T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

# TEK SİLİNDİRLİ SIKIŞTIRILMIŞ DOĞALGAZ YAKITLI BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN PERFORMANSININ FARKLI SIKIŞTIRMA ORANLARINDA DENEYSEL İNCELENMESİ

MEHMET MERT SERVEREN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI

DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. MEHMET ÇAKIR

İSTANBUL, 2017

**T.C.**

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

# TEK SİLİNDİRLİ SIKIŞTIRILMIŞ DOĞALGAZ YAKITLI BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN PERFORMANSININ FARKLI SIKIŞTIRMA ORANLARINDA DENEYSEL İNCELENMESİ

Mehmet Mert SERVEREN tarafından hazırlanan tez çalışması 27.12.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı**

Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR

Yıldız Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri**

Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Yasin ÜST

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Bu tez, 214M329 nolu "ENJEKSİYONLU BİR CNG MOTORUNDA KADEMELİ DOLGU OLUŞUMU İÇİN BÖLÜNMÜŞ YANMA ODASI TASARIMI VE YANMA OPTİMİZASYONU" isimli TÜBİTAK 3501 Kariyer Geliştirme Projesi ile desteklenmiştir.

# ÖNSÖZ

Tarafımca hazırlanan tez, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'ne bağlı Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'na ait Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Araştırma Laboratuvarında TÜBİTAK 214M329 nolu proje ile desteklenmiş olup tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR yürütücülüğünde yapılmıştır.

Bu çalışmada, değiştirilebilir sıkıştırma oranlı deney motoru, sıkıştırılmış doğal gaz yakıtı ile çalıştırılması hedeflenmiş ve farklı sıkıştırma oranlarının motor performansına etkilerinin araştırılması planlanmıştır.

Bu deneysel çalışma sayesinde sıkıştırılmış doğal gaz yakıtı kullanımının araştırmalarda, endüstriyel ve akademik çevrelerde bu konunun daha kapsamlı incelemesine katkıda bulunmak temel hedeflerdir.

Aralık, 2017

Mehmet Mert SERVEREN

# İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ ..... iv

KISALTMA LİSTESİ ..... vi

ŞEKİL LİSTESİ ..... vii

ÇİZELGE LİSTESİ ..... ix

ÖZET ..... x

ABSTRACT ..... xii

BÖLÜM 1

GİRİŞ ..... 1

1.1 Literatür Özeti ..... 7
1.1 Tezin Amacı ..... 14
1.1 Hipotez ..... 14

BÖLÜM 2

2.1 MATERYAL VE YÖNTEM ..... 15
2.1.1 Deney Düzeneği ..... 15
2.1.2 Deney Motorunun Teknik Özellikleri ..... 17
2.1.3 Sıkıştırılmış Doğal Gaz Dönüşümü ..... 17
2.1.4 Hava ve Yakıt Debisi Ölçümü ..... 19
2.1.5 Krank Mili Açısının ve Üst Ölü Nokta Sinyalinin Alınması ..... 20
2.1.6 Veri Toplama ve İsleme Sistemi ..... 21
2.1.7 Motorun Performans Değerlerinin Hesaplanması ..... 24
2.1.7.1 Hava/Yakıt Oranının Hesaplanması ..... 24
2.1.7.2 Özgül Yakıt Sarfiyatının Hesaplanması ..... 25
2.1.7.3 Hava Fazlalık Katsayısının Hesaplanması ..... 25
2.1.7.4 Fren Ortalama Efektif Basıncının Hesaplanması ..... 25
2.1.7.5 Deney Motorunun Yüklenmesi ve Tork Ölçümü ..... 25
2.1.7.6 Efektif Motor Gücünün Hesaplanması ..... 26

2.1.7.7 Termal Verim Hesaplanması ..... 26
2.1.7.8 Volümetrik Verim Hesaplanması ..... 27
2.1.8 Deney Motorunda Yakıt ve Ateşleme Sistemi ..... 27

BÖLÜM 3

ARAŞTIRMA BULGULARI ..... 29

BÖLÜM 4

SONUÇLAR ..... 44

KAYNAKLAR ..... 46

ÖZGEÇMİŞ ..... 49

## SİMGE LİSTESİ

| | |
|---|---|
| $C_d$ | Orifis katsayısı |
| CO | Karbon monoksit |
| $CO_2$ | Karbondioksit |
| bar | Bar |
| D | Orifis çapı |
| $E_y$ | Sisteme verilen yakıt enerjisi |
| F | Dinamometre kuvveti |
| g | Gram |
| g | Yerçekimi ivmesi |
| $h_{su}$ | Hava debimetresinde ölçülen su yüksekliği |
| HC | Hidrokarbon |
| K | Kelvin |
| kg | Kilogram |
| kW | Kilovat |
| $\frac{H}{Y}$ | Hava yakıt oranı |
| L | Dinamometre kuvvet kolu |
| $\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_y}$ | Hava yakıt debisi oranı |
| m | Metre |
| mHz | MegaHertz |
| mm | Milimetre |
| $M_d$ | Döndürme momenti |
| $N_e$ | Efektif motor gücü |
| n | Devir sayısı |
| N | Newton |
| nm | Nanometre |
| $NO_x$ | Azotoksit |
| p | Atmosferik hava basıncı |
| psi | inçkare başına pound |
| R | Evrensel gaz sabiti |
| sa | Saat |
| T | Celcius |
| w | Açısal hız |
| $\lambda$ | Hava fazlalık katsayısı |
| $\pi$ | Pi sayısı(3.14) |

| | |
|---|---|
| $\eta_e$ | Termal verim |
| $\eta_{vol}$ | Volümetrik verim |
| $\rho_{hava}$ | Havanın özkütlesi |
| $\rho_{su}$ | Suyun özkütlesi |

## KISALTMA LİSTESİ

| | |
|---|---|
| AGT | Alev geri tepme |
| AÖN | Alt ölü nokta |
| KMA | Krank mili açısı |
| CNG | Sıkıştırılmış doğalgaz |
| MSS | Motor soğutma suyu |
| SO | Sıkıştırma oranı |
| ÜÖN | Üst ölü nokta |
| OEB | Ortalama efektif basınç |

# ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa


Şekil 1. 1 Dünya enerji kaynakları dağılımı ..... 1
Şekil 1. 2 Yıllara göre CNG yakıtlı araçlar ..... 3
Şekil 1. 3 Yıllara göre CNG istasyon sayıları ..... 4
Şekil 1. 4 İçten yanmalı motorlarda CNG kullanımı ..... 5
Şekil 2. 1 Deney düzeneği ..... 16
Şekil 2. 2 Deney düzeneği, yazılım kontrolünün yapıldığı bilgisayar ..... 16
Şekil 2. 3 CNG tankı, basınç regülatörü, alev geri tepme valfi ..... 18
Şekil 2. 4 Valf, manometre, selenoid valf, debimetre, alev geri tepme valfi ..... 18
Şekil 2. 5 CNG akış şeması ..... 19
Şekil 2. 6 12 dişli krank mili konum çarkı ve manyetik sensör ..... 21
Şekil 2. 7 Tek dişli kam mili çarkı ve manyetik sensör ..... 21
Şekil 2. 8 Veri işleme sistemi donanımı ..... 22
Şekil 2. 9 Veri akış seması ..... 23
Şekil 2. 10 EKÜ donanımı ..... 23
Şekil 2. 11 EKÜ sinyal akış şeması ..... 24
Şekil 2. 12 Kelebek valf, emme manifoldu ve enjektör ..... 28
Şekil 3. 1 1000 dev/dak hızında efektif motor gücü eğrisi ..... 30
Şekil 3. 2 1000 dev/dak hızında fren ortalama efektif basıncı eğrisi ..... 30
Şekil 3. 3 1000 dev/dak hızında özgül yakıt sarfiyatı eğrisi ..... 31
Şekil 3. 4 1000 dev/dak hızında hava fazlalık katsayısı eğrisi ..... 31
Şekil 3. 5 1000 dev/dak hızında volümetrik verim eğrisi ..... 32
Şekil 3. 6 1000 dev/dak hızında termal verim eğrisi ..... 32
Şekil 3. 7 1400 dev/dak hızında efektif motor gücü eğrisi ..... 33
Şekil 3. 8 1400 dev/dak hızında fren ortalama efektif basıncı eğrisi ..... 34
Şekil 3. 9 1400 dev/dak hızında özgül yakıt sarfiyatı eğrisi ..... 34
Şekil 3. 10 1400 dev/dak hızında hava fazlalık katsayısı eğrisi ..... 35
Şekil 3. 11 1400 dev/dak hızında volümetrik verim eğrisi ..... 35
Şekil 3. 12 1400 dev/dak hızında termal verim eğrisi ..... 36
Şekil 3. 13 1800 dev/dak hızında efektif motor gücü eğrisi ..... 37
Şekil 3. 14 1800 dev/dak hızında fren ortalama efektif basıncı eğrisi ..... 37
Şekil 3. 15 1800 dev/dak hızında özgül yakıt sarfiyatı eğrisi ..... 38
Şekil 3. 16 1800 dev/dak hızında hava fazlalık katsayısı eğrisi ..... 38
Şekil 3. 17 1800 dev/dak hızında volümetrik verim eğrisi ..... 39
Şekil 3. 18 1800 dev/dak hızında termal verim eğrisi ..... 39
Şekil 3. 19 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda tork eğrisi ..... 40

Şekil 3. 20 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda efektif motor gücü eğrisi..... 41
Şekil 3. 21 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda fren ortalama efektif basıncı eğrisi .. 41
Şekil 3. 22 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda özgül yakıt sarfiyatı eğrisi..... 42
Şekil 3. 23 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda hava fazlalık katsayısı eğrisi ..... 42
Şekil 3. 24 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda volümetrik verim eğrisi ..... 43
Şekil 3. 25 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda termal verim eğrisi ..... 43

# ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1. 1 CNG bileşenleri ..... 2
Çizelge 1. 2 Ülkelere göre CNG'li taşıt sayısı ..... 3
Çizelge 1. 3 CNG, benzin ve dizel yakıtlarının özellikleri ..... 6
Çizelge 2. 1 Deney motorunun teknik özellikleri ..... 16

# ÖZET

## TEK SİLİNDİRLİ SIKIŞTIRILMIŞ DOĞALGAZ YAKITLI BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN PERFORMANSININ FARKLI SIKIŞTIRMA ORANLARINDA DENEYSEL İNCELENMESİ

Mehmet Mert SERVEREN

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR

Dünyadaki petrol rezervleri her geçen gün azalmakta ve sanayileşme ile birlikte hava kirliliğinde önemli ölçüde bir artış gözlenmektedir. Bu sebeplerden dolayı alternatif temiz bir yakıt olan doğal gaz üzerinde yapılan bilimsel çalışmalar giderek artmaktadır. Ülkemizde sıkıştırılmış doğal gaz (CNG) kullanımının artması ve kojenerasyon ve trijenerasyon sistemlerinin gelişimi bu konudaki araştırmaları teşvik etmektedir.

Bu çalışmada, buji ateşlemeli değiştirilebilir sıkıştırma oranlı 661 $\mathrm{cm}^3$ silindir hacmine sahip bir deney motoruna CNG dönüşümü yapılmıştır. Yenilenen yakıt hattında gaz, 2 bar basınca sahiptir. Enjeksiyon emme stoku ile birlikte başlatılmıştır. Ateşleme avansı 26 KMA olarak belirlenmiştir. Kelebek valf tam açık konumda kullanılmıştır. Deneyler 8:1 ve 10:1 olan iki farklı sıkıştırma oranın yapılmıştır. Performans ölçümleri, 1000-1400 ve 1800 dev/dak hızlarında gerçekleştirilmiştir.

Sıkıştırma oranının 8 den 10 a yükselmesi ile efektif güçte bir artış görülmüştür. Sıkıştırma oranı 10 iken, 8 e kıyasla motorun daha verimli çalıştığı, daha az yakıt

tükettiği gözlenmiştir. Yüksek hızlarda her iki sıkıştırma oranında da volümetrik verimde bir azalma görülürken, motorun sıkıştırma oranı 10 iken daha kararlı bir şekilde çalıştığı sonucuna ulaşılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Alternatif yakıt, Doğal gaz motoru, Motor performansı

## ABSTRACT

### EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF PERFORMANCE FOR SINGLE CYLINDER SPARK IGNITED CNG FUELED ENGINE AT DIFFERENT COMPRESSION RATIOS

Mehmet Mert SERVEREN

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Asst. Prof. Mehmet ÇAKIR

The petrol reserves of the world is decreasing year by year and the air pollution rate is increasing due to the industrial development. Because of that CNG is accepted as new alternative fuel and the researches about CNG fuel is increasing globally. With increasing usage of CNG and studies about cogeneration and trigeneration highly encourage scientific researches about this topic.

In this study, gasoline fueled spark ignited engine with 661 $\mathrm{cm}^3$ cylinder volume and adjustable compression ratio has been retrofitted and CNG started to be used as new fuel. In the new fuel line CNG was delivered at 2 bar pressure. Injection timing was determined as beginning of suction stroke and the ignition timing was determined 26 CAD. Butterfly valve was used at wide open position. It was aimed to learn either CR or CR 10 is more effective. Experiments were made at 1000, 1400 and 1800 rpm.

Regarding to the experimental results it was observed that increase in break mean effective pressure is less than increase in break power while compression ratio was

changed from 8 to 10. However it was seen that engine works more effectively and consumes less fuel at compression ratio 10 compared to compression ratio 8.

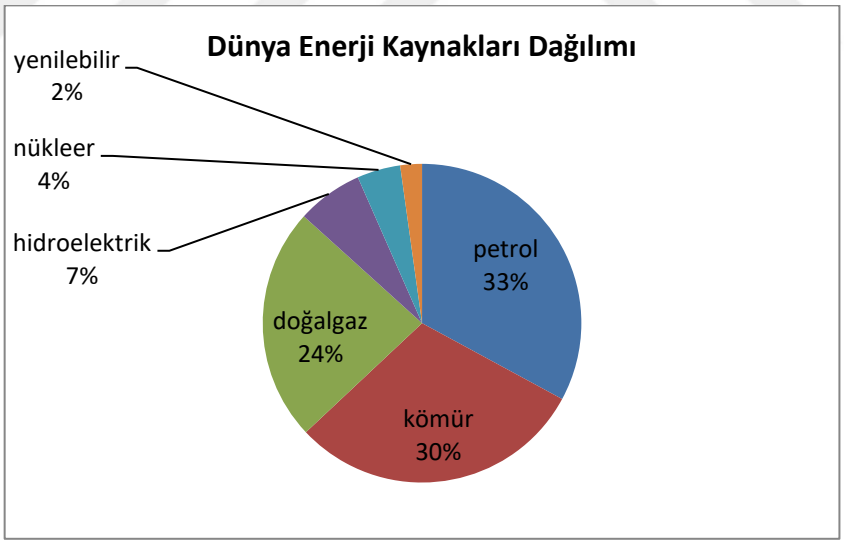
Then the performance values of CNG operation was compared to Gasoline operation. Power, pressure and torque values of CNG operation is higher than the values of gasoline operation at high speed while there is not much difference between different operations at low speed. Fuel consumption and break thermal efficiency values are higher for CNG operation compared to gasoline at low speed while the values are higher for gasoline operation at high speed. It was seen that volumetric efficiency is lower for gasoline operation.

**Keywords:** Alternative fuel, Natural gas engine, Engine performance

# BÖLÜM 1

## GİRİŞ

Günümüzde, giderek azalmaya başlayan petrol rezervleri yüzünden, içten yanmalı motorlarda CNG alternatif yakıt olarak kullanılmaya başlanmıştır ve bilim insanlarını bu konuda çalışmalar yapmaktadır. Şekil 1. 1'de görüldüğü üzere dünyadaki enerji kaynaklarının %32,9'unu petrol rezervleri oluştururken, CNG %23,7'lik bir yüzdeye sahiptir ve giderek bu oran artmaktadır. Çıkarılan yeni sürüm kuralları, çevre kirliliği, Kyoto protokolü gibi unsurlar da CNG tercihinin alternatif yakıt olarak artmasında rol oynamaktadır.




