçgen bulanık üyelik fonksiyonuna çevrilmektedir. Bir üçgen bulanık sayı  $(l | m, m|u)$  veya  $(l, m, u)$  şeklinde gösterilir. Bir bulanık olay için  $l$ ,  $m$  ve  $u$  parametreleri, sırasıyla mümkün en küçük değeri, en çok beklenen değeri ve mümkün olan en büyük değeri temsil eder. Bu strateji doğal ve gerçekleştirilmesi kolay olduğu için Bulanık Mantık kontrolü uygulamalarında geniş bir şekilde kullanılmaktadır.



Şekil 4.32. Hata girişine ait üyelik fonksiyonu.

Şasi dinamometresi deney sistemi Bulanık Mantık kontrolcü kullanılarak kontrol edilmiştir. Kontrolcünün girişlerini bulanıklaştırma işlemi yapılırken üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır. Şekil 4.32' de hızın hata girişine ait, Şekil 4.33' de ise hatanın türevine ait üçgen üyelik fonksiyonları verilmiştir.



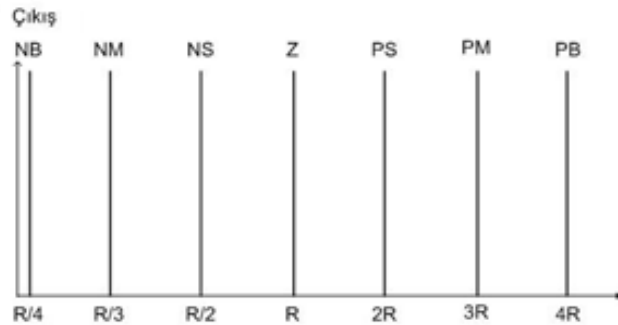
Şekil 4.33. Hatanın türevine ait üyelik fonksiyonu.

#### 4.3.2.2. Kural Tabanı

Kural tabanı uzmanlar tarafından belirlenmiş, Bulanık Mantık denetleyicinin davranışlarını tespit eden denetim kurallarını içerir. Karar verme işlemlerinde kullanılan birçok paralel kuraldan ve denetim değişkenlerinden oluşmuştur. Bu kurallar, sistemin giriş ve çıkışları arasındaki mantıksal ilişkileri açıklar. Bulanık Mantık denetleyicinin çıkışı, durum ve davranış bildiren kuralların değerlendirilmesi ile elde edilir. Kurallar, sistem değişkenlerinin tanımlandığı “eğer” ve denetim değişkenlerinin tanımlandığı “ise” komutlarıyla oluşturulur. Bulanık Mantıkla denetimde kurallar iki değişik metotla ifade edilir. Bunlar; kural davranışı bulanık kümeler ile ifade edilmiş kurallar veya kural davranışı fonksiyon şeklinde ifade edilmiş kurallardır [25]. Deney sisteminde kullanılan Bulanık Mantık kontrolcüsünde kullanılan kurallara ait tablo Çizelge 4.14’ de verilmektedir.

Çizelge 4.14. Bulanık Mantık kural tablosu.

e de	NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NB	NM	NS	NS	Z
NM	NB	NB	NM	NS	NS	Z	PS
NS	NB	NM	NS	NS	Z	PS	PM
Z	NM	NM	NS	Z	PS	PM	PM
PS	NM	NS	Z	PS	PS	PM	PB
PM	NS	Z	PS	PS	PM	PB	PB
PB	Z	PS	PS	PM	PB	PB	PB



Şekil 4.34. Çıkış fonksiyonuna ait teklik üyelik fonksiyonu.

Sistemin girişleri bulanıklaştırıldıktan sonra kural tablosuna göre çıkış değerinin üyelik fonksiyonu belirlenir. Tanımlanan teklik çıkış üyelik fonksiyonun Şekil 4.34' de verilmektedir.

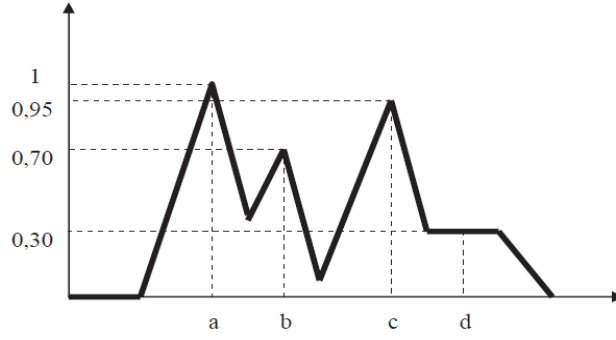
#### 4.3.2.3. Durulaştırma

Pratik uygulamalarda, özellikle mühendislik plan, proje ve tasarımlarında boyutlandırmalar için kesin sayısal değerlere gereksinim duyulmaktadır. Bu durumlara bulanık olarak elde edilmiş veya verilmiş bilgilerden yararlanarak gerekli cevapların verilmesi için bulanık bilgilerin durulaştırılması (defuzzification) gerekmektedir.

Birden fazla bulanık küme ile yapılan işlemlerde bilinenlerin aksine değişik üyelik fonksiyon grafikleri meydana gelmektedir. Birden çok üyelik fonksiyonlarından yapılan bu sonuca bulanık çıkarım kümeleri denilmektedir. Bu bulanık çıkarım kümeleri sonucunda dışbükey olmayan, birden fazla yerde "1" üyelik değerine ulaşan bilgiler olacaktır. Bu sebeplerden dolayı durulaştırma yöntemleri geliştirilmiştir. Bilim adamları birçok durulaştırma yöntemleri geliştirmiştir. Bu yöntemlerden hangisinin seçileceği tasarımı yapanın almak istediği sonuca göre veya yine uzmanlar tarafından tavsiye edilen yöntemle göre karar verilir.

Ağırlıklı ortalama yöntemi en yaygın olarak kullanılan durulaştırma yöntemlerinden biridir. Oluşan her tür çıkarım kümesine çözüm bulması çok yaygın olarak kullanılmasının en önemli nedenidir. Şasi dinamometresi deney sisteminde ağırlıklı ortalama durulaştırma yöntemi kullanılmaktadır. Girişlerin üyelik fonksiyonlarının kural tablosuna göre çıkarımı yapılarak durulaştırma sonucu belirlenmektedir. Durulaştırma yöntemine ait Şekil 4.35' de verilmektedir. Şekil 4.35' de verilen durulaştırma grafiğine ait matematiksel ifade Eşitlik 4.16' da verilmektedir. Çıkarım kümesini oluşturan her bir üyelik fonksiyonun en büyük üyelik derecesinin bu değere ulaştığı nokta (a,b,c,d) ile çarpılarak bulunur.

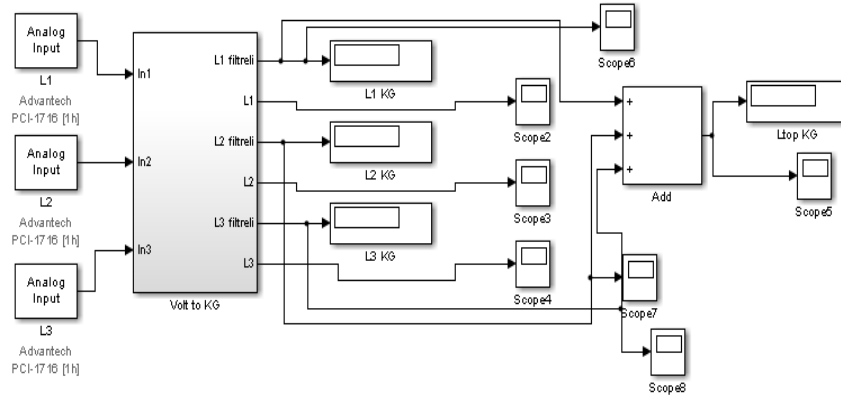
$$x = \frac{a(1.0) + b(0.7) + c(0.95) + d(0.3)}{a + b + c + d} \quad (4.16)$$



Şekil 4.35. Ağırlıklı ortalama yöntemi ile durulaştırma.

### 4.3.3. Matlab/Simulink

Şasi dinamometresi deney sisteminden alınan bütün veriler gerçek zamanlı olarak bilgisayar ortamında Matlab/Simulink programına aktarılmaktadır. Bu aktarma işlemi için PCI 1716 veri alış-veriş kartı kullanılmaktadır. Tako-jeneratör yük hücreleri gibi elemanlardan veriler alınırken aynı zamanda yük hücresi kontrol devresine de kontrol sinyalleri gönderilmektedir. Bu blokları içeren simülasyon dosyası 0.001 örnekleme zamanıyla çalışmaktadır. Örnekleme zamanının küçük tutulması daha doğru sonuçlar alınmasını sağlamıştır. Simülasyon zamanı sonsuz (inf) olarak seçilmektedir fakat alınan verilerin 0-10 s' lik zaman aralığında grafiksel olarak verilmektedir. Bilgisayar ortamına aktarılan sinyaller analog giriş bloğu ile 0.001 örnekleme zamanı ile aktarılmıştır ve alçak geçiren filtre uygulanarak parazit sinyallerden temizlenmektedir. Ölçümleri almak için hazırlanan ve çalıştırılan Matlab/Simulink blokları Şekil 4.36' da verilmektedir.

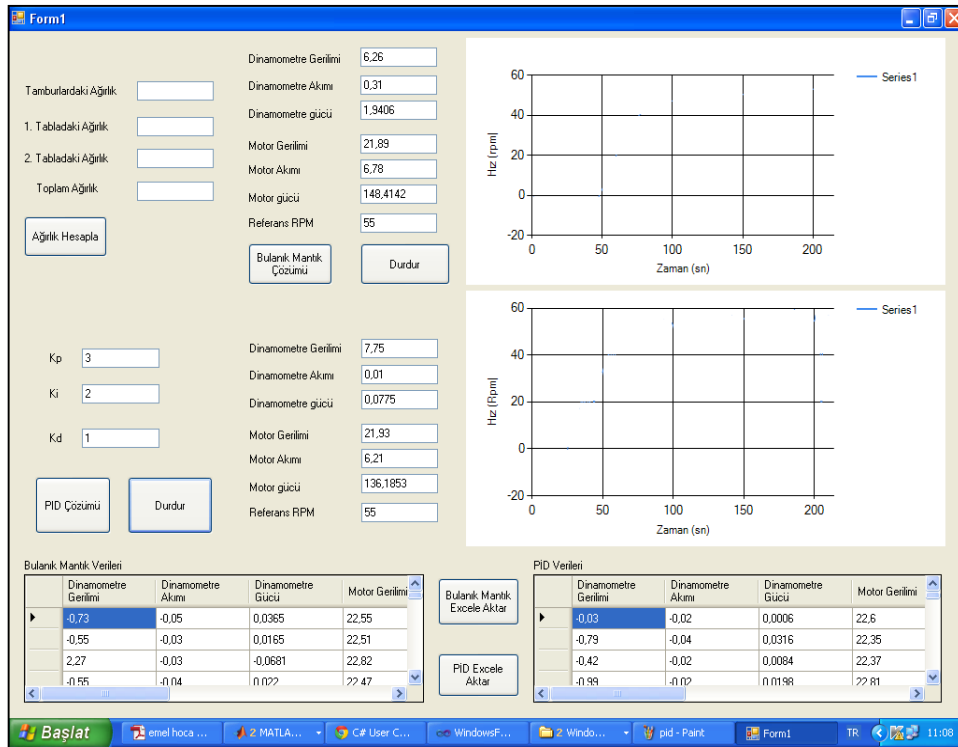


Şekil 4.36. Ağırlık ölçümü için oluşturulan Matlab/Simulink blokları.