Şekil 1. 1 Dünya enerji kaynakları dağılımı

CNG'nin içeriğinin %95'lik kısmını oluşturan metan, yanma sonucu benzine nazaran çok daha az emisyonları yaymaktadır. Metan'a ek olarak, ufak miktarlarda etan, propan bütan da CNG'nin içeriğinde yer almaktadır.

Tüm hidrokarbonlu yakıtlar içerisinde, en yüksek Hidrojen/ Karbon oranı, CNG'de 3,8-4 değerleri arasındadır. 1.7 oranına sahip Dizel yakıtından neredeyse 2 kat fazla olan CNG, bu kimyasal bileşim sayesinde emisyon açısından çok daha avantajlıdır[1].

CNG, benzin ve dizelin aksine sıva olarak tanklarda atmosferik şartlarda depolanamaz. Sıvı olarak depolanabilmesi için, CNG'nin 200-250 bar basınca yükseltilmesine ve buna dayanabilecek mukavemetteki tanklara ihtiyaç vardır. Bu yüzden standart otomobillerde 2 bar basınç altında sıvı fazda depolanabilen LPG kullanılırken, endüstriyel tesislerde, kamyonetlerde ve otobüslerde CNG kullanılmaktadır[2].

Çizelge 1. 1'de CNG'nin bileşenleri gösterilmektedir.

Çizelge 1. 1 CNG bileşenleri

| CNG Bileşenleri | Mol yüzdesi |
|---|---|
| Metan | %94,42 |
| Etan | %2,29 |
| Propan | %0,03 |
| İzo-bütan | %0,23 |
| Normal-bütan | %0,02 |
| İzo-pentan | %0,01 |
| Hekzan | %0,01 |
| Karbondioksit | %0,57 |
| Nitrojen | %0,44 |
| Diğer Gazlar | %1,98 |

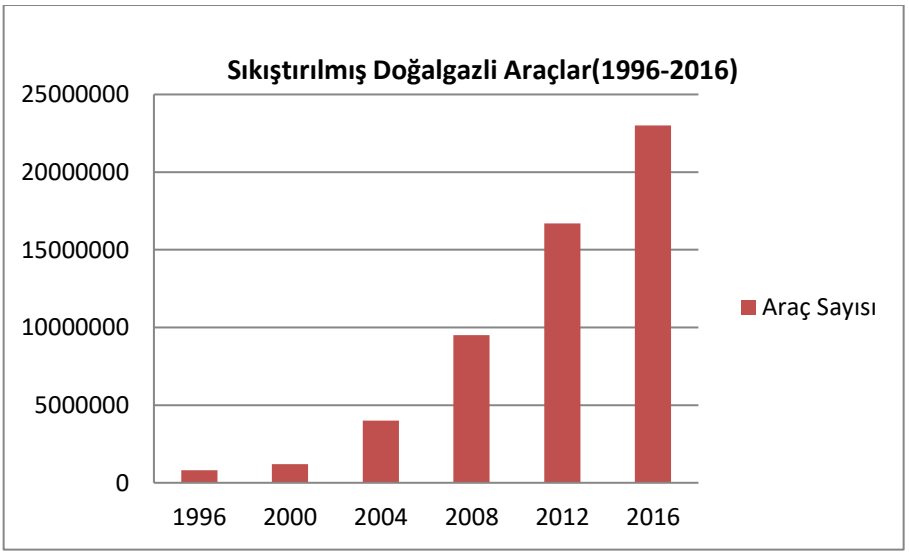
CNG'li taşıtlar, ilk olarak 1930'lu yıllarda İtalya'da kullanılmaya başlamıştır. Ancak çalışmalara büyük ölçüde hız verilmesi petrol rezervleri krizini müteakip 1970'li yılları bulmuştur.

Çizelge 1. 3'te görüleceği üzere sırasıyla İran, Çin, Pakistan, Arjantin, Hindistan, Brezilya, İtalya, Kolombiya CNG'yi yakıt olarak kullanan ülkelerin başında yer almaktadır[3].

Çizelge 1. 2 Ülkelere göre CNG'li taşıt sayısı

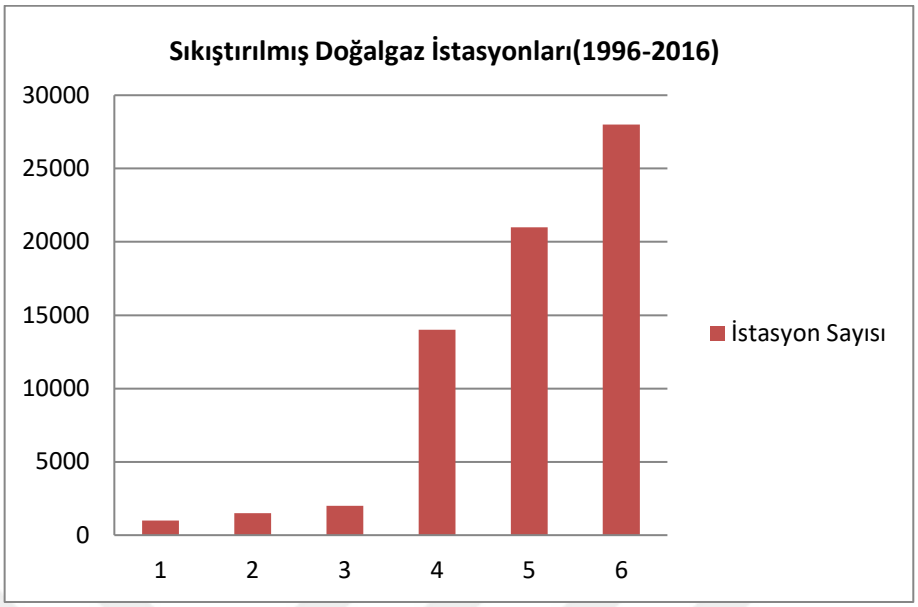
| Ülkeler | CNG'li Taşıt Sayıları |
|---|---|
| İran | 4.126.856 |
| Çin | 3.994.350 |
| Pakistan | 3.700.000 |
| Arjantin | 2.487.349 |
| Hindistan | 1.800.000 |
| Brezilya | 1.781.102 |
| İtalya | 885.300 |
| Kolombiya | 500.000 |

2015 yılı itibari ile CNG kullanımının yıllık artışı, %22,5 seviyelerine ulaşmıştır. 2016 yılında toplam CNG'li araç sayısı yaklaşık olarak 22.400.000 adet olarak kaydedilmiştir. 2024 yılına gelindiğinde, CNG'li toplam araç sayısının 30.000.000'a ulaşacağı varsayılmaktadır[4].




Şekil 1. 2 Yıllara göre CNG'li araçlar

Şekil 1. 2 ve 1. 3'te görüldüğü üzere CNG istasyon sayısı 2016 itibari ile yaklaşık olarak 30.000.000 civarındadır ve 28.000 civarında da CNG istasyonu vardır[5-6].

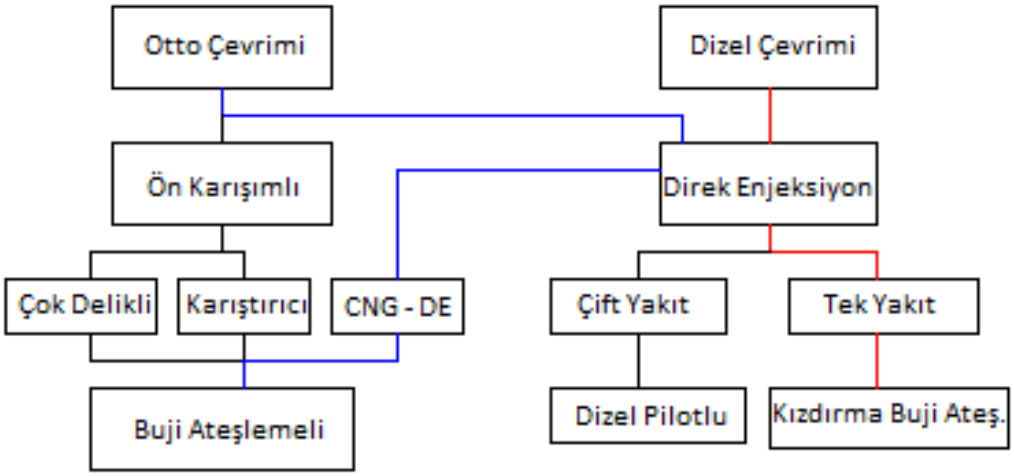



Şekil 1. 3 Yıllara göre CNG istasyon sayıları

Ham madde olarak CNG, benzine ve dizele nazaran çok daha ucuzdur. Ayrıca CNG ile operasyon, yakıt sarfiyatı açısından petrole nazaran çok daha ekonomiktir. CNG yakıtı, benzin veya dizel ile tahrik edilen içten yanmalı motorlarda birkaç değişiklik ile sisteme adapte edilip ana yakıt veya yardımcı yakıt olarak kullanılabilmektedir.

Şekil 1. 4'te görüldüğü gibi içten yanmalı motorlar, kompresyon ateşlemeli(dizel) ve buji ateşlemeli(benzin-otto) olarak ikiye ayrılmaktadır. Genellikle, kompresyon ile ateşlemeli motorlarda CNG ve dizel yakıtı beraber kullanılabilmektedir. CNG, bu motorlara adapte edildiğinde, dizel yakıtı pilot yakıt görevini görür CNG yanma odasına hava ile beraber karıştırılarak yollanır. Bu sayede sistemin ihtiyaç duyduğu dizel yakıtında azalma meydana gelir. Ek olarak CNG, yüksek sıkıştırma oranlı bu motorlarda, kızdırma bujisi ile birlikte tek yakıt olarak da kullanılabilir.

Buji ateşlemeli motorlarda ise yakıt ve ateşleme sistemi ile elektronik kontrol ünitesi haricinde hiçbir değişiklik yapılmadan benzin yerine CNG yakıt olarak kullanılabilir. Bu durumda, direk enjeksiyon veya ön karışım ile sisteme enerji girişi sağlanabilir[7].




Şekil 1. 4 İçten yanmalı motorlarda CNG kullanımı

CNG'nin performans değerleri benzin ile kıyaslandığında daha düşüktür. Ancak CNG stokyometrik oran yerine fakir karışım olarak kullanıldığında daha az vuruntu eğilimi gösterir. CNG'nin termal verimi, büyük çoğunlukla hava/yakıt oranına, sıkıştırma oranına ve yanma oranına bağlıdır[8].

Çizelge 1. 3'te CNG, benzin ve dizel yakıtlarının özellikleri verilmiştir.

Çizelge 1. 3 CNG, benzin ve dizel yakıtlarının özellikleri

| Özellikler | CNG | Benzin | Dizel |
|---|---|---|---|
| Oktan(CNG-Benzin)- Setan(Dizel) Numarası | 120-130 | 85-95 | 45-55 |
| Molar Kütle (kg/mol) | 17,3 | 109 | 204 |
| Stokyometrik Hava/Yakıt kütlesel Oranı | 17,2 | 14,7 | 14,6 |
| Stokyometrik Karışım Yoğunluğu(kg/m3) | 1,25 | 1,42 | 1,46 |
| Yakıt Alt Isıl Değeri (MJ/kg) | 47,5 | 43,5 | 42,7 |
| Stokyometrik Karışımın Alt Isıl Değeri (MJ/kg) | 2,62 | 2,85 | 2,75 |
| Yanma Enerjisi(MJ/m3) | 24,6 | 42,7 | 36 |
| Alevlenebilme Yüzdesi (Yakıt/Hava) | 4,3-15,2 | 1,4-7,6 | 1,0-6,0 |
| Alev İlerleme Hızı (m/s) | 0,41 | 0,5 | - |
| Adyabatik Alev Sıcaklığı (Cº) | 1890 | 2150 | 2054 |
| Tutuşma Sıcaklığı (Cº) | 540 | 258 | 316 |

Tarihsel çalışmalar ve araştırmalar, dünyada doğalgazın ilk olarak M. Ö. 900'lü yıllarda Çin'de kullanıldığını göstermektedir. Yaygın olarak kullanımı ise İngiltere'de 1790 yıllarında başlamıştır. Boru hattı taşımacılığının geliştiği 1920'li yıllarda daha da yaygınlaşmış, ikinci dünya savaşını müteakip ticari açıdan iyice gelişmiştir. İlk olarak ise 1950'li yıllarda Amerika'da enerji üretim sektöründe kullanılmıştır.

Türkiye'de doğalgaz, ilk olarak 1970 yılında Kırklareli ilinde tespit edilmiştir. Ülkemizdeki doğalgaz ile yapılan ilk çalışma BOTAŞ tarafından 1983 yılında hazırlanmıştır ve bunu müteakip 1984 yılında Sovyetler Birliği ile doğalgaz ithalatını uygulamaya koyan anlaşma imzalanmıştır. Ülkemize doğalgaz, güncel olarak Bakü-Tiflis-Ceyhan Boru Hattı ile ve Karadeniz'in altından geçen Mavi Akım Projesi ile getirilmektedir. Avrupa'ya taşınması Nabucco Boru Hattı ile tasarlanırken, bu proje iptal edilip yerine Trans-Adriyatik boru hattı tercih edilmiştir[8].

## 1.1 Literatür Özeti

Bu bölümde, içten yanmalı CNG, benzin ve dizel yakıtlarıyla çalışan motorlarda şimdiye kadar çalışılmış olan projeler incelenmiştir ve yakıtların ve motor karakteristiklerinin değişimlerinin motorun performans ve emisyon değerleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

İçten yanmalı motorların verimi, performans değerleri ile ölçülür. Bu değerler başlıca şunlardır:

- Fren Gücü
- Tork
- Yakıt Tüketimi
- İndike Ortalama Efektif Basınç

İçten yanmalı motorlarda NOx, HC, CO2, CO ana kirletici emisyonlar olup kullanılan yakıta göre değişiklik göstermektedir[9–12].

Aslam vd.[2005] benzin yakıtı ile çalışan bir motoru, CNG ile çalıştırmışlardır. Yapılan çalışmada, yakıt dönüşüm verimliliği bariz bir şekilde yüksek olduğu görülmüştür. Motorun CNG ile çalıştırıldığı durumda üretilen fren ortalama efektif basıncı, benzin ile çalıştırıldığı duruma kıyasla %16 ve yakıt sarfiyatı olarak da %18 daha az değerlere sahiptir. Aynı kWsa enerji eldesi için, kelebek valfin tam açık konumunda CNG durumu, benzin durumundan 1.65 MJ daha az enerji harcamaktadır. Motor stokyometrik hava-yakıt karışım oranı dolaylarında, kelebek valfin tam açık konumunda motor, ortalama %2,9 daha fazla yakıt dönüşüm verimliliğine sahip olduğunu göstermektedir. CNG ile çalıştırıldığında benzine göre CO emisyonunda %80, CO2 emisyonunda %20, HC emisyonunda % 50 oranında azalma gözlenirken, NOx emisyonunda ise %33 kadar artış gözlemlenmiştir. . Dönüştürülmüş CNG motorları, çevresel, ekonomik ve enerji emniyeti gibi faktörler göz önüne alındığında daha yaygın kullanımı mantıklı olacaktır[13].

Pourkesalian vd.[2009]‘ nin yaptığı çalışmada, 4 zamanlı ve 4 silindirli bir içten yanmalı motor kullanılmış, performans değerleri benzin, metan ve metanol yakıtları kullanılarak incelenmiştir. Matlab programı kullanılarak yazdıkları kod sayesinde buji ateşlemeli motor metan, benzin, metanol, propan, etanol ve hidrojen yakıtları kullanılarak simüle edilmiştir. Simülasyon sonuçları deneysel veriler ve literatür çalışmalarıyla paralel incelenmiş ve performans değerleri kıyaslanmıştır. Yapılan çalışmalar sonucu, atmosferik şartlarda gaz fazında bulunan yakıtların sıvı fazda bulunan benzin yakıtına göre daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalıştırılabileceği, buna karşın daha düşük volümetrik verime ve daha fazla yanma sıcaklığına sahip olacağı saptanmıştır. Volümetrik verimim düşüklüğünden dolayı güç eldesinin daha az olduğu kanısına varılmış ve bu sorunun üstünden gelmek için sisteme türbin yerleştirilerek volümetrik verimin arttırılması kararlaştırılmıştır. Hidrojen, propan ve metan benzine nazaran çok daha az yakıt tüketimine sahip olmakla beraber, metanolün yakıt sarfiyatının benzinden 2 kat fazla olduğu ölçülmüştür. Benzin yakıtındaki düşük H/C oranı yüzünden hidrojen yakıtına kıyasla daha çok CO, CO2 emisyonları ölçülmüştür. NOx emisyonları ise en az benzin yakıtı ile çalıştırıldığında ölçülmüştür[14].

Korakianitis vd.[2010] hem buji ateşlemeli hem de kompresyon ateşlemeli bir motorda CNG yakıtının kullanılmasının motor üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Buji ateşlemeli motorlarda CNG yakıtının benzine kıyasla daha yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabileceğini, %2,2 daha fazla yakıt alt ısıl değerine ve stokyometrik durumda %17,2 daha fazla yakıt/hava oranına sahip olması ile birlikte %15 dolaylarında daha az güç elde edildiğini saptamışlarıdır. Kompresyon ateşlemeli motorlarda dizel ile birlikte çift yakıt olarak kullanılan CNG’nin güç eldesine büyük ölçüde negatif etkisi olmadığı fakat kullanılan dizel yakıtına olan ihtiyacı büyük ölçüde azalttığı belirlenmiştir[15].

Jaihrul vd.[2010] deneylerini araba motorunda benzin ve gaz yakıtları kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Belirli hız aralığında yapılan deneyler sonucu, benzinin CNG’ye nazaran daha fazla fren gücü ürettiği ve daha fazla yakıt sarfiyatına sahip olduğu, CNG’nin termal veriminin benzine nazaran %1,1 ile % 1,6 arasında daha fazla olduğu saptanmıştır. Egzozda yapılan sıcaklık ölçümlerinde CNG’nin benzine nazaran daha yüksek değerlere sahip olduğu ölçülmüştür. CNG ile çalıştırıldığında benzine göre motorda daha az CO, CO2, O2 emisyonları gözlemlenirken, sırasıyla %50 ve %80 gaz

konumunda %38 ve %51 daha fazla NOx emisyonları ölçülmüştür. NOx emisyonları, CNG'li motorların en önemli sorunudur[16].

Poompipatpong vd.[2011] dizel yakıtla çalışan içten yanmalı bir motoru CNG yakıtına adapte edip 9:1, 9,5:1, 10:1, 10,5:1 olmak üzere 4 farklı sıkıştırma oranında, 1000 ve 4000 devir/dakika hızları arasında deney yapmışlardır. Deney sonucunda CNG yakıtının dizele göre %5,67 ile %13,07 arasında daha fazla performans gösterdiğini saptamışlardır. En yüksek termal verimim 9,5:1 sıkıştırma oranında ve 1500 – 2500 devir/ dakika hızları arasında olduğunu hesaplamışlardır. 10:1 sıkıştırma oranında düşük hızlarda yüksek tork ölçmüşlerdir. En düşük yakıt sarfiyatını 9,5:1 sıkıştırma oranında belirlemişlerdir. HC emisyonları, sıkıştırma oranı arttıkça oransal artış göstermiştir. NOx emisyonları ise sıkıştırma oranı 9:1 den 10:1 e kadar artış göstermiş, 10.5:1 de ise azalma göstermiştir. CO emisyonları 9:1 oranında en fazla, 9.5:1 oranında ise minimum seviyede ölçülmüştür[17].

Liu vd.[2011] CNG'nin enjeksiyonundan sonra sprey ve yanma karakteristiğini incelemek amacı ile görsel deney sistemi tasarlamışlardır. Çevresel faktörlerin CNG'nin sprey gelişim prosesi, tutuşma olasılığı ve alev ilerleme sürecinin üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sprey gelişim süreci Schlieren fotoğraflama metodu kullanılarak kayıt altına alınmıştır. Sprey gelişiminin enjeksiyon basıncından direk olarak etkilendiği saptanmıştır. CNG zaten gaz fazında olduğu için ortam sıcaklığı ve sprey açısı benzinde olduğu kadar önemli bir etken olmadığı görülmüştür. Enjeksiyon basıncından daha yüksek basınçtaki ortama yakıt püskürtüldüğünde sprey penetrasyonu oldukça ufak oranda meydana gelmiştir. Yüksek enjeksiyon basıncının yüksek sprey hızına sebep olduğu, bunun da tutuşma olasılığını azalttığı gözlemlenmiştir. Yükselen ortam sıcaklığı ile tutuşma olasılığının arttığı gözlemlenmiştir. Ortam hava hızının artması ile ile alev yayılması azalırken, maksimum alev alanı artmıştır. Ortam sıcaklığının artması ve ortam basıncının azalması alev oluşumu hızlandırmıştır[18].

Kakee vd.[2014] 4 farklı doğalgaz kullanarak yakıt içeriğinin performans ve emisyona etkilerini incelemişlerdir. Maksimum silindir içi sıcaklığının ve NOx emisyonunun Metan bileşeninin artması, etan ve propan bileşeninin azalması ile azaldığı saptanmıştır. Aynı

enjeksiyon avansında, metan bileşenin artması, etan ve propan bileşeninin azalması ile silindir içi maksimum sıcaklığa ulaşımının gecikeceği saptanmıştır[19].

Ali vd.[2015] 2 farklı ateşleme avansı kullanarak CNG'li bir motorun performans ve emisyon değerlerini incelemişlerdir. 750-2500 dev/dak hızları arasında deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Ateşleme avansının 25 KMA değerinde, 20 KMA değerine göre daha verimli olduğu ve daha az emisyon yaydığı saptanmıştır[20].

Putrasari vd.[2015] CNG yakıtlı buji ateşlemeli bir içten yanmalı motoru düşük ve yüksek yüklerde çalıştırarak fren yükünün performans değerleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. İndike ortalama efektif basınç, kelebek valf %25 açık konumdayken hem benzin hem de gaz ile çalıştırıldığında motor hızındaki artış ile birlikte azalma göstermektedir. Kelebek valf %80 açık konumda iken ise indike ortalama efektif basınç motor hızı arttıkça artmaktadır. Fren gücü, kelebek valfin her iki konumunda iken de motor hızı ile birlikte artış göstermektedir. Diğer literatür sonuçlarından farklı olarak bu çalışmada, kWsa başına yakıt sarfiyatı CNG ile çalıştığı durumda, benzin ile çalıştığı duruma göre daha fazla olarak ölçülmüştür. Termal verim, kelebek valfin %25 açıklık konumunda motor hızı arttıkça azalma göstermekte, %80 açıklık konumunda ise motor hızı arttıkça artış göstermektedir. CO emisyonu, benzin ile çalıştırıldığında en düşük değerini %25 gaz konumunda ve 4000 devir/dakika hızda %0,84 değerinde, CNG ile çalıştırıldığında %80 gaz konumunda ve 3500 devir/dakika hızında %0,27 değerinde ölçülmüştür. HC emisyonu, benzin ile çalıştırıldığında en düşük değerini %25 gaz konumunda ve 2000 devir/dakika hızında 51 ppm değerinde, CNG ile çalıştırıldığında %80 gaz konumunda ve 4900 devir/dakika hızında 10 ppm değerinde ölçülmüştür[21].

Tahir vd.[2015] buji ateşlemeli motoru CNG ile çalıştırarak deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada CNG'nin benzine göre daha az performans gösterdiğini saptamışlardır. CNG'nin volümetrik verimliliğinin daha az olmasından kaynaklı, ürettiği gücün benzinden %18,5 daha düşük olduğu ölçülmüştür. Ateşleme anında silindir içerisindeki basınç kıyaslandığında, CNG'nin daha düşük bir değere sahip olduğu ölçülmüştür. Dakikada 4500 devir hızıyla dönerken, benzinle çalışırken silindir içerinde 40 bar, CNG ile çalışırken ise 32 bar basınç değerleri ölçülmüştür. Bunun sebebinin CNG'nin yoğunluğunun düşük olmasından kaynaklandığını ileri sürmüşlerdir.

Silindir içerisinden silindir iç duvarına olan ısı transferi, gene 4500 devir/ dakika hızda CNG ile çalışırken 20kW, benzin ile çalışırken 26 kW olarak ölçülmüştür. Bu sonuçlara dayanarak, benzinin CNG'ye göre daha performanslı olduğu savunmuşlardır. Isı transferi bulgularına göre ise, CNG ile çalışan motorun daha uzun ömre sahip olacağı kanısına varmışlardır. Aynı ekip, performans optimizasyonu sağlamak amacı ile ilerideki çalışmalarını ön yanma odası tasarlayarak ve direk enjeksiyon kullanarak yapacaklarını belirtmişlerdir[22].

Semin vd.[2015] HAD simülasyon programı kullanarak çok delikli enjektör nozulunun karakteristiğini sıralı port enjeksiyonunda incelemişlerdir. Hava-yakıt karışımın karakteristiği ve karışım hızının motor üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Deney sonucunda, en uygun hava-yakıt karışımının alt ölü noktadan 63,6, 43,7, 26,9 değerlerine kıyasla 77,5 KMA değerinde göre enjeksiyon yapıldığında elde edildiğini bulmuşlardır. Gelişmiş sprey akışının yanma odasında daha ideal olduğu ve CNG yakıtının emme havasıyla zengin karışım olarak birleşerek yanma odasında alındığı saptanmıştır. Sırasıyla 2, 3, 4 ve 5 delikli enjektörler kullanılmış olup en ideal yakıt akış hızının 4 delikli enjektörden elde edildiği görülmüştür[23].

Ji vd.[2016] doğalgazlı bir motorda manifold içerisindeki hava yakıt karışım sürecinin optimizasyonunun karışım oluşumuna ektisini incelemişlerdir. Bu çalışmadaki değişken etkiler, enjeksiyon nozul şekli, enjeksiyon merkezi ve enjeksiyon sürecidir. Hava akımıyla aynı doğrultuda enjeksiyon yapılması durumunda, karışımın, hava akımına dik yönde enjeksiyona nazaran daha homojen olduğu saptanmıştır. En ideal enjeksiyon süresi 10 ms olarak belirlenmiş ve sürenin daha uzun olması durumunda enjekte edilen gazın tamamının silindir içerisine geçiş yapamadığı saptanmıştır. Enjeksiyon zamanının 1300 devir/dakika hız için en verimli olduğu konumu emme strokunda ÜÖN'dan 40 KMA değeri kadar sonra olduğu saptanmıştır[24].

Wu vd. [2016] AVL FIRE programı kullanarak 3 farklı yanma odası tasarımındaki yanma sürecini incelemişlerdir. Deneyden elde ettikleri veriler doğrultusunda yanma odası tasarımından kaynaklı türbülans eğiliminin yanma üzerinde alev çekirdeklenmesi fazında pek bir etkisi olmadığı, fakat alev ilerleme hızında yüksek ölçüde etkili olduğunu saptamışlardır[25].

Yang vd.[2016] , ön karışımlı doğalgaz motorunu 1000 devir/dakika hızında %10 motor yükü durumunda hava fazlalık katsayısının 1,4 ve 1,6 olduğu iki farklı durumda altı farklı akıtma zamanının motor üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. ÜÖN'dan önce 30 KMA değerinden az ve sonra 90 KMA değerinde fazla değerlerdeki enjeksiyon zamanlarında fakir karışımının daha dengeli yanma oluşturduğu saptanmıştır. Bu değerler arasındaki KMA değerlerinde ise düzensiz yanma olduğu belirlenmiştir[26].

Zhang vd.[2016] egzoz gaz sirkülasyonu kullanarak doğalgazlı motoru Euro 6 standartlarına göre incelmişlerdir. Egzoz gazının silindir içerisine gönderilmesinin, maksimum silindir basıncını ve sıcaklığını, NOx emisyonlarını azaltacağını saptamışlardır. Yakıtın dolayısı ile motor yükünün artması ile silindir içi basıncın ve ısıl yayınımın arttığı tespit edilmiştir[27].

Altın vd.[2017] üç farklı hava fazlalık katsayı ve üç farklı ateşleme avansı kullanarak doğalgazlı motorun yanma karakteristiklerini matematik modelleme yaparak incelemişlerdir. İki buji kullanılması durumunda tek buji kullanılması durumuna göre yanma süresinin çok daha az olacağını saptamışlardır. Hava fazlalık katsayısının yanma süresine ateşleme avans değerinden daha fazla etkili olduğunu hesaplamışlardır[28].

Alanen vd.[2015] CNG'li bir motorun emisyon parçacıklarını incelemişlerdir. İstatiksel olarak emisyon parçacıklarının standart sapmasının 2-5 nm boyutunda dağılım gösterdiğini belirlemişlerdir. Daha büyük çaptaki parçacıkların sayısının daha ufak çaptaki parçacıkların sayısına nazaran daha az olduğunu saptamışlardır. Hipotezlerine göre parçacıkların, doğalgazın hidrokarbon ve makine yağının hidrokarbon ve sülfür oluşturduğuna dayanarak birbirine eklenip boyutlarının artabildiği olağandır[29].

Yan vd.[2017] egzoz gaz sirkülasyonu kullanarak 3 farklı yanma odası geometrisinin silindir içerisindeki akışa ve yanma sürecine olan etkisini üç boyutlu simülasyon programı ile incelemişlerdir. Stokyometrik oran kullanılarak modelleme yapılmıştır. Yanma odası geometrisinin yanma sürecine, dolayısıyla termal verime etki ettiğini belirlemişlerdir. Türbülans sayesinde yanma yüzeyinin gelişmesi sağlanmıştır. Bu yüzden ateşleme sadece buji etrafında değil, yanma odasının çoğunda etki yaratmıştır. Asimetrik türbülans dağılımının ve dolayısı ile asimetrik yanma ilerlemesinin alev yüzey gelişimini azalttığı, bunun sonucunda da yanma sürecini arttırdığı saptanmıştır[30].

Bhasker vd.[2017] kompresyon ateşlemeli dizel yakıtı ile çalışan motoru modifiye ederek buji ateşlemeli olarak kullanmışlardır. Fakir karışım kullanarak farklı sıkıştırma oranlarının ve hidrojen yakıtı eklenmesinin emisyon oluşumuna ve performansa etkilerini incelemişlerdir. Fren gücünün ve termal verimin sıkıştırma oranının artması ile arttığını, 0,7 eşdeğerlilik oranında ve 12,5:1 sıkıştırma oranında %30,2 termal verim elde etmişlerdir. Yanma düzensizliğinin 0,5 eşdeğerlilik oranında, sıkıştırma oranı 12,5:1 e kadar artarken arttığı ve %10 Hidrojen yakıtı eklenmesi ile yanma düzensizliğinin azaldığı saptanmıştır. Hidrojen yakıtının eklenmesi ile yanmanın hızlanması sayesinde HC emisyonlarında azalma meydana gelmiş fakat Hidrojen eklenmesinden dolayı ateşleme avansı azaltılacağından NOx emisyonlarında artma olduğu saptanmıştır[31].