#### 4.3.4. Kullanıcı Ara Yüzü Yazılımı

Deney sistemi Matlab/Simulink programının yanında Microsoft Visual Studio (MVS) 2010 programında kullanıcı ara yüzü yazılım kodlarıyla da kontrol edilmektedir. Deneyler esnasında dinamometrenin ve deneyi yapılan elektrik motorunun akım ve gerilim değerleri ölçülerek üretilen ve harcanan güç değerleri belirlenmiştir. Bu güç değerleri kontrol sırasında ara yüzde gösterilmiş ve istenildiği takdirde Microsoft Office Excel programına aktarılması sağlanmıştır.

Programda ara yüz tasarımı yapılmış ve sistem gerçek zamanlı herhangi bir programa bağlı olmadan Windows ortamında çalışabilecek duruma getirilmiştir. Şekil 4.37' de C#' da tasarlanan programa ait ara yüz verilmektedir.



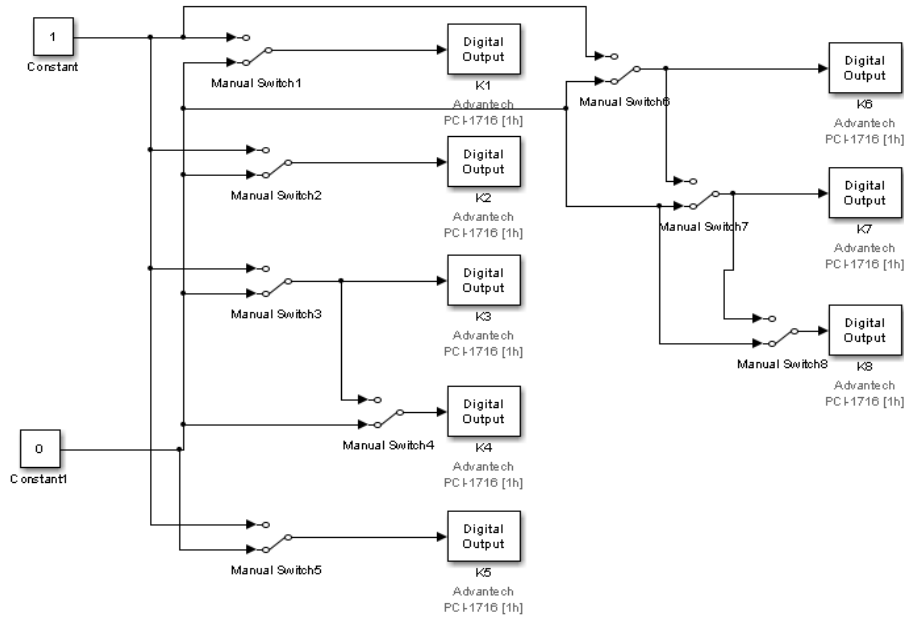
Şekil 4.37. Tasarlanan şasi dinamometresi grafiksel kullanıcı ara yüzü.

#### 4.3.5. Yük Devresi Kontrolü

Yük devresi sekiz farklı frenleme direnci değerinden oluşmaktadır. Frenleme dirençlerinin kontrolü kontaktörler ile yapılmaktadır. PCI 1716 veri alış-veriş

kartından gönderilen kontrol sinyalleri ile transistörler kontrol edilmiş ve transistörlerin anahtarlamaları ile de kontaktörler kontrol edilmektedir. Kontaktörlerin kontrolü için oluşturulan Matlab/Simulink blokları Şekil 4.37’ de verilmektedir. Şekil 4.38’ de kontaktörlerin kontrolü el ile yapılmıştır. Manuel Switch (MS) blokları simülasyon süresince kullanıcı tarafından açılarak istenilen yük değeri elektrikli aracın motoruna uygulanabilmektedir.

Kontaktörleri sürmek için veri alış-veriş kartından dijital çıkış blokları ile sinyal gönderilmektedir. Gelen çıkış sinyallerine göre istenilen frenleme direncini aktif hale getirmek için sekiz kontaktörden biri kapatılmaktadır. Kontaktörlerin kontrolü için Matlab/Simulink programında manuel switch blokları kullanılmıştır. Çizelge 4.15’ de farklı frenleme dirençlerini aktif hale getiren MS blokları verilmektedir.



Şekil 4.38. Kontaktörlerin kontrolü için oluşturulan Matlab/Simulink blokları.

Şasi dinamometresi yük devresi kontrolü MVS’ da geliştirilen kullanıcı ara yüzü programında PID ve Bulanık Mantık kontrolcüler kullanılarak iki farklı şekilde kontrol edilmiştir. Her iki kontrol yönteminde de belirlenen referans değeri ile sensör değeri karşılaştırılmış ve istenilen yük değerini aktif hale getirecek kontaktör çıkışları dijital “1” değeri gönderilerek aktif hale getirilmiştir. Kullanılan fonksiyon aşağıda verilmektedir.



Çizelge 4.15. Farklı frenleme dirençlerini aktif hale getiren MS blokları.

MS 1	$R = 75 \text{ Ohm}$
MS 2	$2R = 150 \text{ Ohm}$
MS 3 + MS 4	$3R = 225 \text{ Ohm}$
MS 3 + MS 5	$4R = 300 \text{ Ohm}$
MS 6	$R/2 = 37,5 \text{ Ohm}$
MS 6 + MS 7	$R/3 = 25 \text{ Ohm}$
MS 6 + MS 7 + MS 8	$R/4 = 18,75 \text{ Ohm}$

```
private void dijital_veri_gonder()
{
    ikilidentama();
    ErrorCode err = ErrorCode.Success;

    err = doyaz.Write(0, gonder);
    err = doyaz.Write(1, gonder1);

    if (err != ErrorCode.Success)
    {
        HandleError(err);
    }
}
```

#### 4.3.6. Yol Benzetim Metodu

Yol benzetim deney çalışmalarında aracın ağırlığına, rüzgar hızına, yol eğimine ve tekerleğin çapına göre elektrik motorunun tüketeceği güç bulunmaktadır. DA dinamometresinin ikaz gerilimi üretilen ayarlanabilir gerilim kaynağı ile kontrol edilerek elektrikli aracın hesaplanan güç kadar güç harcaması sağlanmaktadır.

Yokuş direnci ( $R_g$ ), yuvarlanma direnci ( $R_r$ ) ve hava direnci ( $R_a$ ) toplanarak toplam direncin ( $F_t$ ) bulunması anlatılmıştır. Bulunan değerler ile Çizelge 4.16' da verilen elektrikli araca ait değişkenler kullanılarak aracın istenilen yol şartlarında tüketeceği güç Eşitlik 4.17 ile bulunur.

Çizelge 4.16. Elektrikli araca ait değişkenler.

Hava yoğunluğu ( $\rho$ )	1,25 kg/m <sup>3</sup>
Hava direnci katsayısı ( $C_w$ )	0,1
Taşıtın ön iz düşüm alanı (A)	1,5 m <sup>2</sup>
Yuvarlanma direnci katsayısı	0,01

$$P_t = \frac{F_t \cdot V}{3,6} \quad (4.17)$$

Eşitlik 4.17' de bulunan  $F_t$  ifadesi Eşitlik 4.10 ve Eşitlik 4.13 bulunarak hesaplanmaktadır. 4.2.5. Eğimli Yolda İvme ve Hız Hesabı başlığında bu bileşenlerin nasıl bulunacağı verilmektedir.

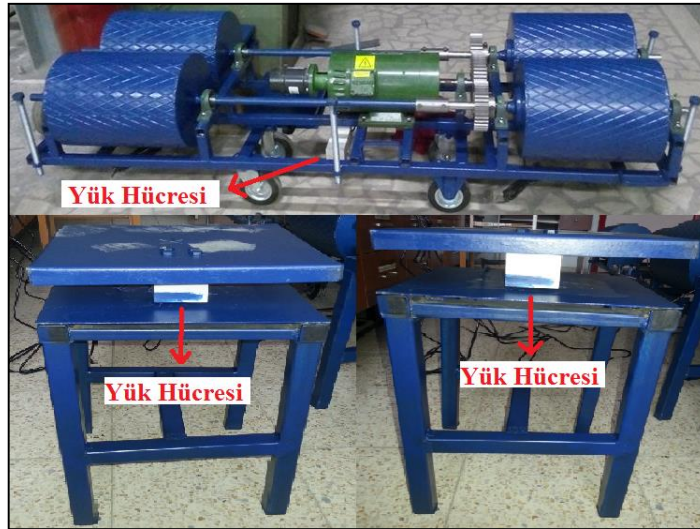
## BÖLÜM 5

### DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmalar kapsamında deney düzeneği ile araç ağırlığının ölçümü, araç hızının ölçümü ve kontrolü ile güç ölçümü ve kontrolü yapılmaktadır. Çalışmalara başlamadan önce araç deney düzeneği üzerine çıkarılarak halatlar ile sabitlenmiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen veriler ayrı ayrı başlıklar altında verilmektedir.

#### 5.1. ARACIN AĞIRLIK ÖLÇÜMÜ

Şasi dinamometresi deney sistemi performans ölçümleri yapılan elektrikli aracın ağırlık ölçümünü de yapmaktadır. Tablaların altına birer adet ve tamburlar ve dinamometrenin altına üç adet 200 kg ölçüm kapasiteli yük hücresi yerleştirilmiştir.



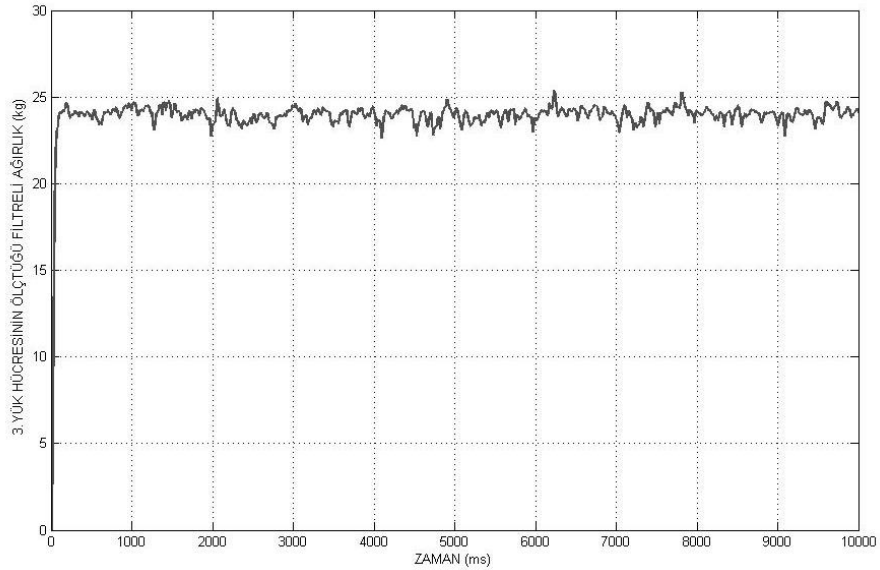
Şekil 5.1. Tamburlar ve iki adet tablada kullanılan yük hücreleri.

Yük hücrelerinden gelen gerilim sinyalleri sinyal yükseltici kullanılarak yükseltilmiştir ve yükselticinin sahip olduğu sıfırlama özeliği ile dara olan şasi

dinamometresinin ağırlığı sıfırlanmıştır. Yük hücrelerinin çıkışında 0.002 mV' luk çözünürlüğe sahip yükselticiler kullanılmıştır. Şekil 5.1' de şasi dinamometresi deney sisteminde tamburlar ve iki adet tablada kullanılan yük hücreleri verilmektedir.

### 5.1.1. MATLAB/SIMULINK ile Ağırlık Ölçümü

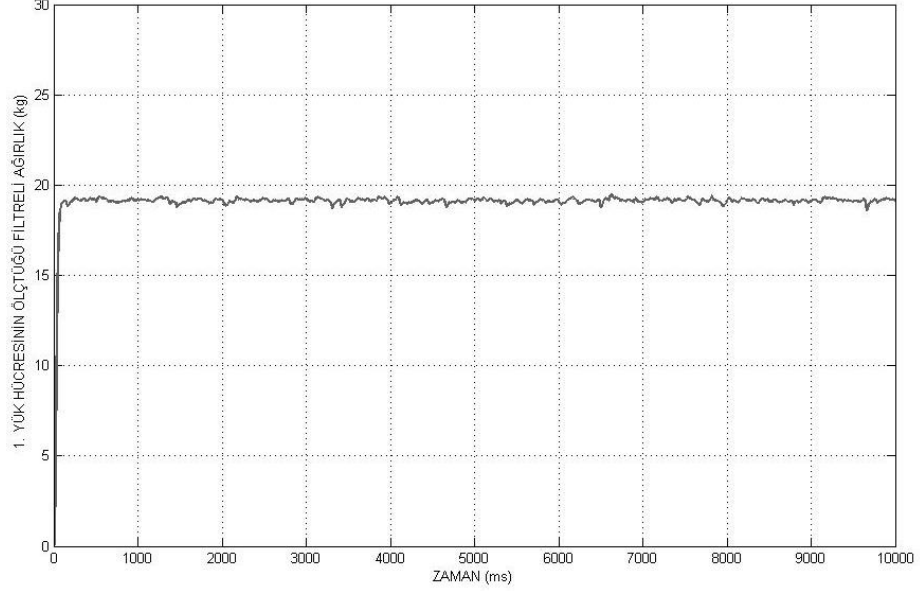
Aracın ağırlığını ölçmek için öncelikle araç takozlar yardımıyla itiş tekerleri tamburlar üzerine gelecek, arka tekerleri de tablaların üzerine gelecek şekilde şasi dinamometresinin üstüne çıkarılır. Yük hücrelerinin bağlı olduğu sinyal yükselticilere gerilim vererek çalışmalarını sağlandıktan sonra elektrikli araca hiçbir temas olmadan yapılan ara yüz programında “ağırlığı hesapla” butonuna basılarak ağırlık hesaplanır.



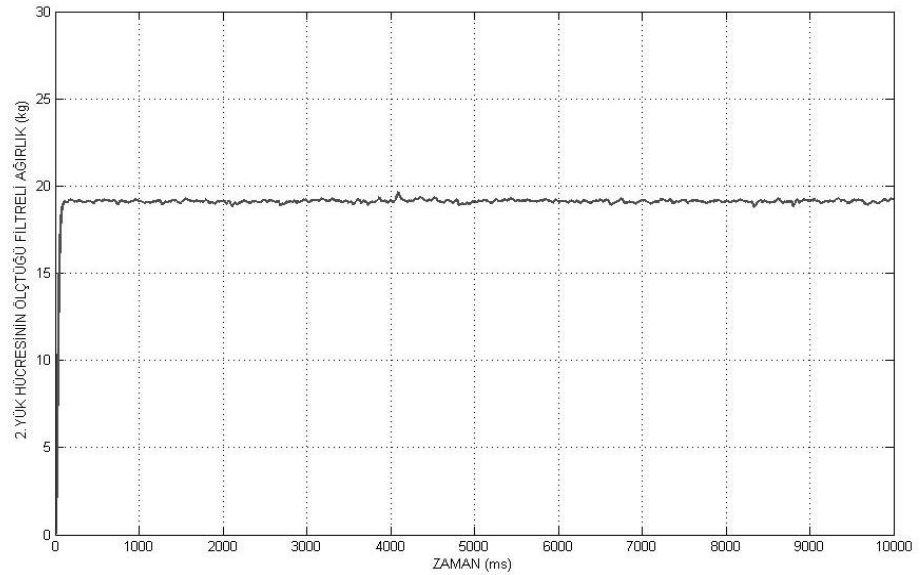
Şekil 5.2. Tamburlardan alınan ağırlık ölçümü grafiği.

Elektrikli aracın ağırlığı, her bir tekerleğinden ölçülen ağırlık değerleri toplanarak bulunmaktadır. Elektrikli aracın ağırlığı bulunurken yük hücreleri %2 hata payı ile ölçüm yapmaktadır. Ölçümler yapılırken ağırlığı bilinen yükler kullanılmaktadır. Tamburlar üzerine 23,138 kg, tablalar üzerine ise 18,669 kg ile 18,826 kg deney yükleri konulmuştur. Toplamda yük hücreleri 1,237 kg hatalı ölçüm yaparak 60,633 kg olan deney yükünü 61,87 kg olarak bulmuştur. Tamburlardan alınan ölçümler

Şekil 5.2’ de verilmektedir. Birinci tablalardan alınan ölçüm Şekil 5.3’ de, ikinci tabladan alınan filtreli ölçüm Şekil 5.4’ de verilmektedir.



Şekil 5.3. Birinci tabladan alınan filtreli ağırlık ölçüm grafiği.

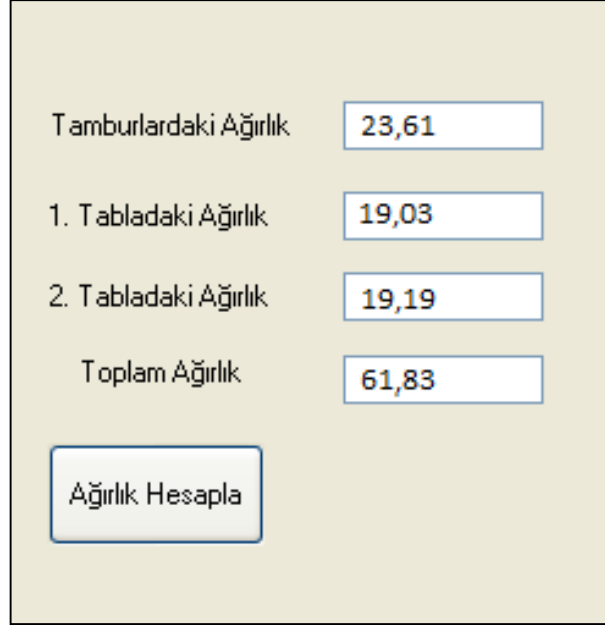


Şekil 5.4. İkinci tabladan alınan filtreli ağırlık ölçüm grafiği.

Simülasyon süresiz olarak çalıştırılmasına rağmen grafiklerde 10 s süreyle tamburlar üzerinde bulunan 23,138 kg deney ağırlığı 23,61 kg olarak ölçülmektedir. Birinci tablada 18,669 kg, ikinci tablada ise 18,826 kg deney yükleri ölçülmektedir.

### 5.1.2. Kullanıcı Ara Yüzü Yazılım Kodları ile Ağırlık Ölçümü

Aracın ağırlığını ölçebilmek için kodlar yazılmış ve ara yüz tasarımında her bir yük hücresinden gelen veriler ekrana yazdırılmıştır. Şekil 5.5’ de ara yüzde bulunan panel verilmektedir.



Tamburlardaki Ağırlık	23,61
1. Tabladaki Ağırlık	19,03
2. Tabladaki Ağırlık	19,19
Toplam Ağırlık	61,83

Ağırlık Hesapla

Şekil 5.5. Kullanıcı ara yüzü yazılımda ağırlık ölçümü.

Alınan ağırlık verileri Matlab/Simulink ortamında yapılan ölçümlerle çok küçük farklar haricinde örtüşmektedir. Tamburlar ve tablalar üzerine bırakılan deney yükleri toplam olarak 61,83 kg olarak ölçülmektedir. Yük hücrelerinin %2 hata oranı ile ölçümler yapılmıştır.

### 5.2. TAKO- GENERATÖRÜ İLE ARACIN HIZININ ÖLÇÜMÜ

Şasi dinamometresi deney sisteminde, mekanik enerjiyi elektrik enerjisine çeviren DA dinamometresinin miline tako-jeneratörü bağlanarak ölçüm yapılmaktadır. Tako-jeneratörü lineer olarak 1000 dev/dk’ da 60 V gerilim üretmektedir. Tako-jeneratörünün çıkışında gerilim bölücü kullanılarak çıkış gerilimi 0-10 volta düşürülmüştür. PCI 1716 veri alış-veriş kartı analog girişlerinin çalışma gerilimi 0-10 V olarak ayarlanmış ve ölçümler yapılmaktadır.

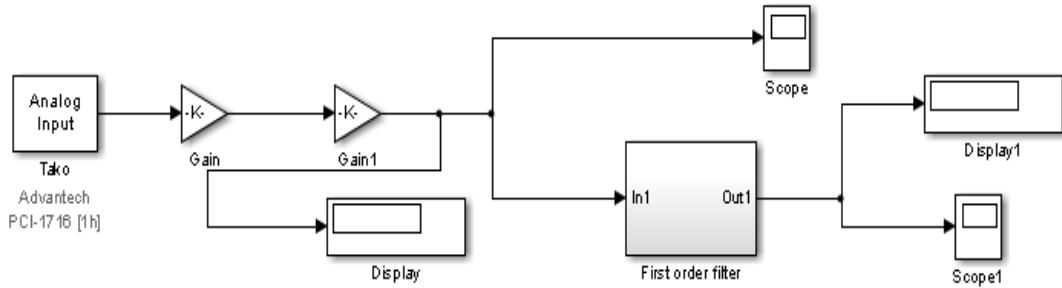
Elektrikli aracın ölçümleri yapılmadan önce araç şasi dinamometresi üstüne çıkarılmalı ve bağlantı kayışları ile şasi dinamometresine sabitlenmelidir. Güç butonu açıldıktan sonra araç çalıştırılarak ölçümleri yapılmaktadır.