Song vd.[2017] tek delikli, çok delikli ve çapraz çok delikli 3 farklı enjeksiyon nozulunun CNG'li bir motorda yanma süreci ve emisyon oluşumları üzerine etkilerini simülasyon modeli ve deneyler kullanarak incelemişlerdir. 1000 devir/ dakika hızında ve %10 ile %100 motor yüklerinde motor çalıştırılmıştır. %100 motor yükünde, çapraz çoklu nozul kullanılması durumunda manifold içerisindeki karışımın daha homojen olduğu, yanma sürecinin iyileştiği saptanmıştır fakat NOx emisyonlarının arttığını gözlemlemişlerdir. Buna nazaran tek delikli nozulun karışıma ve yanmaya negatif etkisi olduğunu belirlemişlerdir. Buna karşın %10 motor yükünde çapraz çok delikli nozul kullanımının emme süresince manifold içerisinde gaz birikimine sebep olduğu, karışım ve yanmayı olumsuz etkilediğini saptamışlardır[32].

Wang vd.[2017] doğalgazlı bir motorda enjeksiyon ve ateşleme avanslarının etkilerini nümerik olarak simülasyonla incelemişlerdir. 0,72 eşdeğerlilik oranında fakir karışım kullanmışlardır. Aynı ateşleme avansında, enjeksiyon avansının artması ile silindir içerisindeki basıncın azaldığı, maksimum yanma basıncına daha geç ulaşıldığı gözlemlenmiştir. Ateşleme avansı azaltıldığında enjeksiyon zamanının etkisinin azaldığı belirlenmiştir. Gene ateşleme avansı sabit tutulduğunda geç enjeksiyon durumuna nazaran erken enjeksiyon durumunda daha iyi alev ilerlemesi ve daha çok miktarda yakıtın yanarak mekanik güce dönüşmesi tespit edilmiştir. Ateşleme bujisinin, silindir merkezine ne kadar yakın olursa o kadar iyi yanma olacağını saptamışlardır[33].

Bu çalışmada, benzin motoru, CNG motoruna dönüştürülmüş, CNG 2 bar basınç altında sistemde kullanılmıştır. Enjeksiyon zamanı emme stroku başında başlatılmıştır ve farklı süreler açık kalarak sisteme giren yakıt miktarı kontrol edilmiştir. Ateşleme avansı, literatür araştırmalarına göre iş strokundan 26 KMA önce olarak belirlenmiştir.

## 1.2 Tezin Amacı

Bu tezde, benzin yakıtı ile çalışan içten yanmalı bir motorun yakıt sistemi değiştirilerek CNG ile çalıştırılması, sonrasında ise performans değerlerinin incelenmesi planlanmıştır. Farklı sıkıştırma oranlarından hangisinin motorun performansını iyileştirdiğini saptamak temel amaçtır. Motorun yük altında en verimli çalışma parametrelerinin belirlenmesi, performans değerlerinin ölçülerek analiz edilmesi hedeflenmiştir.

## 1.3 Hipotez

Sıkıştırma oranının daha fazla olduğu durumda silindir içerisindeki sıkıştırma sonu basıncı ve dolayısı ile sıkıştırma sonu sıcaklığı da daha yüksek olacağından dolayı, yanmanın daha iyi olacağı, daha az yakıt tüketimi sağlayacağı, daha yüksek performans değerlerine sahip olacağı öngörülmüştür.

# BÖLÜM 2

## 2.1 MATERYAL VE YÖNTEM

### 2.1.1 Deney Düzeneği

Deney düzeneğinde, 4 stoklu, tek silindirli, kader değişimi ve değiştirilebilir sıkıştırma oranı ayarı ile çok yakıtlı bir içten yanmalı motor ve motor şaftına bağlı manyetik dinamometre mevcuttur. Sıkıştırma oranı, motor durdurulmasına gerek kalmadan silindir blok içerisinde hareket ettirilerek değiştirilebilmektedir. Deney düzeneğinde basınç, sıcaklık, konum, hız ve akış ölçümleri yapılabilmektedir. Motorun ilk hareketi, gücünü aküden alan marş motoru ile sağlanır. Sinyaller panelde işlenerek bilgisayardaki Motor Performans Analiz yazılımına gönderilir ve veriler bilgisayarda grafik ve tablo olarak elde edilir. Değiştirilebilir sıkıştırma oranlı motor deney düzeneği ile fren gücü, indik güç, sürtünme gücü, fren ortalama efektif basıncı, indike ortalama efektif basıncı, termal verim, mekanik verim, volümetrik verim, yakıt sarfiyatı, hava-yakıt oranı ve yanma analizleri yapılabilmektedir. Şekil 2.1 ve 2.2'de deney düzeneği gösterilmektedir.



Şekil 2. 1 Deney düzeneği



Şekil 2. 2 Deney düzeneği, yazılım kontrolünün yapıldığı bilgisayar

### 2.1.2 Deney Motorunun Teknik Özellikleri

Çizelge 2. 1'de deney motorunun teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 2. 1 Deney motorunun teknik özellikleri

| |
|---|
| Tek Silindir |
| Dört Strok |
| İki Valf |
| Marş Motor Tahrikli |
| Su Soğutmalı |
| 110 mm Strok – 87,5 mm Silindir Çapı |
| 3,5 kW @ 1500 dev/dak 10 lt dizel yakıt tanklı |
| 4,5 kW @ 1800 dev/dak 10 lt benzin yakıt tanklı |
| 750-2000 dev/dak |
| 6:1 – 18:1 Arası Değiştirilebilir Sıkıştırma Oranı |
| 661 $cm^3$ |
| 3,5 lt yağ kapasitesi |

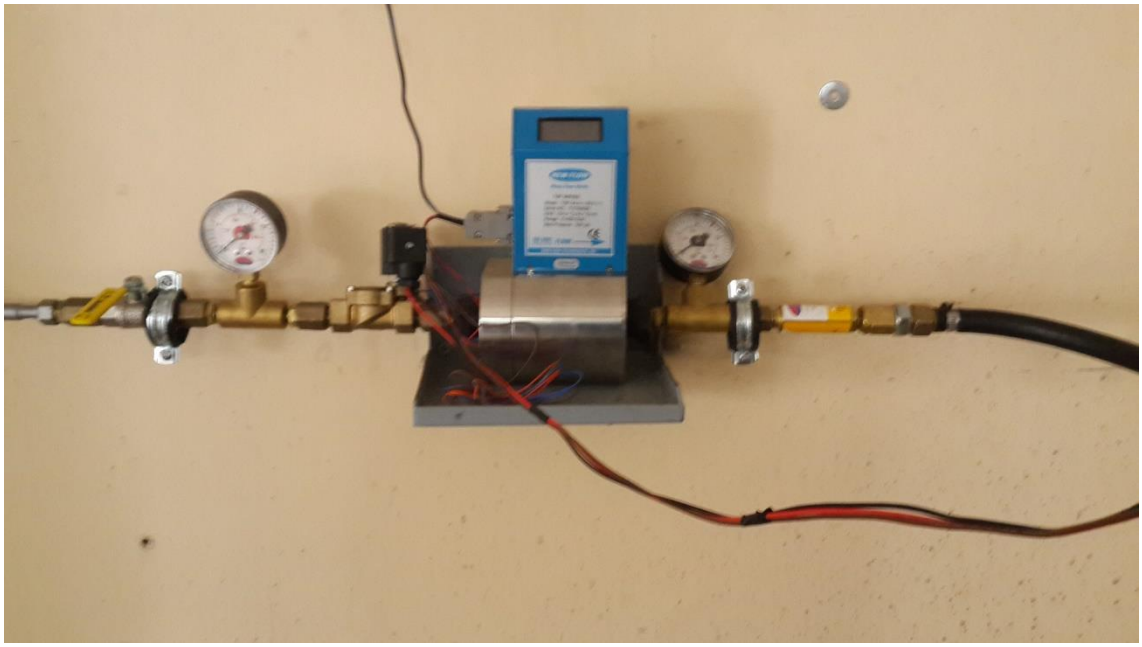
### 2.1.3 CNG Dönüşümü

Deneyde kullanılan motor, benzin durumunda kullanıldığı durumdaki düzenekte bir takım değişiklikler yapılarak CNG durumunda kullanılmıştır. Yakıt sistemi tamamen yenilenmiştir. CNG enjektörünün sızdırmaz bir şekilde sıkı geçirilebileceği yeni bir emme manifoldu imal edilmiştir. Deney düzeneğindeki yazılıma ek olarak, CNG yakıtının sisteme girdisini ve ateşlemeyi kontrol edecek olan elektronik kontrol ünitesi ve yazılımı sisteme eklenmiştir. Bu yazılım sayesinde, CNG hattında belirli basınç altında bulunan yakıtın enjeksiyon süresi, enjeksiyon avansı, ateşleme avansı ayarlanabilmektedir.

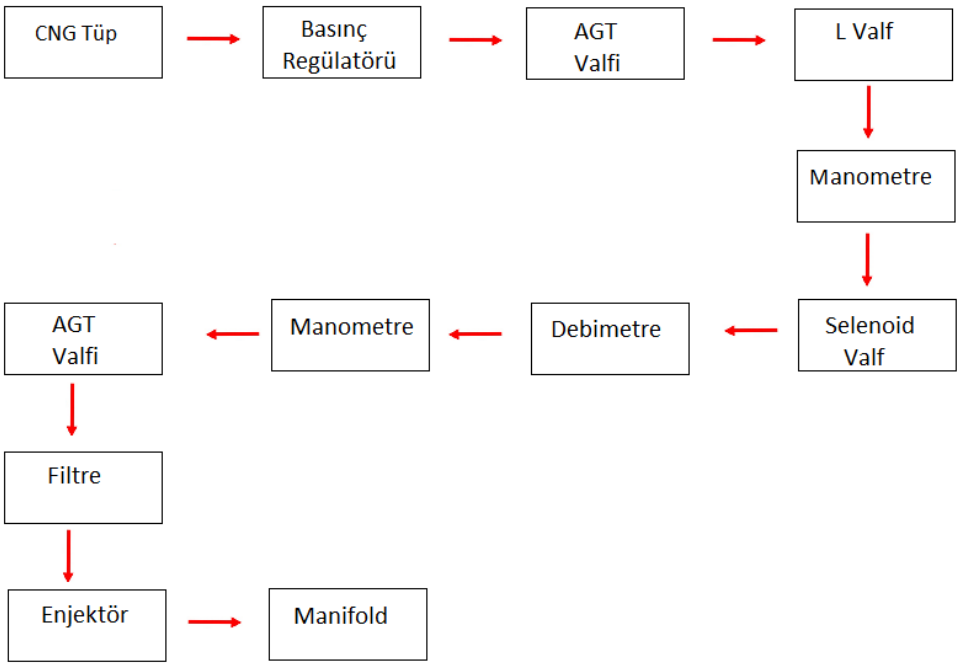
Şekil 2. 3, 2. 4 ve 2. 5'te yakıt hattı gösterilmektedir.




Şekil 2. 3 CNG tankı, basınç regülatörü, alev geri tepme valfi



Şekil 2. 4 Valf, manometre, selenoid valf, debimetre, manometre, alev geri tepme valfi




Şekil 2. 5 CNG akış şeması

### 2.1.4 Hava ve Yakıt Debisinin Ölçülmesi

Deneyde kullanılan tek silindirli deney motoru, benzin/dizel durumundan gaz durumuna değiştirildikten sonra, sistemde kullanılan yakıt deposu ve debimetre iptal edilmiş ve yerine yeni gaz debimetresi yerleştirilmiştir. Çıkış sinyali 0-5 V doğru akımdır. Debimetre, çıkış voltajını kalibre ederek içinden geçen dakikadaki litre miktarını hesaplayarak gösterir. Yakıt tüketimi, bir motor için ana performans kriterlerinden birisidir. Bir motorun BG veya KW başına bir saatte tükettiği yakıt miktarı özgül yakıt tüketimi (g/kWs veya g/BGs) olarak adlandırılır**.** Hava debisi, deney düzeneğinde bulunan hava debimetresi ile ölçülerek aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$Hava\ Debisi\ (\mathrm{kg/sa}) = C_d \frac{\pi * D^2}{4} \sqrt{2gh_{su}\frac{\rho_{su}}{\rho_{hava}}}\rho_{hava}3600 \qquad (2.\ 1)$$

$C_d = 0.6$

$D = 0.02\ m$

$g = 9.81$

$h_{su} = \text{ölçülen su yüksekliği}$

$\rho_{su} = 1000\ {}^{kg}/_{m^3}$

$\rho_{hava} = {}^{p}/_{RT}$

$p = 1\ atm = 1{,}0332\ {}^{kg}/_{m^2}$

$R = 0{,}287\ {}^{kj}/_{kg\ °K}$

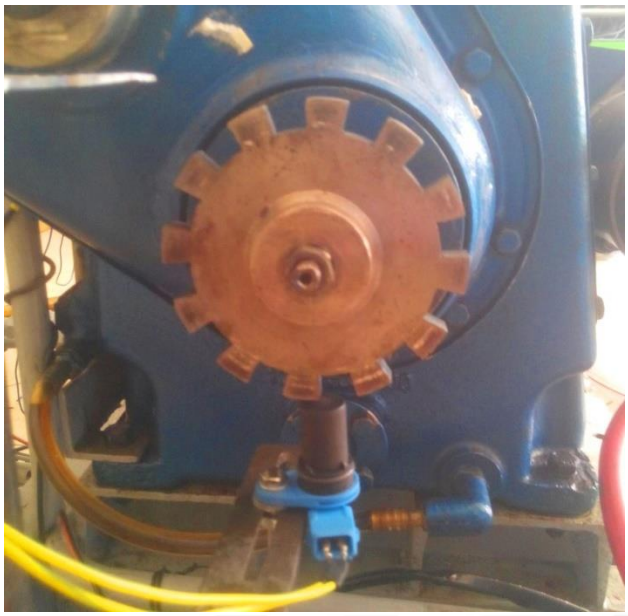
$T = 297°K$

Yakıt debimetresi ölçümleri gaz debimetre ile ölçülmüş ve hesaplarda kg/sa olarak hesaplanmıştır.

$$Yakıt\ debisi = \frac{\frac{l}{dk}\rho_{yakıt}60}{1000}\ kg/sa \quad (2.\ 2)$$

### 2.1.5 Krank Mili Açısının Ve Üst Ölü Nokta Sinyalinin Alınması

Şekil 2. 5'te görüleceği üzere krank mili açı değeri, krank miline monte edilen 12 dişli bir çark ile manyetik sensör vasıtası ile ölçülür. Motorun bir çevrimi yani 720 krank mili açısı, krank milinin 2 turuna yani 24 diş sayısına denk gelmektedir. Bununla birlikte üst ölü nokta tayini de şekil 2. 6'da görüldüğü gibi kam miline monte edilen bilezik ile belirlenir. Bileziğin üzerine monte edilen manyetik parça sıkıştırma ve iş stroku arasındaki üst ölü noktaya denk gelecek şekilde yerleştirilmiştir. Gene kam milinin yanında bulunan manyetik sensör üst ölü noktayı algılar ve krank mili sensöründe olduğu gibi elektronik kontrol ünitesine sinyal gönderilir. Sonradan elektronik kontrol ünitesindeki işlemci krank açısı ile kam açısının birbirine uyumlu çalıştırarak, motorun hızına bağlı olarak istenen açı değerinde motora veri girdi sinyali yollanabilir.