### 5.2.1. Matlab/Simulink İle Hız Ölçümü

Tako-jeneratöründen alınan veriler, Matlab/Simulink programında işlenerek grafik olarak alınmıştır. Şekil 5.6' da Matlab/Simulink programında oluşturulan hız hesaplama blokları verilmektedir. Alınan veriler öncelikle gerilim bölücünün düşürdüğü gerilim katsayısı ile çarpılarak tekrar yükseltilmiştir. Bu durumda tako-jeneratörü lineer olarak çalıştırdığından çıkış gerilimi kullanılarak tamburların hızı dev/dk olarak Eşitlik 5.1 ile belirlenir.

$$n_{tam} = \frac{1000}{60} \cdot \frac{10}{7} \cdot V_{tako} \quad (5.1)$$

Deneysel veriler alınırken kullanılan tekerlek içi (hub) motorun tekerlek çapı 40 cm ve tamburların çapı da 30 cm' dir. Tamburların hızı ölçüldüğü için bulunan hız kullanılarak tekerlek içi motorun hızı bulunmaktadır.



Şekil 5.6. Matlab/Simulink programında oluşturulan hız hesaplama blokları.

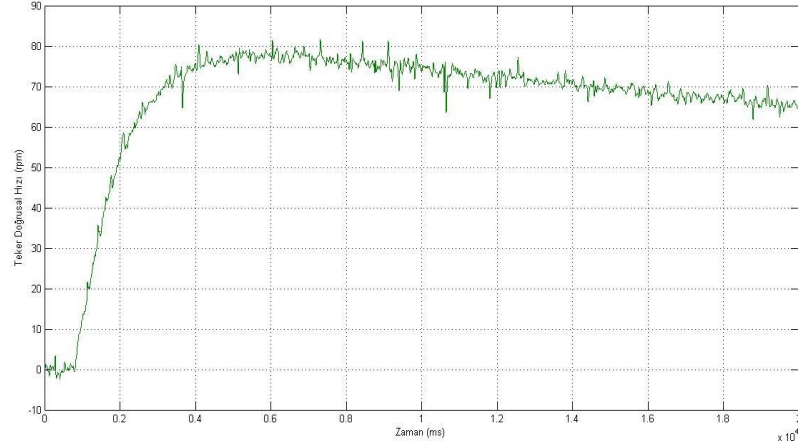
$$n_{motor} = \frac{30}{40} \cdot n_{tam} \quad (5.2)$$

Devir sayıları belirlendikten sonra artık motorun açısal hızı bulunabilir. Eşitlik 5.3 ve Eşitlik 5.4 tamburların ve motorun açısal hızlarını göstermektedir.

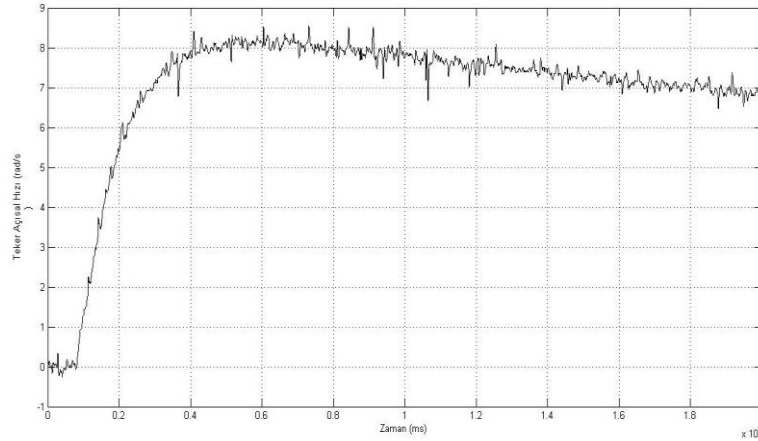
$$\omega_{tam} = \frac{\pi \cdot n_{tam}}{30} \quad (5.3)$$

$$\omega_{motor} = \frac{\pi \cdot n_{motor}}{30} \quad (5.4)$$

Elde edilen hız verilerini parazit sinyallerden arındırmak için birinci dereceden filtre (BDF) kullanılmıştır. Birinci derece alçak geçiren filtre yüksek frekanslardaki parazit sinyalleri süzerek daha iyi bir çıkış sinyali almamızı sağlamaktadır. BDF uygulandıktan sonraki doğrusal ve açısal hız grafikleri sırası ile Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’ de verilmektedir.



Şekil 5.7. BDF filtre uygulandıktan sonraki doğrusal hız grafiği.



Şekil 5.8. BDF filtre uygulandıktan sonraki açısal hız grafiği.



Şasi dinamometresi deney sisteminde sonucunda Matlab/Simulink programı ile yapılan deneysel çalışmalar sonucunda tako-jeneratörünün çıkışı 4,368 V olarak ölçülmüştür. Eşitlik 5.1 çözüldüğü zaman tambur hızı,

$$n_{tam} = \frac{1000}{60} \cdot \frac{10}{7} \cdot V_{tako} = 104 \text{ rpm} \quad (5.5)$$

olarak bulunur. Eşitlik 5.2 ile deneyi yapılan elektrikli motorun hızı,

$$n_{motor} = \frac{30}{40} \cdot n_{tam} = 78 \text{ rpm} \quad (5.6)$$

olarak bulunur. Eşitlik 5.4 çözümlenerek Şekil 5.8’ de verilen elektrikli motorun açısal hızı bulunur.

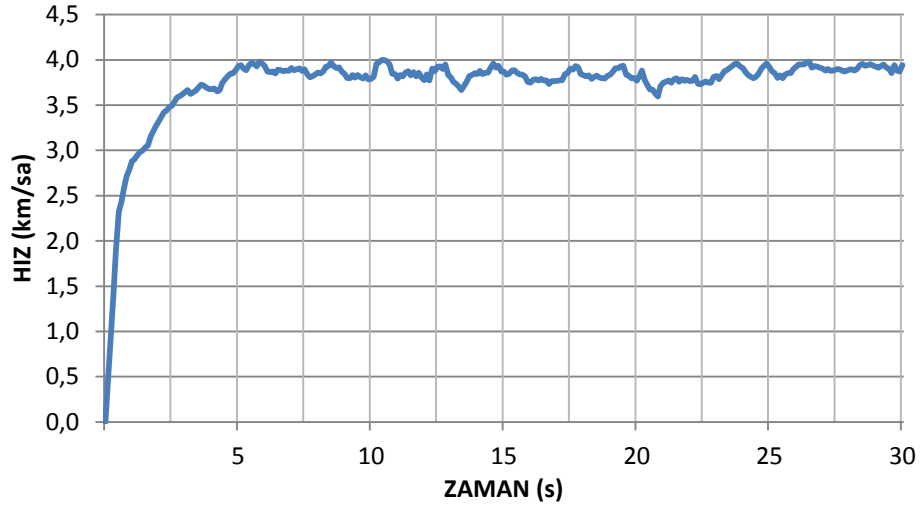
$$\omega_{motor} = \frac{\pi \cdot n_{motor}}{30} = 8,16 \text{ rad/sn} \quad (5.7)$$

Herhangi bir tamburun açısal hızı Eşitlik 5.4 ile elde edilir.

$$\omega_{tam} = \frac{\pi \cdot n_{tam}}{30} = 10,89 \text{ rad/sn} \quad (5.8)$$

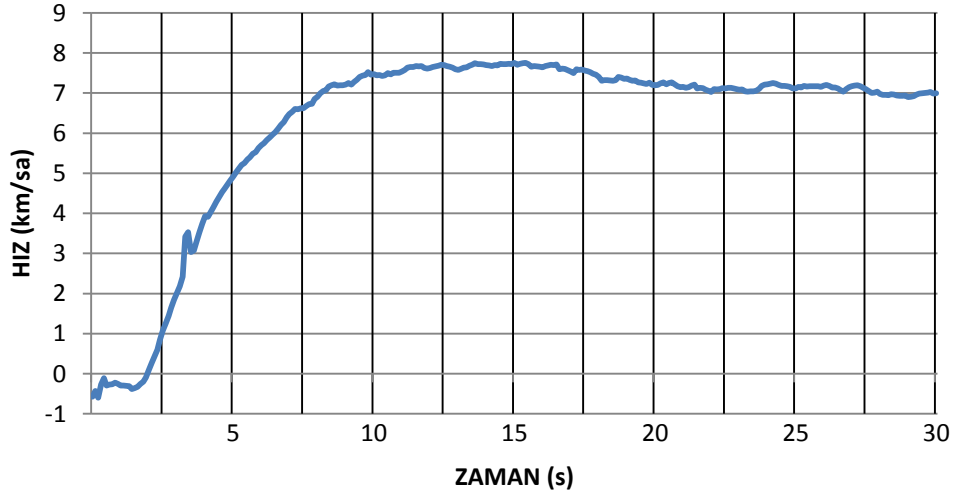
### 5.3. ŞASİ DİNAMOMETRESİ ÖN TESTLERİ

Şasi dinamometresi deney seti ile araç ölçüm testlerinden önce 240 watt gücünde bir elektrik motoruna bağlanmış teker ile testler yapılmıştır. Minimum hızda PID denetleyici ile yapılan testte ise elde edilen grafik Şekil 5.9’ da verilmektedir. Sistem 6. saniyede referans değeri yakalamıştır ve yükselme zamanı 5 saniyedir. Elektrikli araç 50 watt güç değerine çıkmıştır ve DA dinamometresinde 1,7 watt güç ölçülmektedir.



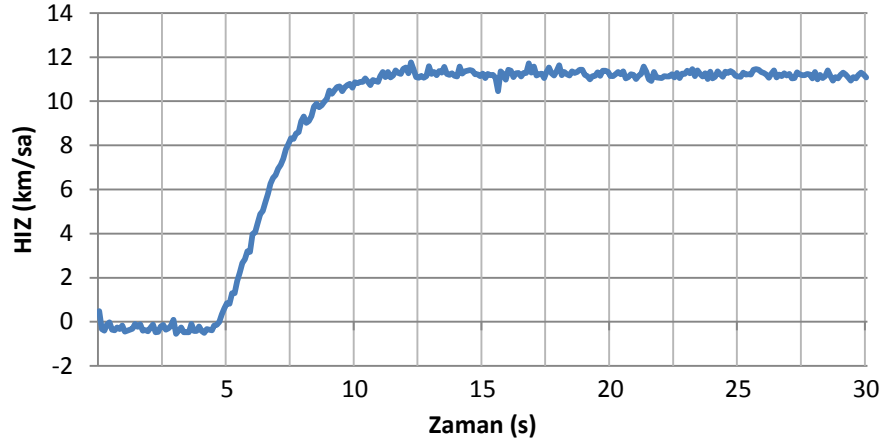
Şekil 5.9. Minimum hız PID denetleyici ön testi.

Yapılan testler sonucunda yarım hız Bulanık Mantık denetleyici çıkışına ait grafik Şekil 5.10' da verilmektedir. Sistemin yükselme zamanı 8 saniyedir. Deney 7 km/sa referans hızla yapılmış ve 30 saniye sürmüştür. Elektrikli motoru 140 watt güç çekmiştir. DA dinamometresinde 8,9 watt güç ölçülmektedir.



Şekil 5.10. Yarım hız Bulanık Mantık denetleyici ön testi.

Tam hız PID denetleyici ile yapılan deneye ait grafik Şekil 5.11' de verilmektedir. Sistem 13. saniyede kararlı hale gelmiştir. Yükselme zamanı 12 saniyedir. Elektrikli aracın motorunun 130 watt güç çektiği ve tekerleğin 12,13 km/sa hızla döndüğü ölçülmektedir.



Şekil 5.11. Tam yük PID denetleyici ön testi.

Yapılan deneme çalışmaları sonucunda ölçümlerden de anlaşıldığı üzere şasi dinamometresi araç testlerinde kullanılabilir durumdadır.

#### 5.4. ELEKTRİKLİ ARAÇ TESTLERİ

Şasi dinamometresi deney sistemi, Matlab/Simulink programında ölçüm deneyleri yapıldıktan sonra MVS programında C# programlama dili ile PID ve Bulanık Mantık ile zeki denetimi yapılmıştır. Kontrol sonuçlarını iyileştirmek için birçok deneme yapılmış ve en iyi sonuçlar elde edilmiştir. 2014 TÜBİTAK Alternatif Enerjili Araç yarışlarında elektromobil kategorisinde yarışmış olan NAR isimli aracın testleri yapılmıştır. Testleri yapılan elektromobilin resmi Şekil 5.12' de verilmektedir.



Şekil 5.12. Testi yapılacak elektrikli araç (Nar).

Ölçümü yapılan elektrikli araç 210 kg ağırlığında ve 1,5 kw güce sahip 2 adet hub motor ile çalışmaktadır. Şekil 5.13’ de elektrikli aracın testleri yapılırken alınan resmi verilmektedir. Yapılan deneylerde şasi dinamometresinin mekanik kayıplarının 66,64 watt olduğu ölçülmektedir. Tasarımı yapılan ve gerçekleştirilen şasi dinamometresi deney sisteminin kullanımını kolaylaştırmak için kullanıcı ara yüzü yazılımı geliştirilmiştir. Kullanıcı istenilen referans değerini girdikten sonra kontrolcüyü seçerek sistemi çalıştırmaktadır.



Şekil 5.13. Elektrikli aracın testi yapılırken.

#### **5.4.1. Kullanıcı Ara Yüzü Yazılım Kodları İle Hız Ve Güç Kontrolü**

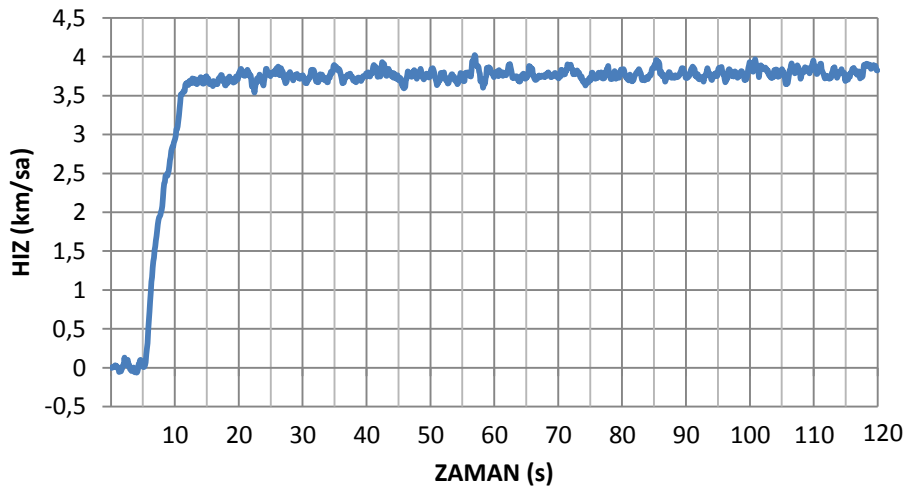
Bulanık Mantık kontrolcü için giriş değişkenleri olan hata ve hatanın türevi üyelik fonksiyonları kullanılarak bulanıklaştırılmıştır. Bulanıklaştırılan giriş değişkenleri oluşturulan kural tabanına göre çıkış değeri olan frenleme direnç değerini bulanık olarak belirlemektedir. Çıkış durulaştırma yapıldıktan sonra deney sistemine gönderilmektedir. Gerçekleştirilen deneysel çalışmalar özet olarak Çizelge 5.1’ de verilmektedir. Deneysel çalışmalar tam hız, yarım hız, minimum hız, tam güç, yarım güç ve minimum güç ile yapılmıştır. Deneysel çalışmaların ana amacı farklı hız ve güç değerlerinde elektrikli aracın deneylerini yapmaktır.

Çizelge 5.1. Deneysel çalışmalar.

Deney Türü	PID	Bulanık Mantık
Minimum Hız	√	√
Yarım Hız	√	√
Tam Hız	√	√
Minimum Yük	√	√
Yarım Yük	√	√
Tam Yük	√	√

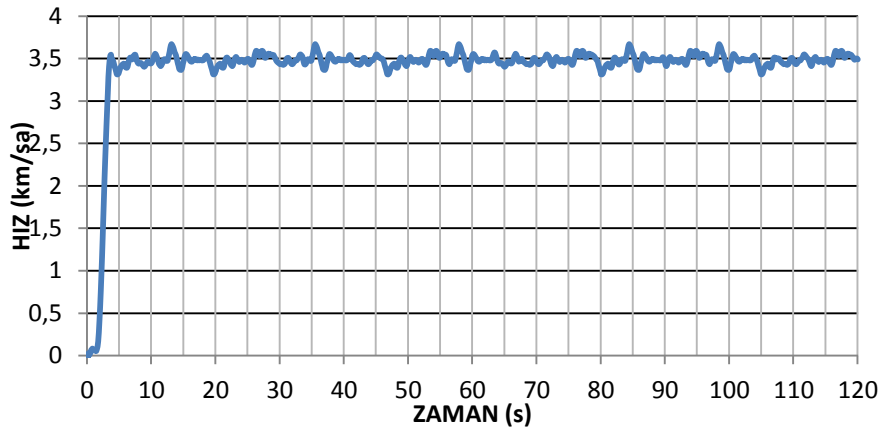
#### 5.4.2. Minimum Hızda Deneysel Çalışmalar

Minimum hız deneyine ilişkin gerçekleştirilen PID ve Bulanık Mantık denetleyicilerin sonuçları Şekil 5.14 ve Şekil 5.15’ de verilmektedir. PID deneyine ilişkin verilen grafik incelendiğinde teker hızının 11. saniyeden sonra referans değer 3,5 km/sa hızı yakaladığı görülmektedir. Sistemin yükselme zamanı 11 saniye olduğu görülmektedir. Elektrikli araç 101 watt güç değerine çıkmıştır ve DA dinamometresinde 2,1 watt güç ölçülmektedir. Bu deneyde PID yönteminin hızda meydana gelen dalgalanma dışında iyi bir sonuç vermektedir.



Şekil 5.14. Minimum hız PID deneyi hız grafiği.

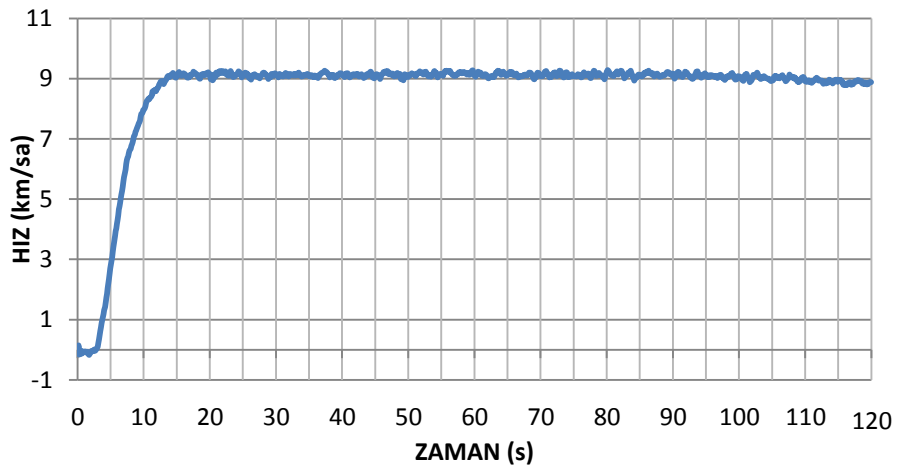
Bulanık Mantık denetleyiciye ilişkin grafik incelendiğinde, PID denetleyiciye benzer performans göstermekte ancak 7. saniyeden sonra referans değeri 3,5 km/sa hızı yakalamaktadır (Şekil 5.15). Yükselme zamanı ise 5 saniye olarak ölçülmektedir. Elektrikli aracın 101 watt güç çektiği ve DA dinamometresinin armatür uçları arasında 2,1 watt güç ölçülmektedir. Minimum hızda yapılan deneylerde Bulanık Mantık denetleyicinin daha iyi sonuçlar vermektedir.



Şekil 5.15. Minimum hız Bulanık Mantık deneyi hız grafiği.

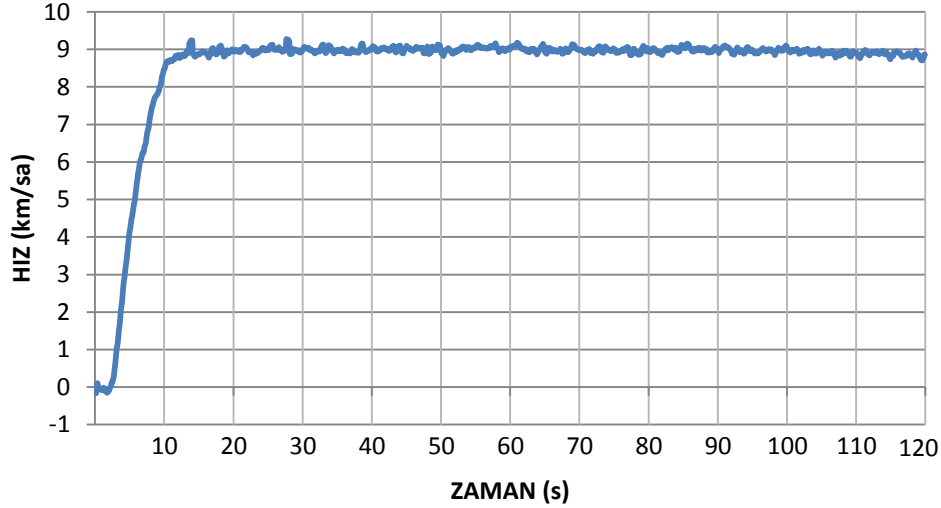
#### 5.4.3. Yarım Hızda Deneysel Çalışmalar

Yarım hız deneyine ait deneysel çalışmalara ait PID ve Bulanık Mantık denetleyicilerin grafikleri Şekil 5.16 ve Şekil 5.17' de verilmektedir.