Şekil 2. 5 12 dişli krank mili konum çarkı ve manyetik sensör

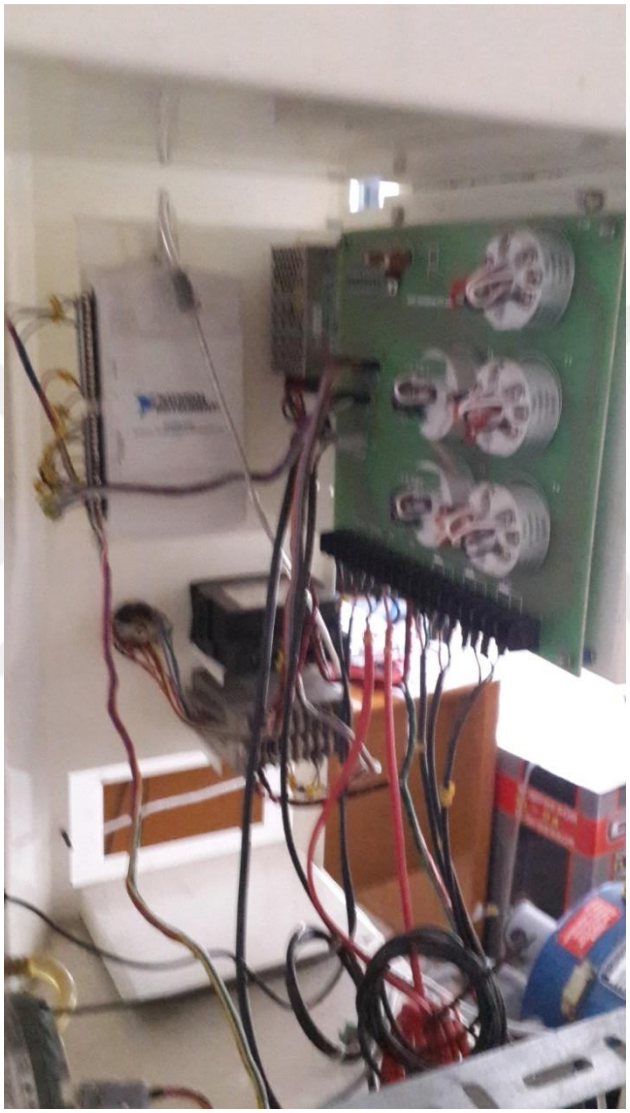


Şekil 2. 6 Tek dişli kam mili çarkı ve manyetik sensör

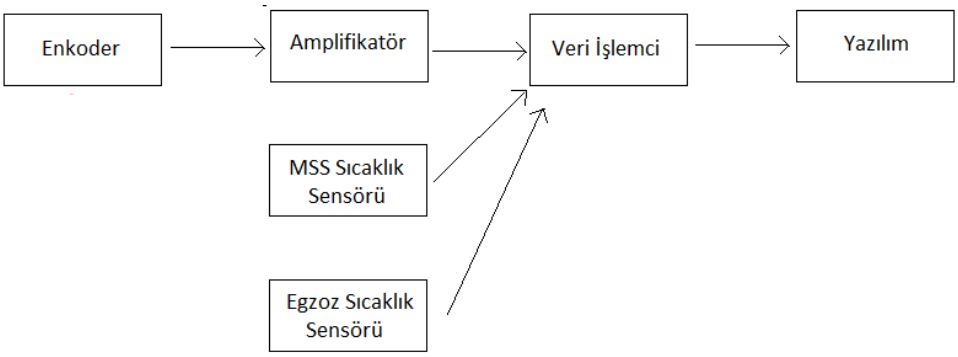
### 2.1.6 Veri Toplama ve İşleme Sistemi

Deneyde veriler, iki farklı yazılım ile kullanılmıştır. Birincisi, deney düzeneğinde hazır bulunan basınç, sıcaklık, akış, hız, yük değerlerinin kullanıldığı yazılımdır. İkincisi ise

yakıt dönüşümünü sağlayan elektronik kontrol ünitesinin yazılımıdır. İlk yazılımda, silindir içi basınç değerleri, çeşitli sıcaklık değerleri, motor hızı değeri, dinamometre yük değeri, hava, yakıt akış değerleri sensörler vasıtasıyla ölçülür ve veri işleme sistemi ile işlenerek yazılıma(bilgisayara) gönderilir. Şekil 2. 8 ve 2. 9'da veri işleme sistemi ve sinyal akış şeması gösterilmektedir.



Şekil 2. 8 Veri işleme sistemi donanımı

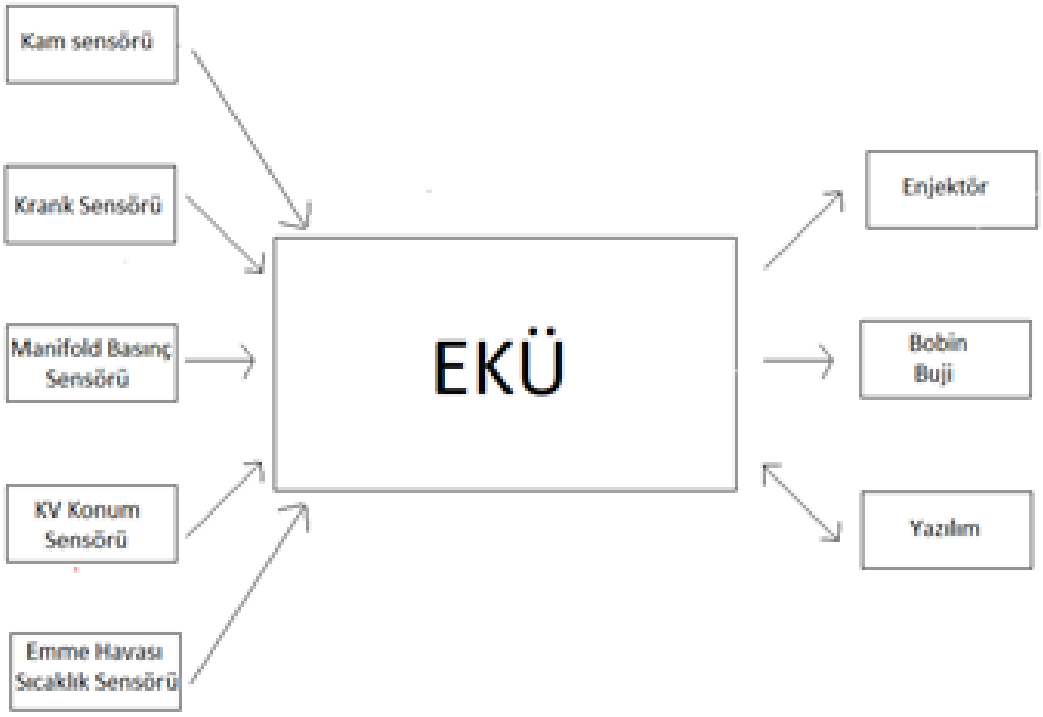



Şekil 2. 9 Veri Akış Şeması

İkinci yazılımda ise, ateşleme ve enjeksiyon avansları, enjeksiyon süresi, gene ilk yazılımdaki gibi hız verileri ölçülerek kontrol ünitesi ile toplanıp bilgisayarda işlenerek elde edilmektedir. Kontrol ünitesi, 16 bit çözünürlüklü, 40 mHz işleme hızındadır. İlk ucunda 32 terminalli soket ile voltaj alır, motorda ölçüm yapacak sensörlerin bağlantısını yapar, enjektör kontrolünü sağlar. Diğer ucu ile de USB ile bilgisayar bağlantısı sağlayıp verilerin yazılım ile işlenmesini sağlar. Şekil 2. 10 ve 2. 11'de EKÜ donanımı ve sinyal akışı gösterilmiştir.




Şekil 2. 10 Elektronik kontrol ünitesi donanımı




Şekil 2. 11 EKÜ sinyal akış şeması

### 2.1.7 Motor Performans Değerlerinin Hesaplanması

Motorların performans karakteristikleri, devir sayısına bağlı olarak efektif güç(fren gücü), döndürme momenti, ortalama efektif basınç ve özgül yakıt tüketiminin krank açısına bağlı değerlerinin eğrileridir.

Bu eğriler, Otto çevrimi prensibine göre çalıştırılan motorlarda, sabit gaz kelebeği açıklıklarında ve minimum ve maksimum devir sayıları arasında maksimum güç ve emisyon sınırları göz önünde bulundurularak elde edilir.

#### 2.1.7.1 Hava/Yakıt Oranının Hesaplanması

Deneyde belirli zamanda harcanan yakıt ve hava miktarları ölçülüp hesaplandıktan sonra hava kütlesinin yakıt kütlesine bölümü, bize karışım oranını verecektir.

$$Hava\ Yakıt\ Oranı = \frac{H}{Y} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_y} \quad (2.\ 3)$$

#### 2.1.7.2 Özgül Yakıt Sarfiyatının Hesaplanması

Bir motorun birim zamanda birim güç başına harcadığı birim yakıt kütlesine özgül yakıt sarfiyatı denir. Bu deneyde 1 saatte 1 kW güç üretmek için harcanan yakıtın kg mertebesinden değeri olarak hesaplanmıştır. Birimi kg/kWsa 'tir.

#### 2.1.7.3 Hava Fazlalık Katsayısının Hesaplanması

Hesaplanan hava/yakıt oranı değeri doğalgaz motorları için 14,7 iken stokyometrik oran(hava fazlalık oranı=1) olarak adlandırılır. Hesaplanan oran, stokyometrik orandan büyük ise karışım fakir(hava fazlalık oranı > 1) , küçük ise zengin karışım (hava fazlalık oranı < 1) olarak adlandırılır.

$$\lambda = \frac{\left(\frac{H}{Y}\right)_{gerçek}}{\left(\frac{H}{Y}\right)_{stokyometrik}} \qquad (2.4)$$

#### 2.1.7.4 Ortalama Efektif Basıncının Hesaplanması

Bir motorun gücü saat başına ürettiği kilovat değeri ile belirlenir. Motorun devir sayısı belirli ise saatte kaç çevrim yaptığı da bilinir. Ölçülen güç değeri, saatteki çevrim sayısına bölünürse, çevrim başına yaptığı iş değeri de hesaplanmış olur. Bu iş değeri de kurs hacmine bölündüğünde, ortalama efektif basınç değeri elde edilir.

$$OEB = \frac{N_e.60}{\pi.\frac{D^2}{4}.L.\frac{N}{2}.100}\ (bar) \qquad (2.5)$$

4 stroklu makineler için her çevrimde krank şaft 2 tur döndüğü için n katsayı 2 kabul edilmektedir.

#### 2.1.7.5 Deney Motorunun Yüklenmesi Ve Tork Ölçümü

Deney motoru, Fuko akımları prensibine dayanan elektromanyretik fren ile yüklenmektedir. 400 kW'a kadar güç yutabilmektedir. Motor şaftı, dinamometre rotoruna monte edilir. Motor şaftı dinamometre rotorunu tahrik eder. Dönme eksenine paralel oluklara sahip rotor, içerisinde sargılar bulunan stator içerisinde dönmektedir. Yükleme, statordaki sargılara doğru akım verilmesi ile başlatılır. Rotora açılan oluklar, aynı dişli çark gibi tepe noktaları oluşturduğundan, rotor belirli bir hızda

dönerken statordaki sargılarda terine Fuko manyetik akımları oluşturur. Bu akım statoru sürüklemek isteyeceğinden statorda karşı bir yük oluşur. Oluşan bu yük S tipi yük hücresine fren kolu ile moment(tork) iletilerek dinamometredeki tork değeri ölçüşmüş olur. Soğutma suyu, Fuko akımları ile ısındığından statoru soğutur. Motor yüklemesi, 230 V ile çalışan sabit hızlı yükleme ünitesi ile yapılır. Yük değeri, 0-50 kg arası ölçüm yapabilen S tipi yük hücresidir. Yük değeri, 4-20 mA akım şiddetinde çıkış değerleri arasında çalışan indikatör ile sağlanır. Yük değeri aralığı, akım şiddeti değerleri aralığı ile kalibre edilerek ölçümler yapılır.

#### 2.1.7.6 Efektif Motor Gücünün Hesaplanması

Efektif motor gücü, frenleme momenti ve açısal hız kullanılarak hesaplanarak bulunur. Kısaca, motoru durdurmak için harcanan toplam frenleme gücüdür. Deneyde, dinamometre yardımı ile ölçülmüştür.

$$N_e = \frac{2\pi N M_d}{60000}\ (kW) \qquad (2.\ 6)$$

#### 2.1.7.7 Termal Verim Hesaplanması

Termal verim, efektif gücün, sisteme verilen yakıtın enerjisine oranıdır.

$$\eta_e = \frac{N_e}{E_y} * 100 \qquad (2.\ 9)$$

#### 2.1.7.8 Volümetrik Verim Hesaplanması

Volümetrik verim bir çevrimin emme strokunda silindir içerine emilen havanın, silindirin toplam hacmini oranıdır.

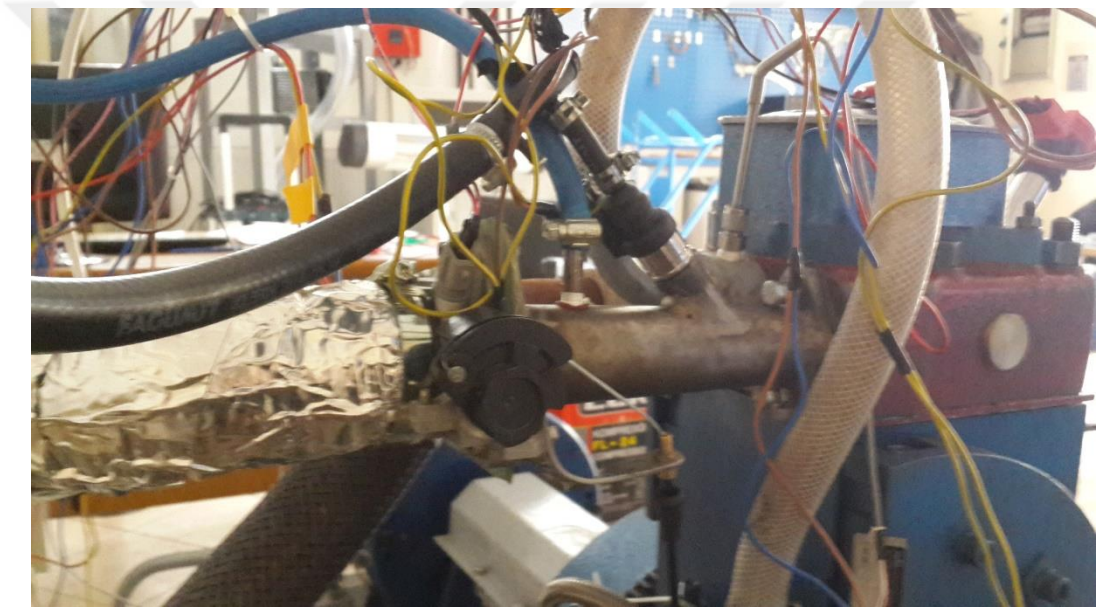
$$\eta_{vol} = \frac{Hava\ Debisi}{\frac{\pi * D^2 * L}{4} * \frac{N}{n * çevrim\ sayısı * 60}} * 100 \qquad (2.\ 10)$$

$$N = \frac{devir}{dakika}$$

$$n = 2(4\ zamanlı\ makina)$$

### 2.1.8 Deney Motorunda Hava, Yakıt Kullanımı ve Ateşleme Sistemi

Sistemde regülatör ile tanktan 2 bar basınca düşürülüp kullanılmıştır. Enjektör, tarafımızca imal edilen emme manifolduna kelebek valften hemen sonra monte edilmiştir. Sisteme verilen yakıt miktarı, enjektörü kontrol eden AEM yazılımındaki yakıt haritası ile kontrol edilmiştir. Emme manifoldundaki basınç sensörü (MAP) ile ölçülen değerler haritanın düşey ekseninde, manyetik hız algılayıcı ile ölçülen hız değerleri ise yatay ekseninde tanımlanmıştır. Emme havası ve motor hızının çakıştığı hücrede enjektörün açık kalma süresi ms cinsinden tanımlanır ve motora yakıt girişi bu sayede sağlanır. Şekil 2. 13'te motorun emme manifoldu ve üzerindeki kelebek valf ve enjektör gösterilmektedir.