Şekil 5.16. Yarım hız PID deneyi hız grafiği.

PID deneyine ilişkin grafik incelendiğinde yükselme zamanının 14 saniye olduğu ve 16 saniye sonra referans değeri 9 km/sa hızı yakalamaktadır. Deney sonucunda grafikte dalgalanma olduğu görülmektedir. Kontrol esnasında 0.1 km/sa kalıcı durum hatası olduğu ölçülmektedir. Elektrikli aracın motorunun 160 watt güç çekmektedir. DA dinamometresi 6,61 watt güç tüketmektedir.



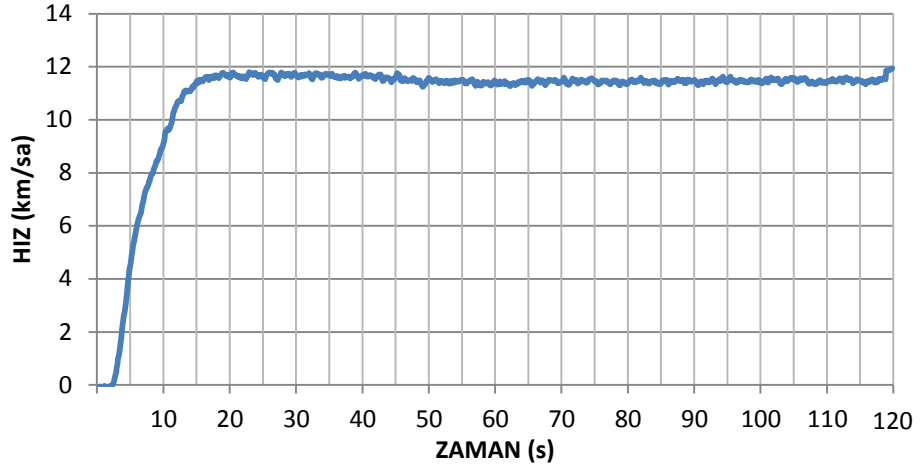
Şekil 5.17. Yarım hız Bulanık Mantık deneyi hız grafiği.

Bulanık Mantık denetleyici deneyine ait grafik incelendiğinde yükselme zamanını 15 saniye ve 17. saniyede referans değeri 9 km/sa hızı yakalamaktadır. Elektrikli araç 162 watt güç çekmektedir. DA dinamometresinde 9,44 watt güç ölçülmektedir. Bu deneyde Bulanık Mantık denetleyicinin iyi sonuç vermektedir.

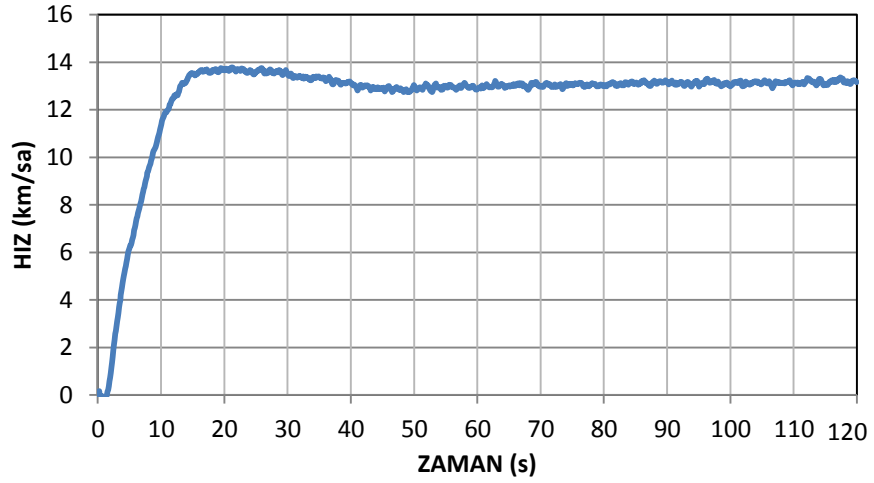
#### 5.4.4. Tam Hızda Deneysel Çalışmalar

Tam hızda yapılan deneysel çalışmalara ait PID ve Bulanık Mantık denetleyicilere ait deneysel grafikler Şekil 5.18 ve Şekil 5.19' da verilmektedir.

PID deneyinde verilen grafik incelendiğinde oturma ve yükselme zamanının 19 saniyedir. Sistem referans değeri 13 ü yakalayamamış ve kalıcı durum hatası oluşmuştur. Elektrikli araç 266 watt güç çekmiş, DA dinamometresinde 16,84 watt güç tüketilmektedir. Bu deneyde Bulanık Mantık deneyinde elde edilen sonuçla benzerlik göstermektedir.



Şekil 5.18. Tam hız PID deneyi hız grafiği.



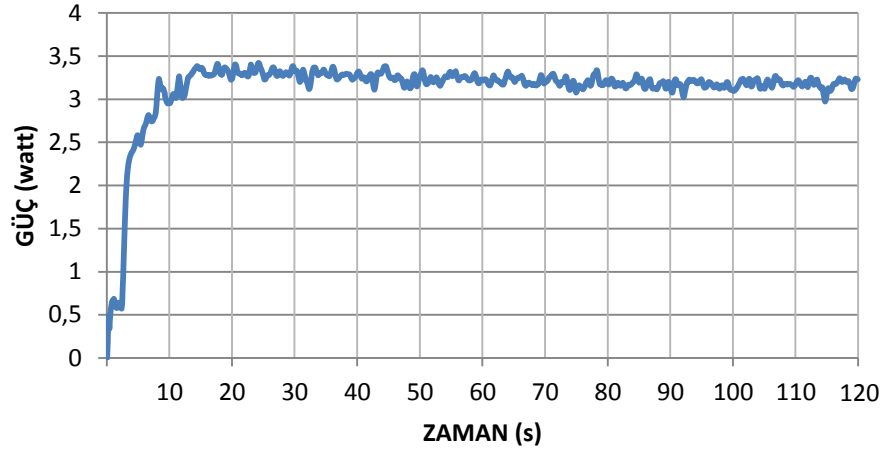
Şekil 5.19. Tam hız Bulanık Mantık deneyi hız grafiği.

Bulanık Mantık deneyinde elde edilen grafik incelendiğinde 45. saniyede sistemin referans değeri 13 km/sa hızı yakalamaktadır. Sistemin yükselme zamanı 15 saniye olarak ölçülmektedir. Bulanık Mantık deneyinde çıkışın kalıcı durum hatasının 0.1 km/sa olmaktadır. Elektrikli araç motoru 229 watt güç çekmiştir. DA dinamometresi 15 watt güç tüketmektedir.

#### 5.4.5. Minimum Yükte Deneysel Çalışmalar

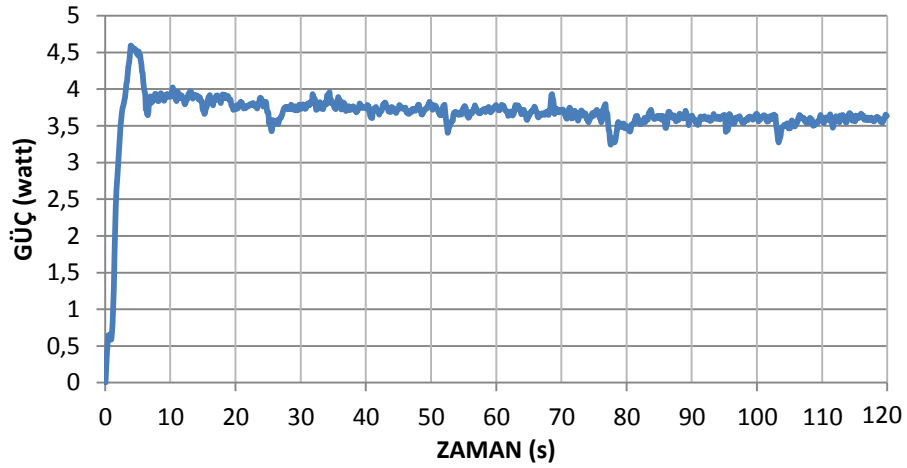
Şasi dinamometresi deney setinde minimum yükte PID ve Bulanık Mantık deneysel çalışmalarından elde edilen grafikler Şekil 5.20 ve Şekil 5.21’ de verilmektedir.





Şekil 5.20. Minimum yük PID deneyi yük grafiği.

PID deneyinde elde edilen grafik incelendiğinde sistemin 19. saniyede referans değeri 3,5 watt gücü yakalamaktadır. Sistemde kalıcı durum hatası oluşmaktadır. Yükselme zamanı 19 saniye olarak ölçülmektedir. Sistemde dalgalanma olmaktadır. Elektrikli aracın motorunun 103 watt güç çektiği ve 3,7 km/sa hızla dönmektedir.

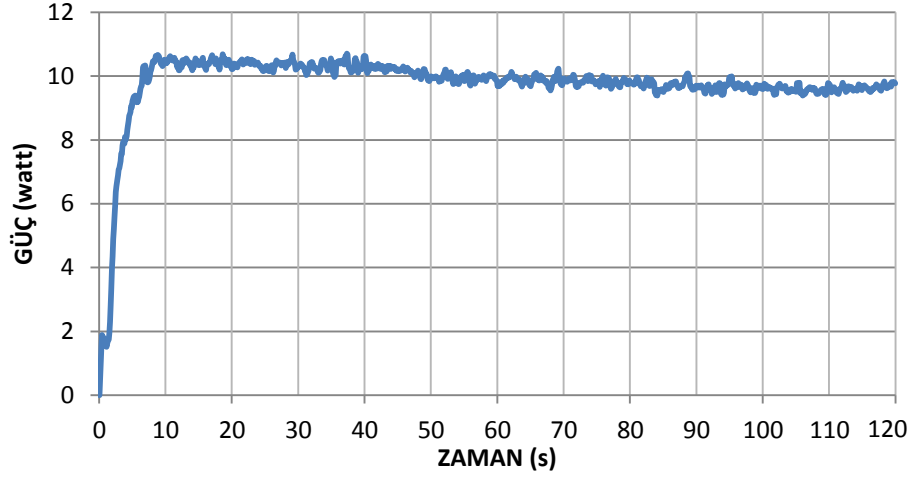


Şekil 5.21. Minimum yük Bulanık Mantık deneyi yük grafiği.

Bulanık Mantık deneyine ait grafik incelendiğinde 8. saniyede referans değeri 3,5 watt gücü yakalamaktadır ve yükselme zamanının 4 saniye olmaktadır. Elektrikli aracın hub motoru 105 watt güç çekmekte ve tekerlek 4 km/sa hızla dönmektedir. PID deneyinde dalgalanmanın olması nedeniyle bu deneyde Bulanık Mantık denetleyici kısa yükselme zamanı ile daha iyi sonuç vermektedir.

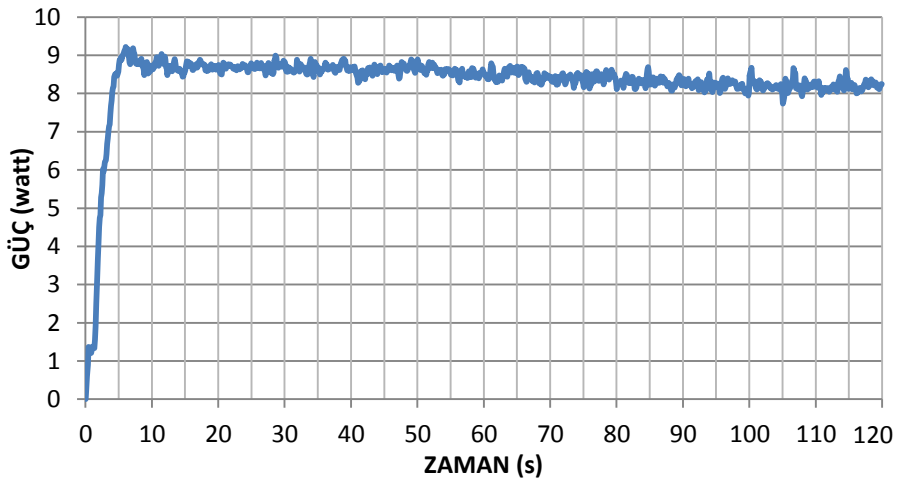
#### 5.4.6. Yarım Yükte Deneysel Çalışmalar

Yarım yük deneysel çalışmalarına ait grafikler Şekil 5.22 ve Şekil 5.23' de verilmektedir.



Şekil 5.22. Yarım yük PID deneyi yük grafiği.

PID deneyine ait grafik incelendiğinde yükselme zamanının 9 saniye olduğu görülmektedir. Çıkışta dalgalanma olmaktadır. Sistem 10 watt referans değeri yakalamaktadır. Elektrikli aracın motorunun 150 watt güç çektiği ve tekerleğin hızının 7,9 km/sa olduğu ölçülmektedir. Yarım yük deneysel çalışmalarında PID denetleyici daha iyi sonuç vermektedir.

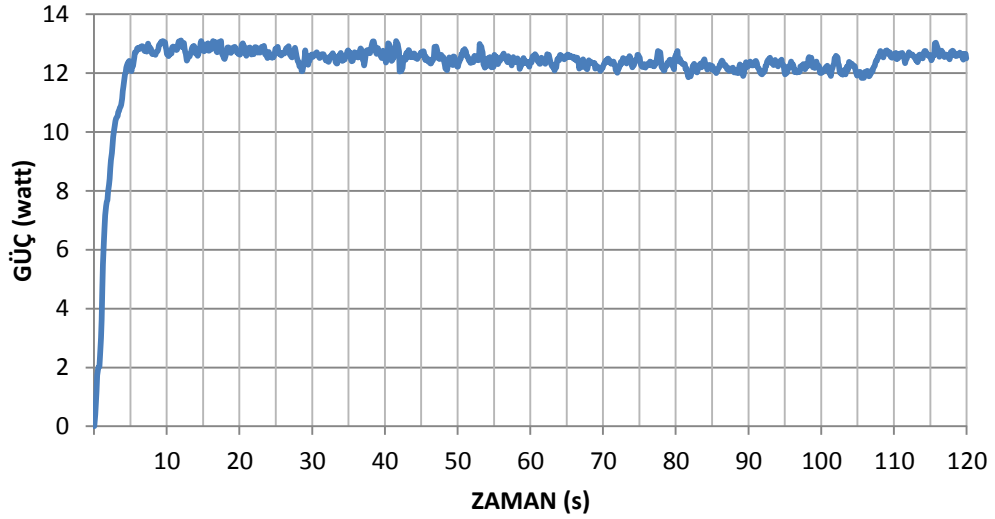


Şekil 5.23. Yarım yük Bulanık Mantık deneyi yük grafiği.

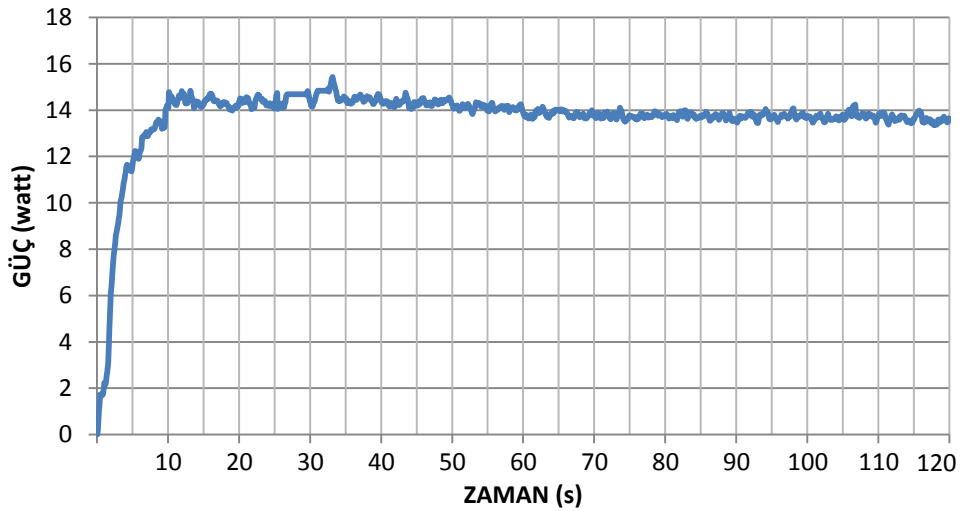
Bulanık Mantık deneyine ait veriler incelendiğinde yükselme zamanının 7 saniye olmaktadır. Elektrikli aracın motorunun 149 watt güç çektiği ve tekerleğin hızının 7,7 km/sa olduğu ölçülmektedir. Bulanık Mantık denetleyicinin çıkışının PID denetleyicinin çıkışından daha kötü olmaktadır.

#### 5.4.7. Tam Yükte Deneysel Çalışmalar

Tam yükte yapılan deneysel çalışmalara ait grafikler Şekil 5.24 ve Şekil 5.25’ de verilmektedir.



Şekil 5.24. Tam yük PID deneyi yük grafiği.



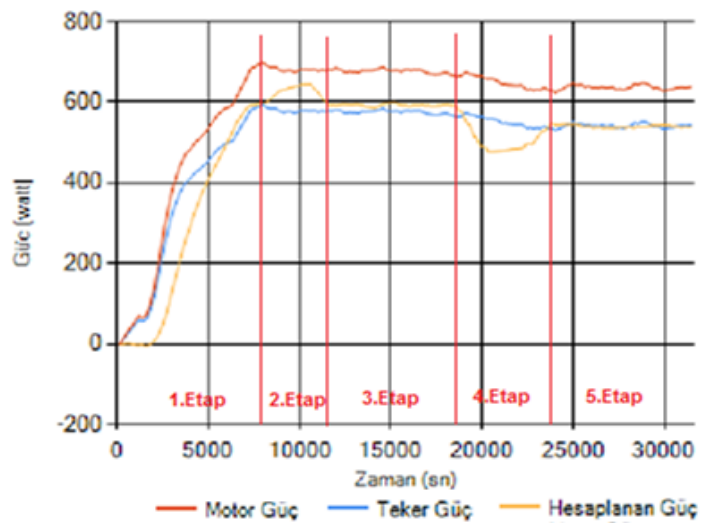
Şekil 5.25. Tam yük Bulanık Mantık deneyi yük grafiği.

PID deneyine ait veriler incelendiğinde yükselme zamanının ve oturma zamanının 9 saniye olduğu görülmektedir. Elektrikli aracın motorunun 260 watt güç çektiği ve tekerleğin 12,13 km/sa hızla döndüğü ölçülmektedir. Sistemde kalıcı durum hatası oluşmaktadır.

Bulanık Mantık deneyine ait grafik incelendiğinde yükselme zamanının 10 saniye ve oturma zamanının 18 saniye olduğu görülmektedir. Sistemin çıkışında dalgalanma oluşmaktadır. Deney aracının motoru 262 watt güç çekmekte ve tekerlek 13 km/sa hızla dönmektedir. Bulanık Mantık denetleyicinin çıkışının daha kararlı olduğu ölçülmektedir.

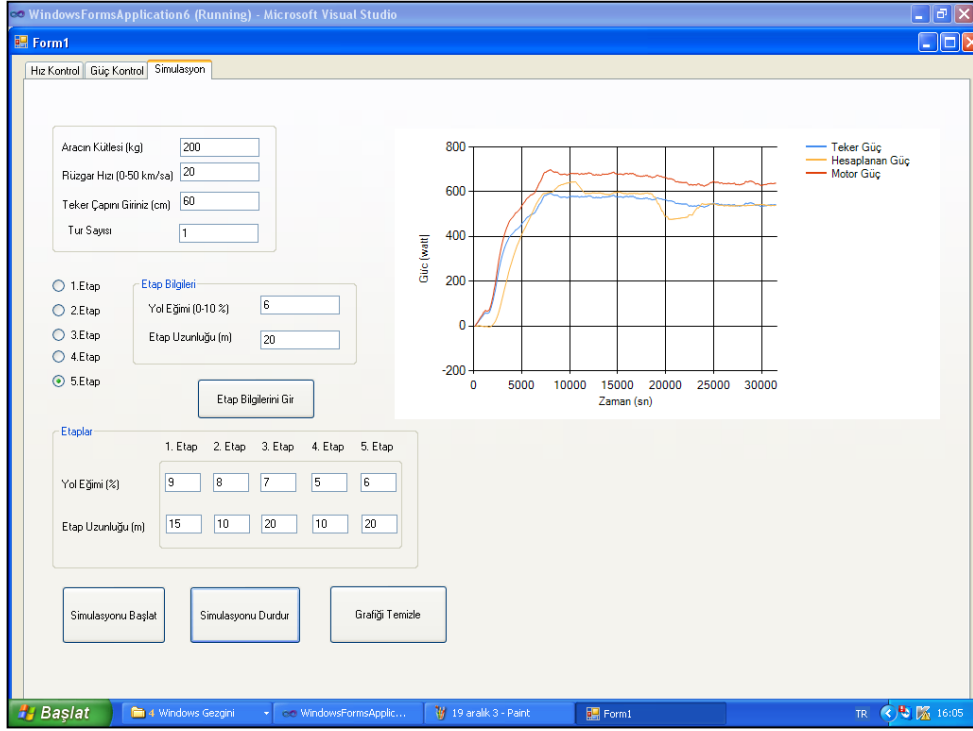
## 5.5. KULLANICI ARAYÜZÜ YAZILIM KODLARI İLE YOL BENZETİM ÇALIŞMALARI

Deneysel çalışmalarda kütlesi 210 kg olan bir elektrikli aracın 20 km/sa rüzgar hızı ve 5 etaptan oluşan yol şartlarında tüketeceği güç benzetimi yapılmaktadır. Birinci etabın yol eğimi %9 uzunluğu 150 metre, ikinci etabın eğimi %8 ve uzunluğu 100 metre, üçüncü etabın yol eğimi %7 ve uzunluğu 200 metre, dördüncü etabın yol eğimi %5 ve uzunluğu 100 metre ve beşinci ve son etabın yol eğimi %6 ve 200 metredir. Benzetimde kullanılan aracın tekerlek çapı 60 cm olarak girilmiştir. Deneysel çalışmalar sonucu elde edilen grafik Şekil 5.26' da verilmektedir.