Şekil 2. 12 Kelebek valf, emme manifoldu, enjektör

Ateşleme sisteminde, BERU marka bobin-ve buji akuple halde sisteme yerleştirilmiştir. Ateşleme avansı, AEM elektronik kontrol ünitesi ile çevrimin sıkıştırma strokunda ÜÖN'dan 26 KMA değeri kadar önce olarak belirlenmiştir. Ateşleme, bobini, dolayısı ile bujiyi kontrol eden AEM yazılımındaki ateşleme haritası ile kontrol edilmiştir. Emme manifoldundaki basınç sensörü (MAP) ile ölçülen değerler haritanın düşey ekseninde, manyetik hız algılayıcı ile ölçülen hız değerleri ise yatay ekseninde tanımlanmıştır. Emme havası ve motor hızının çakıştığı hücrede ateşleme avansı KMA cinsinden tanımlanır ve motora yakıt girişi bu sayede sağlanır.

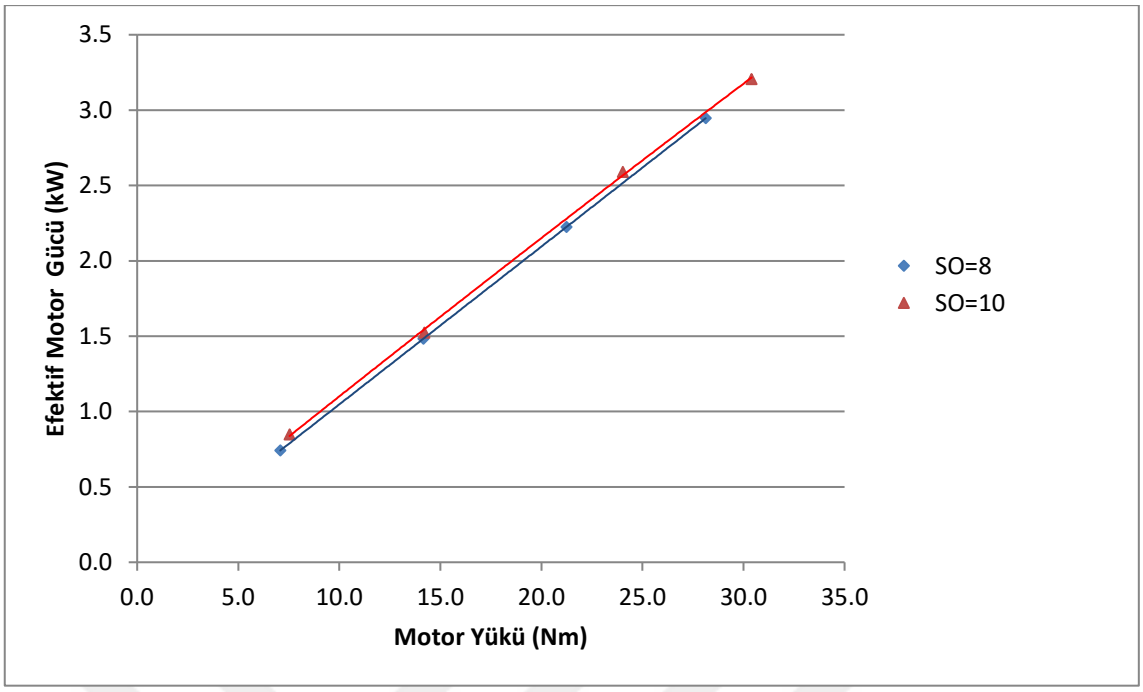
Deneyler, emme manifoldundaki kelebek valf tam açık pozisyonda olduğu durumda gerçekleştirilmiştir.

# BÖLÜM 3

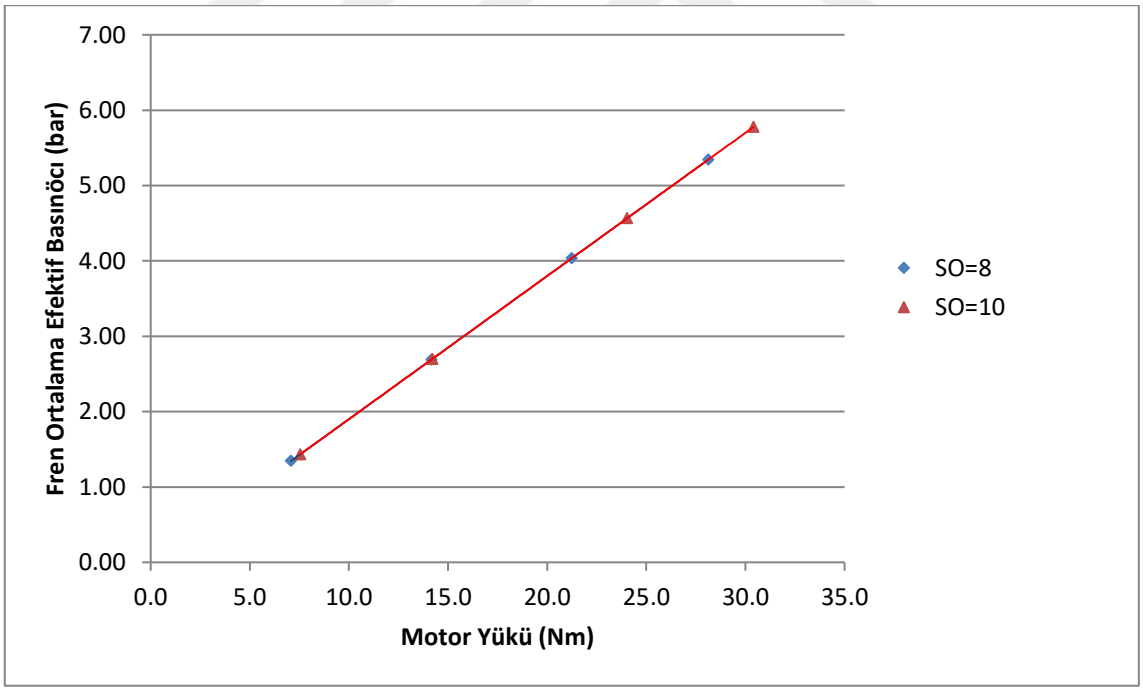
## ARAŞTIRMA BULGULARI

Deneysel çalışmaların başlayabilmesi ve motorun hızının kararlı hale gelebilmesi, motorun ısınması için motor yüksüz vaziyette 15 dakika süre ile çalıştırılmıştır. Bu süre sonunda motor bloğu 90 °C sıcaklığa ulaşmıştır ve sabitlenmiştir. Bu değer motorun rejim sıcaklığı olarak belirlenmiştir. Bu verilere göre motor dönme sayısı 15 dakika sonunda sabitlenmiş olup bu süre, deneysel çalışmalar için motorun rejim süresi olarak belirlenmiştir.

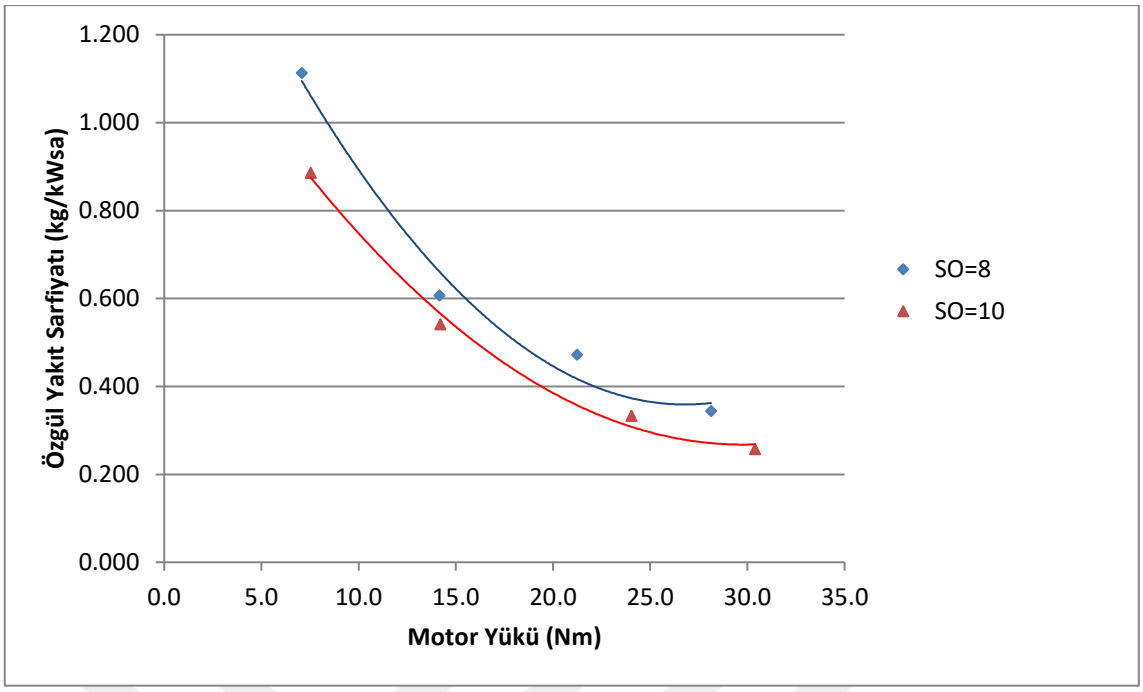
Aşağıda görüldüğü üzere CNG yakıtı kullanıldığı durumda motorun performansı, sabit hız deneyleri vasıtası ile incelenmiştir. Motor üç farklı hızda ve iki farklı sıkıştırma oranında olmak üzere altı farklı kombinasyonda çalıştırılmıştır ve her durumda dinamometre ile lineer bir şekilde 7,25; 14,5; 21,75; 29 Nm tork değerleri ile yüklenmiştir. Bu yük değerlerindeki performans değerleri deneysel sonuçlarımızı oluşturmaktadır. Daha sonra motorun CNG yakıtı ile çalıştırıldığı durumdaki hıza bağlı performans değerleri benzin yakıtı ile çalıştırıldığı durumdaki değerlerle kıyaslanmıştır. Şekil 3.1-3.6 arasında performans eğrileri verilmektedir.



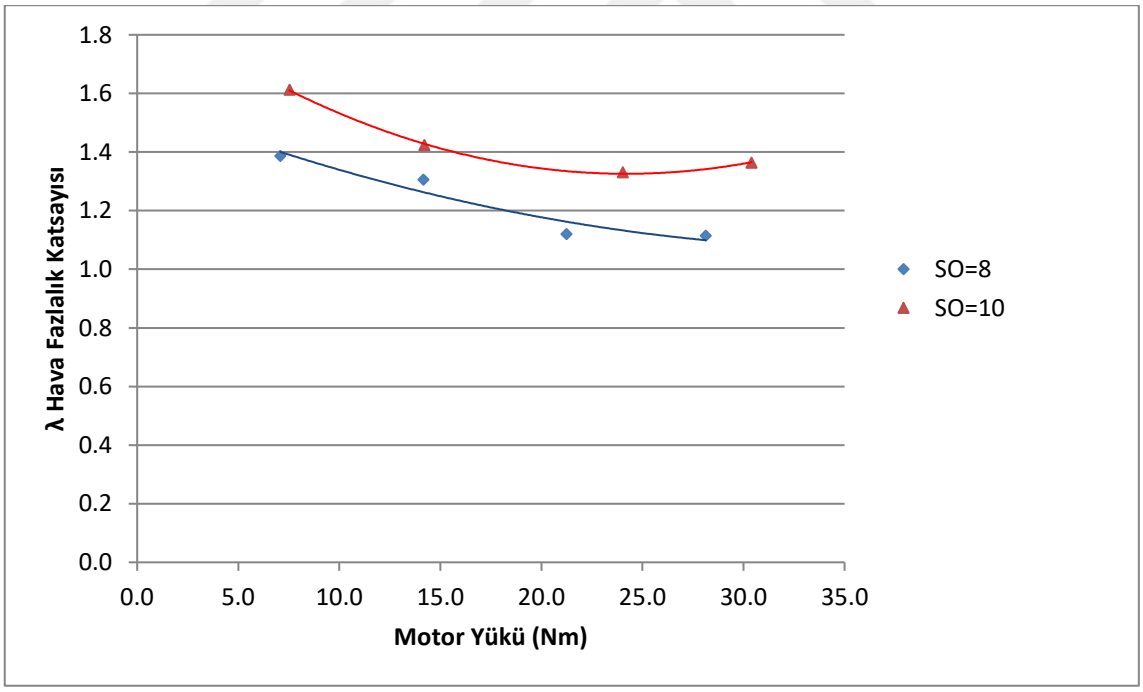

Şekil 3. 1 1000 dev/dak hızında motor yüküne bağlı efektif motor gücü eğrisi



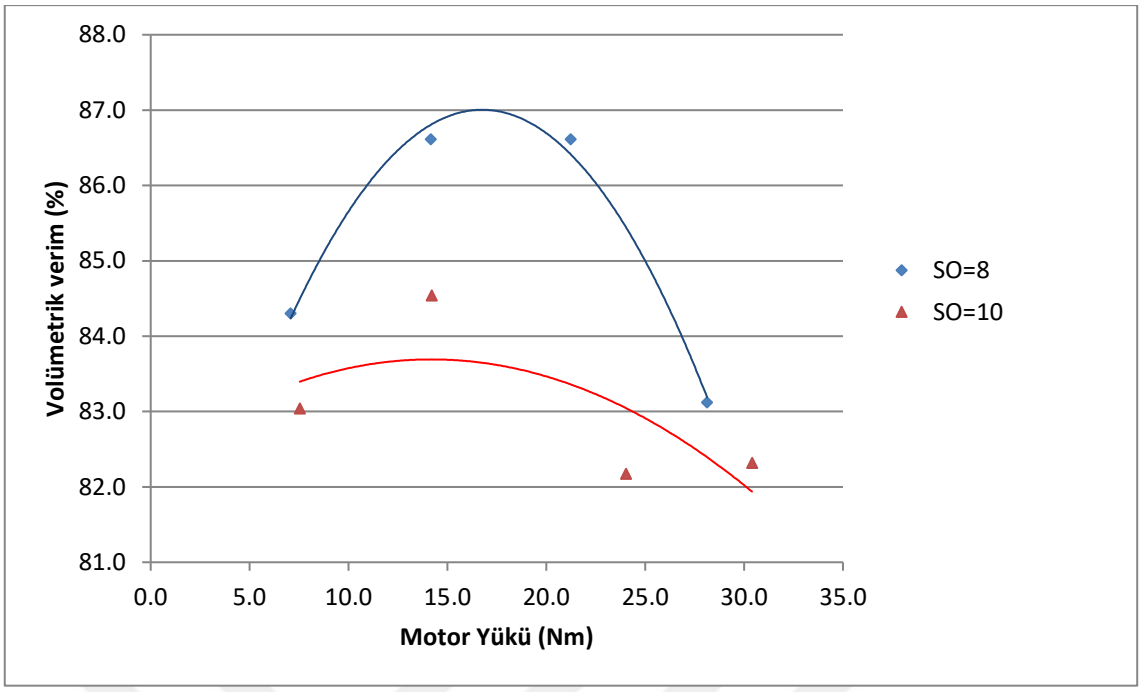

Şekil 3. 2 1000 dev/dak hızında motor yüküne bağlı fren ortalama efektif basıncı eğrisi