Şekil 5.26. Yol benzetim grafiği.

Programın ara yüzüne ait Şekil 5.27’ de verilmektedir. Grafik incelendiği zaman hesaplanan güç ile tekerlek gücünün çoğu etapta aynı olduğu görülmüştür. Belirtilen yol şartlarında elektrikli araç 535 watt güç tüketmektedir.



Şekil 5.27. Simülasyon programının ara yüzü.

## BÖLÜM 6

### DENEYSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu tez çalışmasında, günümüzde gittikçe önem kazanan elektrikli araçların çalışma deneylerinin yapılabileceği şasi dinamometresi tasarlanmış ve gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deney sistemi, tekerlek aralığı 100 - 180 cm arasında olan elektrikli araçların ölçümünü yapabilmektedir. Deney sisteminde kullanılan dinamometre ile ne kadar güce sahip elektrikli araçların ölçümünün yapılabileceği belirlenmiştir.

Şasi dinamometresi deney sisteminden PCI1716 veri kartı kullanılarak veriler alınmış ve deney sistemine kontrol sinyalleri gönderilmektedir. Sistemin, Matlab/Simulink ve C# programlarında kullanıcı ara yüzü kodlamaları geliştirilmiştir. Deney sisteminde sekiz farklı frenleme direnci bulunmaktadır. Böylelikle deney sistemi, elektrikli aracı istenilen referans hız değerinde çalışmasının yanında el ile kontrol edilerek aracın istenilen yük değerlerinde çalıştırabilmektedir. Kontrolcü olarak PID ve Bulanık Mantık kullanılmaktadır. Elektrikli aracın motorundan alınan akım, gerilim ve hız grafiklerine göre performans değerlendirmesi yapılmaktadır.

Şasi dinamometresi deney sisteminin altına yerleştirilen yük hücreleri ile elektrikli aracın ağırlığı ölçülebilmektedir. Şasi dinamometresi deney sisteminin ağırlığı, sinyal yükselticilerde bulunan sıfırlama ayarı ile sıfırlanmıştır. Deney sisteminin boş ağırlığı dâhil olarak alındıktan sonra %2 hata oranı ile ölçümler yapılmaktadır.

Deneyisel çalışmalar sonucunda, minimum hız, yarım hız, tam hız ve minimum yük, tam yük deneylerinde Bulanık Mantık denetleyici en iyi sonucu vermektedir. Yarım yük deneyisel çalışmalarında PID denetleyicinin Bulanık Mantık Denetleyiciden daha iyi sonuç verdiği deneyisel çalışmalarda tespit edilmiştir. Bulanık Mantık ara değerleri içermesi nedeniyle deneyisel çalışmaların çoğunda PID kontrolcüye göre

daha iyi sonuç vermektedir. Bulanık Mantık denetleyici PID denetleyiciye göre daha hızlı çalışmaktadır.

Bu şasi dinamometresi test sistemi ile elektrikle çalışan araçların performans ölçümleri ve değerlendirmeleri laboratuvar ortamında yapılabilmektedir. Ölçülen veriler, elektrik motorlarının performans iyileştirmelerinin yanı sıra elektrikli araç üretim hatlarının iyileştirilmelerine katkı sağlayacaktır. Elektrikli araçlara olan ilginin her geçen gün arttığı günümüzde, şasi dinamometresi test sistemleri elektrikli araçların performans iyileştirilmelerinin yapılması ile önemini gittikçe artırmaktadır.

## KAYNAKLAR

1. İnternet: T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, “Motorlu Araçlar Teknolojileri Alanı”, [http://mebk12.meb.gov.tr/meb\\_iys\\_dosyalar/21/15/967482/icerikler/motorlu-araclar-teknolojileri-alan\\_127630.html](http://mebk12.meb.gov.tr/meb_iys_dosyalar/21/15/967482/icerikler/motorlu-araclar-teknolojileri-alan_127630.html) (2014).
2. Ünlü, N., Karahan, Ş., Tür, O., Uçarol, H., Özsu, E., Yazar, A., Turhan, L., Akgün, F. ve Tırıs, M., “Elektrikli Araçlar”, *Türkiye Bilimsel Ve Teknik Araştırma Kurumu Marmara Araştırma Merkezi*, Gebze, 1-4 (2003).
3. Çelik, M. B., Bayır, R. ve Özdalyan, B., “Bilgisayar destekli motor test standının tasarımı ve imalatı”, *Teknoloji*, 10 (2): 131-141 (2007).
4. Çelik, M. B. ve Balcı, M. “Sabit yük ve hız şartlarında sıkıştırma oranının motor karakteristiklerine etkisi”, *Teknoloji*, 5 (3-4): 39-46 (2002).
5. Batmaz, İ., “Bilgisayar ve veri toplama sisteminin taşıt performans ölçümlerinde kullanılması”, *Gazi Üniversitesi. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 13 (2): 171-179 (1998).
6. İzmir Motor Sanat Enstitüsü, “Clayton Şasi Dinamometresi ve Arıza Tespiti”, *İzmir Motor Sanat Enstitüsü*, İzmir (1964).
7. Killedar, J. S., “Dynamometer Theory and Application to Engine Testing 1st ed.”, *Xlibris Corporation*, United States of America, 31-106 (2007).
8. Wilkes, M. V., “Charles Babbage and his world”, *Notes and Records of the Royal Society*, 56 (3): 353–365 (2002).
9. Schwarz, K. K., “Faraday and Babbage”, *Notes and Records of the Royal Society*, 56 (3): 367–381 (2002).
10. Bettes, H. and Hancock, B., “Dyno Testing and Tuning”, *North Branch*, 1-15 (2008).
11. Huffman, J. G., Brea., Moore, C. C. and Fullerton., C., “Chassis Dynamometer”, *United State of Patent Office*, US3057192 A (1962).
12. Tascillo, A., L., “A hierarchical anticipatory neural controller with fuzzy spectral filter diagnostics”, *Neural Networks, IEEE International Conference*, Perth, WA, 1:334-338 (1995).



13. Zhang, W., Qu, F. and Wang, X., “Development of the MCG–200 simulated chassis dynamometer based on Fuzzy-PID”, *Automation and Logistics, 2008. ICAL 2008*, Qingdao, 1794–1798 (2008).
14. Guo, L. and Wang, H., “Information management system of automobile chassis dynamometer based on multi agent Web serve”, *Computational Intelligence and Security, CIS '08. International Conference*, Suzhou, 1: 66–70 (2008).
15. Guo, L., and Wang, Y. “A quick self-compensation method of resistance simulation system in vehicle chassis dynamometer based on kernel PCA”, *Intelligent Control and Automation (WCICA) 8th World Congress*, Jinan, 2075-2079 (2010).
16. Bennetts C. D. and Raine J., “Chassis dynamometer software, inertia determination and recalibration”, M. Sc. Thesis, *University of Canterbury*, Christchurch (2002).
17. Burke, C. E., Nagler, L. H., Campbell, E. C., Zierer, W. E., Welch, H. L., Lundstrom, L. C., Kosier, T. D. and McConnell, W. A. “Where does all the power go?”, *S.A.E. International*, US (1957).
18. Elliot, D. R., Klamp, W. K. and Kraemer, W. E., “Passenger tire power consumption”, *S.A.E. International*, US (1971).
19. Wheeler, D. J., “Principles of vehicle selection”, *S.A.E. International*, US (1963).
20. Akçaya, O., “Tekerlekli araçlar için dijital şasi dinamometresinin tasarımı ve uygulaması”, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya (2010).
21. İnternet: Arduino UNO, “Overview”, <http://arduino.cc/en/Main/arduinoBoardUno> (2014).
22. MEGEP, “Elektrik Elektronik Teknolojisi Fiziksel Büyüklüklerin Ölçülmesi”, *MEB Yayınları*, Ankara (2007).
23. Zhao, S. and Li, N., “Chassis dynamometer for hybrid electric vehicle based on controller area network”, *Third International Conference on Intelligent Control and Information Processing*, Dalian, 15-17 (2012).
24. Mróz, P. and Brol, S., “Concept of chassis dynamometer for wheeled mobile robots”, *Electrodynamic and Mechatronic System (SELM) International Symposium*, Opole-Zawiercie, 27,28 (2013).
25. Baba, A., F., “Triga Mark-II reaktörünün bulanık kontrolü”, Doktora Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü*, İstanbul (1995).

26. Çetinkaya, S., “Taşıt Mekaniği”, 3. Baskı, *Nobel Yayın Dağıtım*, Ankara, (2004).
27. Lan, C-J. and Menendez, M., “Truck speed profile models for critical length of grade”, *Journal of Transportation Engineering-ASCE*, 129 (4): 408–419 (2003).
28. Lucic, I., “Truck modeling along grade sections”, M. Sc. Thesis, *The Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University*, US (2001).
29. Rakha, H. and Yu, B., “Truck performance curves reflective of truck and pavement characteristics”, *Journal of Transportation Engineering-ASCE*, 130 (6): 753–767 (2004).
30. Lugner, P., “Tyre models, propulsion and handling of road vehicles”, *Dynamical Analysis of Vehicle Systems, CISM Courses and Lectures*, 497: 129-182 (2007).
31. Yu, B., “Modeling truck motion along grade sections”, Ph. D. Thesis, *The Faculty of Virginia Polytechnic Institute and State University*, US (2005).
32. Sahlholm, P. and Johansson, K. H., “Road grade estimation for look-ahead vehicle control using multiple measurement runs”, *Control Engineering Practice*, 18 (11): 1328-1341 (2009).
33. Karakuzu, C., “Bulanık modelleme ve akıllı denetim”, Ders Notu, *Kocaeli Üniversitesi Mekatronik Bölümü*, Kocaeli (2006).

## ÖZGEÇMİŞ

Hasan DEMİR 1988 yılında Isparta’da doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. Isparta Milli Piyango Anadolu Lisesi’nden mezun oldu. 2006 yılında Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mekatronik Mühendisliği Bölümü’nde öğrenime başlayıp 2011 yılında iyi derece ile mezun oldu. 2012 yılında Karabük Üniversitesi Teknoloji Fakültesinde araştırma görevlisi olarak göreve başladı ve halen aynı yerde çalışmaya devam etmektedir.

### ADRES BİLGİLERİ

Adres : Karabük Üniversitesi  
Teknoloji Fakültesi 2. Kat 111 Nolu oda  
Balıklarkayası Mevkii / KARABÜK

E-posta : [hasan.demir@karabuk.edu.tr](mailto:hasan.demir@karabuk.edu.tr)