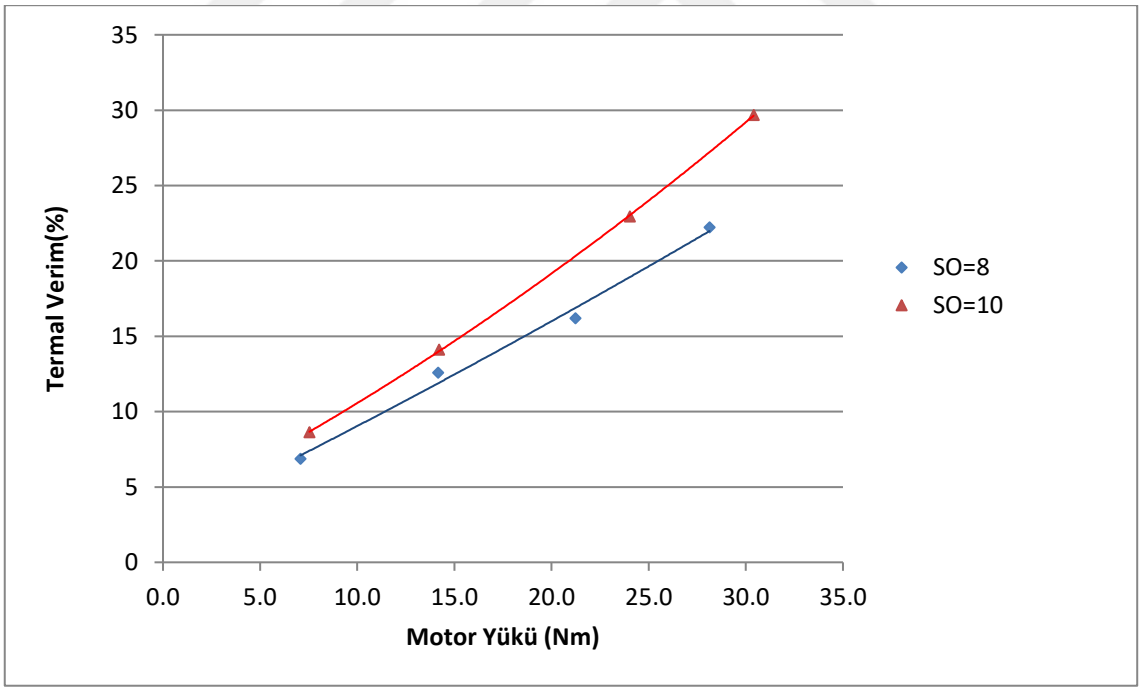

Şekil 3. 3 1000 dev/dak hızında motor yüküne bağlı özgül yakıt sarfiyatı eğrisi




Şekil 3. 4 1000 dev/dak hızında motor yüküne bağlı hava fazlalık katsayısı eğrisi



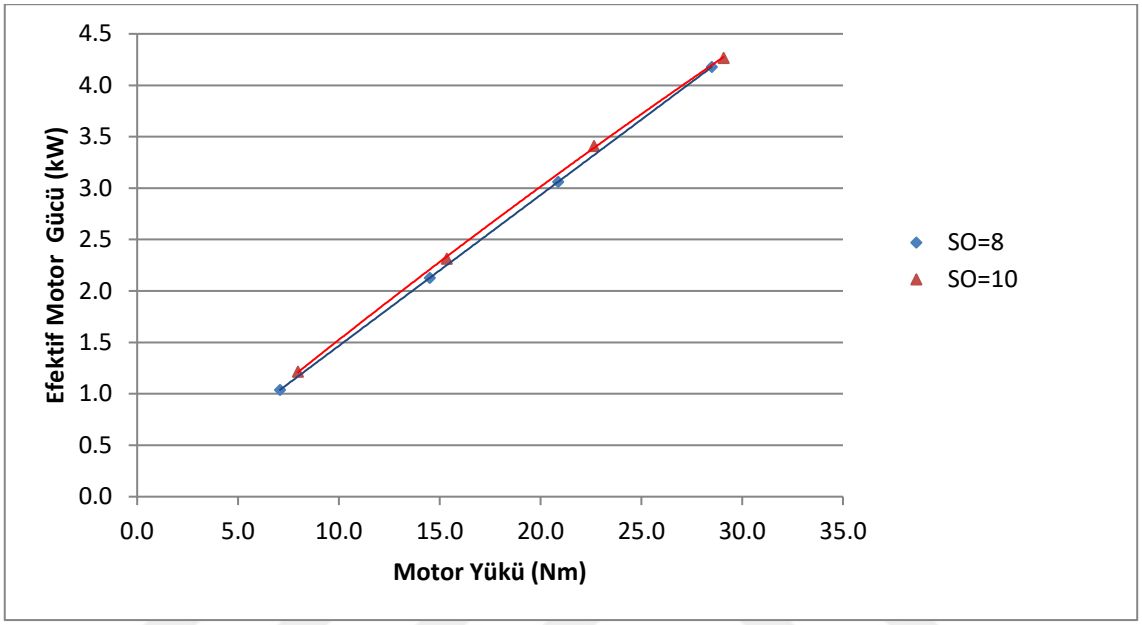

Şekil 3. 5 1000 dev/dak hızında motor yüküne bağlı volümetrik verim eğrisi



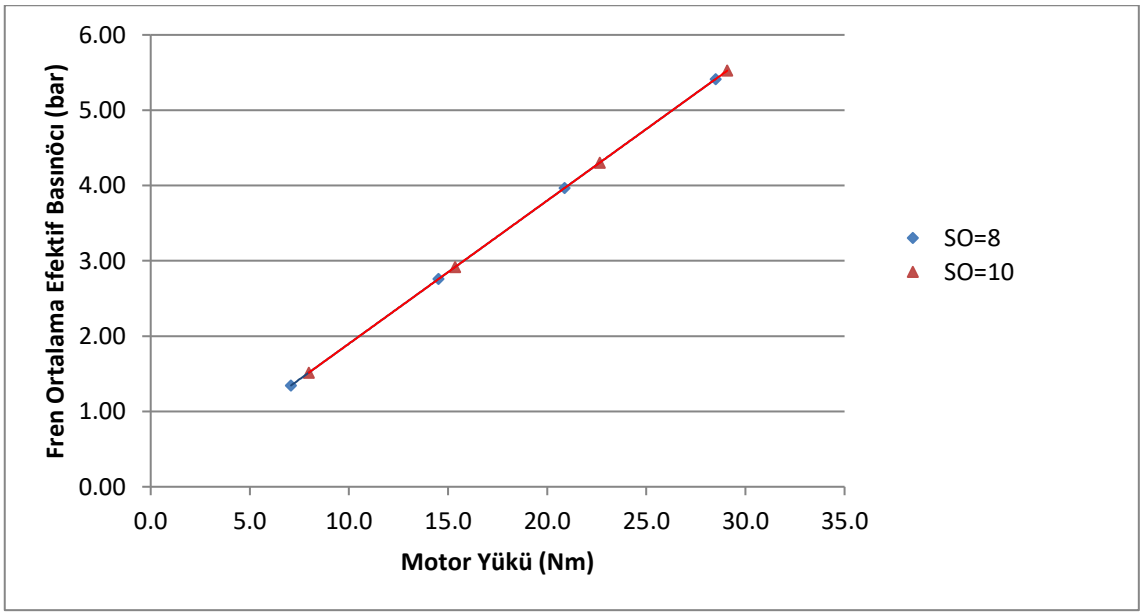

Şekil 3. 6 1000 dev/dak hızında motor yüküne bağlı termal verim eğrisi

Şekil 3. 1; 3. 2; 3. 3; 3. 4; 3. 5; 3. 6'da görüldüğü üzere 1000 dev/dak hızında motor sabit tutularak farklı dinamometre yüklerin ile yüklenmiştir. SO 10 iken daha az yakıt tükettiği ve hava fazlalık katsayısının arttığı, daha fakir karışım kullanılabileceği

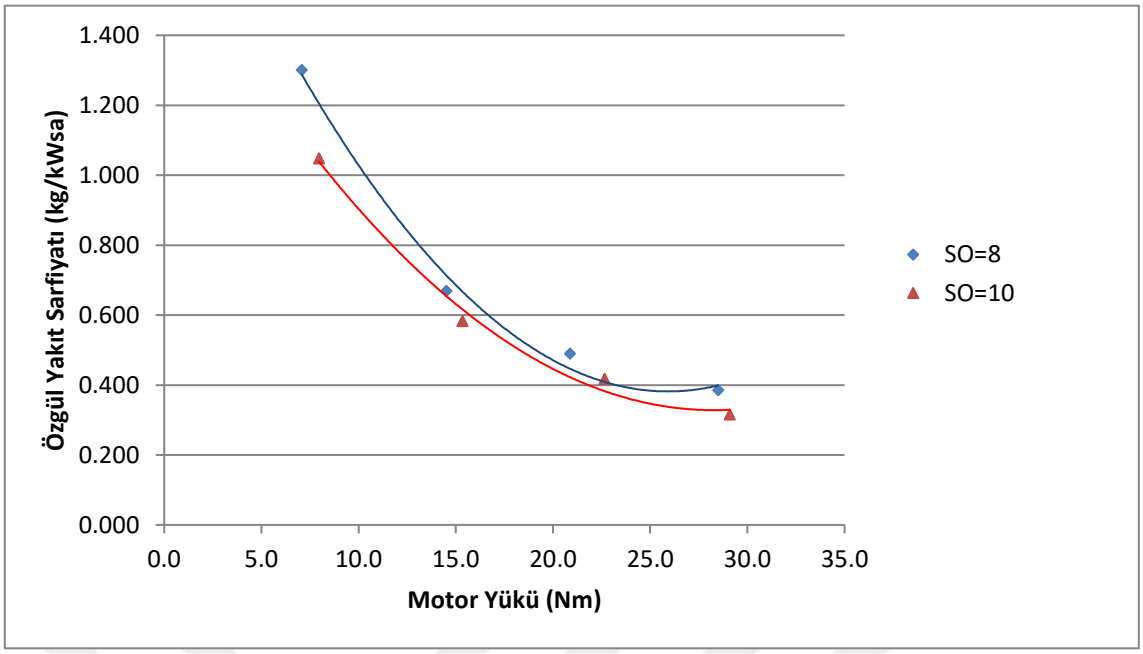
gözlemlenmiştir. Özgül yakıt sarfiyatının, yük ile birlikte azaldığı saptanmıştır. Efektif güçteki artış fren ortalama efektif basıncındaki artışa göre daha fazla gözükmektedir. Volümetrik verim, SO 8 durumunda 10'a kıyasla daha fazla hesaplanmıştır. Orta yüklerde artış gözlemlenmiştir. Uç yüklerde ise azalma gözlemlenmiştir. Termal veri, SO 10 iken daha fazladır. Yük ile birlikte artmaktadır.



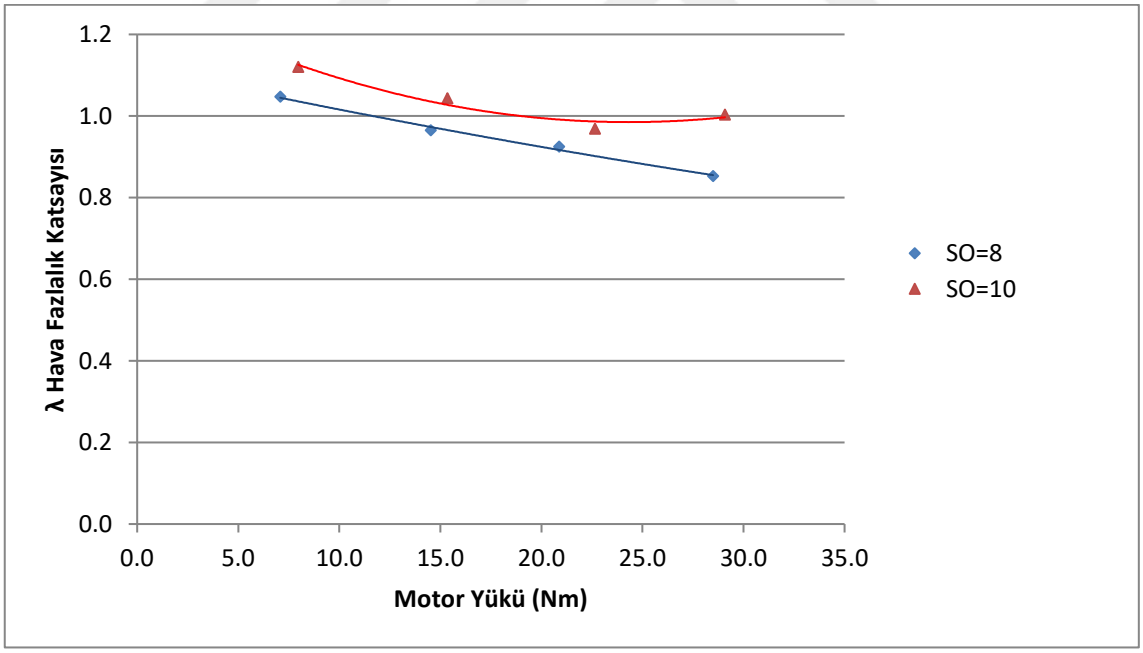

Şekil 3. 7 1400 dev/dak hızında motor yüküne bağlı efektif motor gücü eğrisi



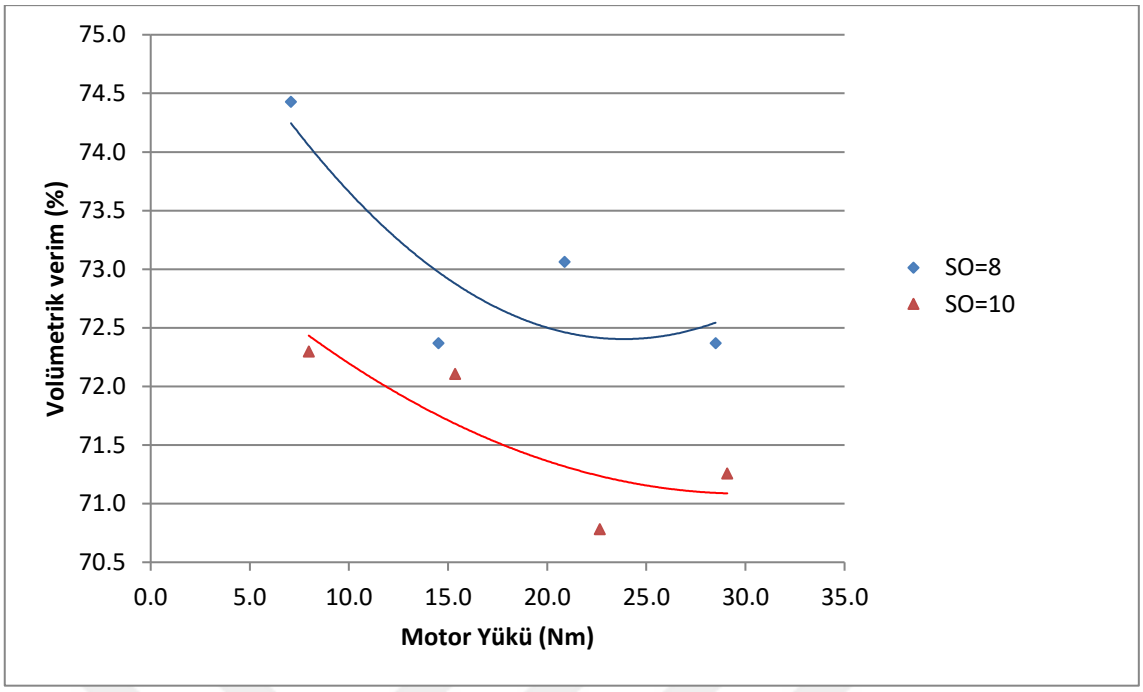

Şekil 3. 8 1400 dev/dak hızında motor yüküne bağlı fren ortalama efektif basıncı eğrisi



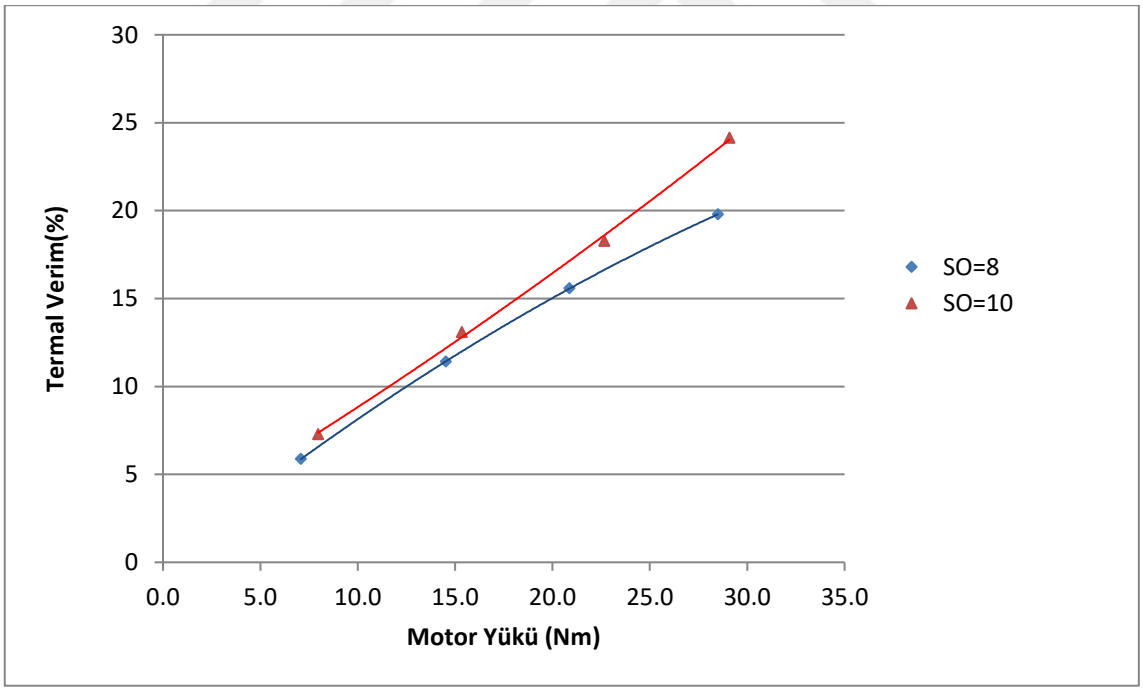

Şekil 3. 9 1400 dev/dak hızında motor yüküne bağlı özgül yakıt sarfiyatı eğrisi




Şekil 3. 10 1400 dev/dak hızında motor yüküne bağlı hava fazlalık katsayısı eğrisi



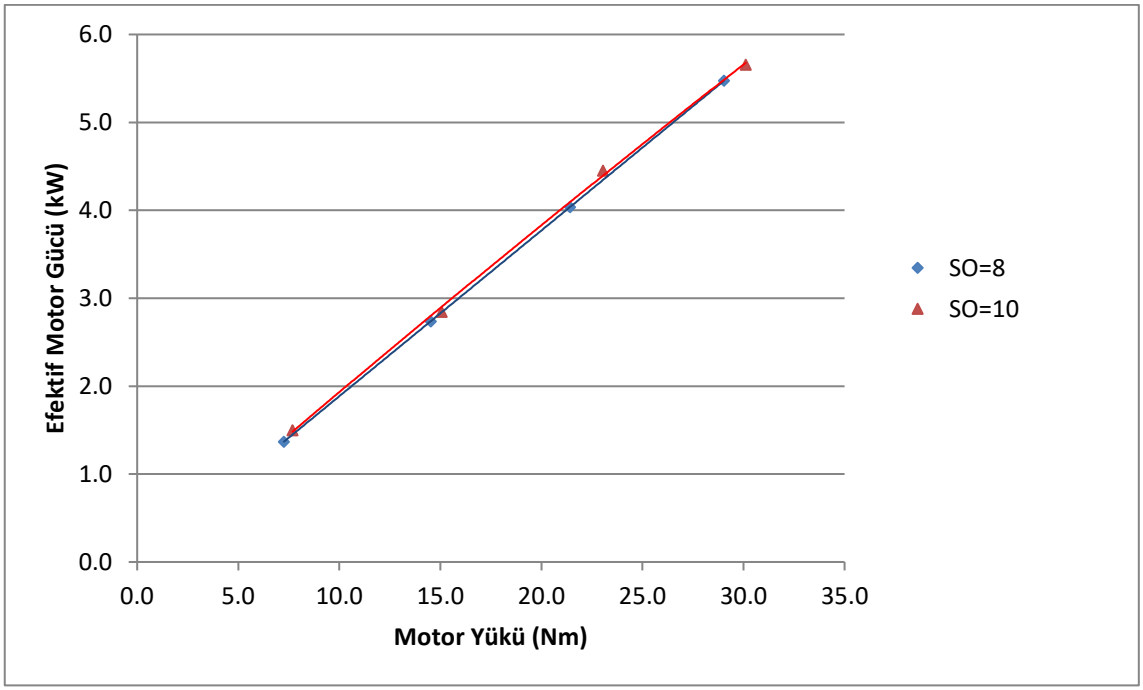

Şekil 3. 11 1400 dev/dak hızında motor yüküne bağlı volümetrik verim eğri



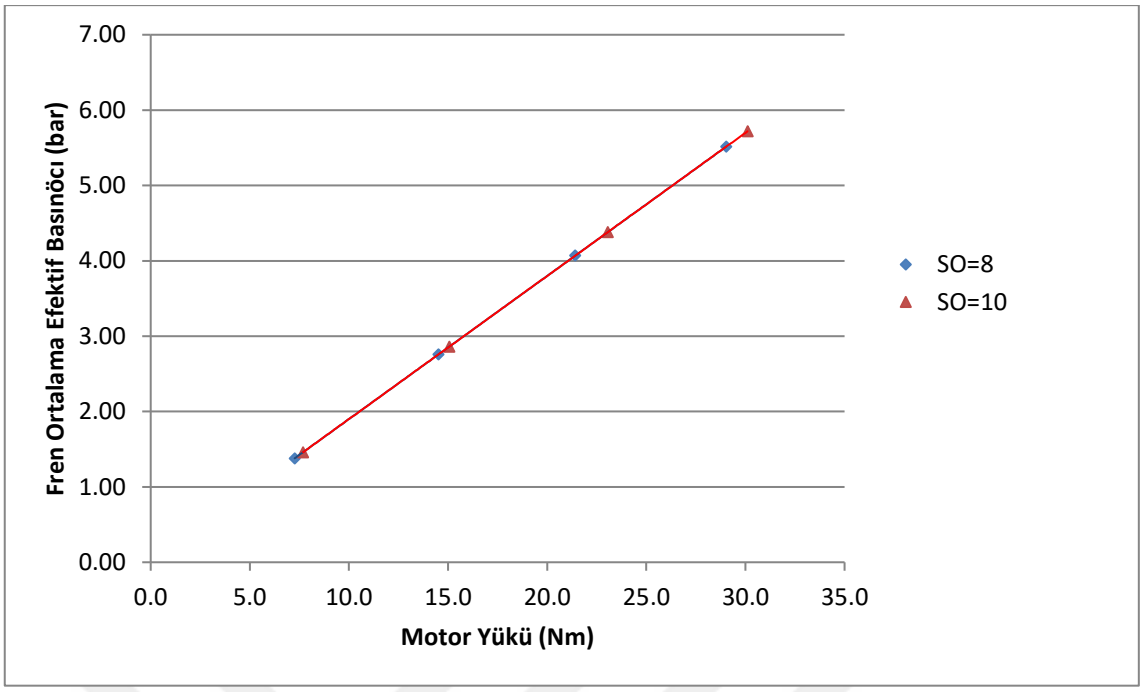

Şekil 3.12 1400 dev/dak hızında motor yüküne bağlı termal verim eğrisi

Şekil 2. 17, 2. 18, 2. 19, 2. 20, 2. 21, 2. 22 de görüldüğü üzere 1400 dev/dak hızında motor sabit tutularak farklı dinamometre yükleri ile yüklenmiştir. SO 10 iken daha az yakıt tükettiği ve hava fazlalık katsayısının arttığı, daha fakir karışım kullanılabileceği

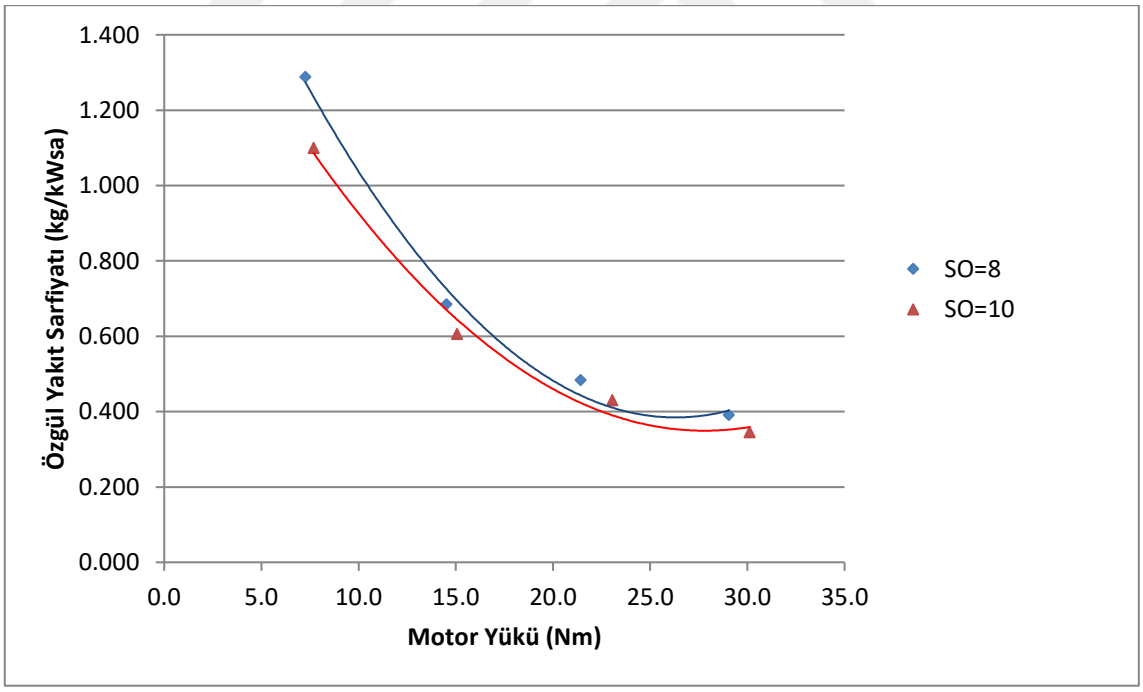
gözlemlenmiştir. Özgül yakıt sarfiyatının, yük ile birlikte azaldığı saptanmıştır. Efektif güçteki artış fren ortalama efektif basıncındaki artışa göre daha fazla gözükmektedir. Volümetrik verim, SO 8 durumunda 10'a kıyasla daha fazla hesaplanmıştır. Yük artışıyla birlikte volümetrik verimde azalma gözlemlenmiştir. Termal verim, yakıt sarfiyatının azalmasından dolayı, SO 10 iken daha fazladır. Yük ile birlikte artış göstermektedir. Termal verimler arasındaki fark, 1000 dev/dak hızına göre daha azdır.



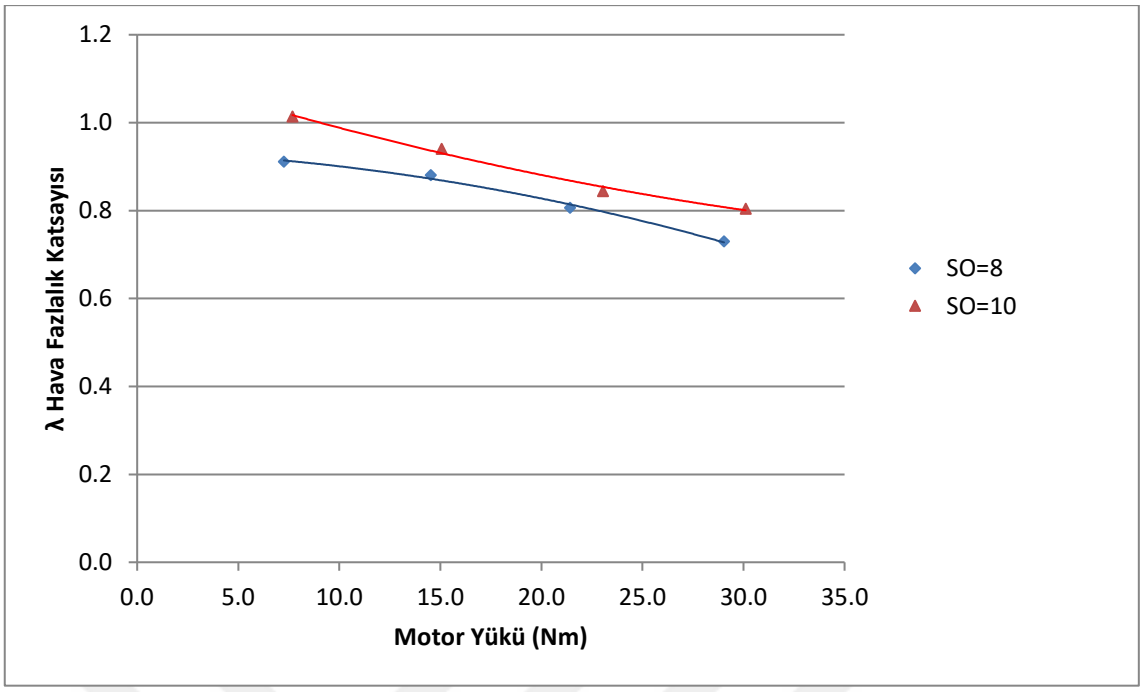

Şekil 3. 13 1800 dev/dak hızında motor yüküne bağlı efektif motor gücü eğrisi



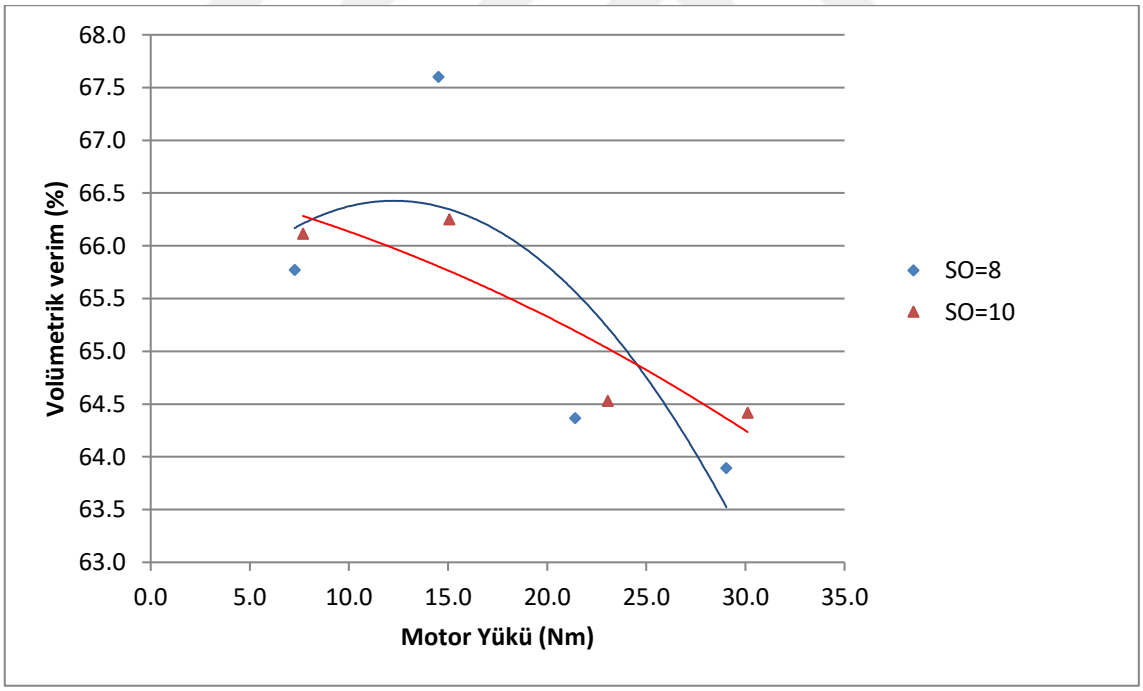

Şekil 3. 14 1800 dev/dak hızında motor yüküne bağlı fren ortalama efektif basıncı eğrisi



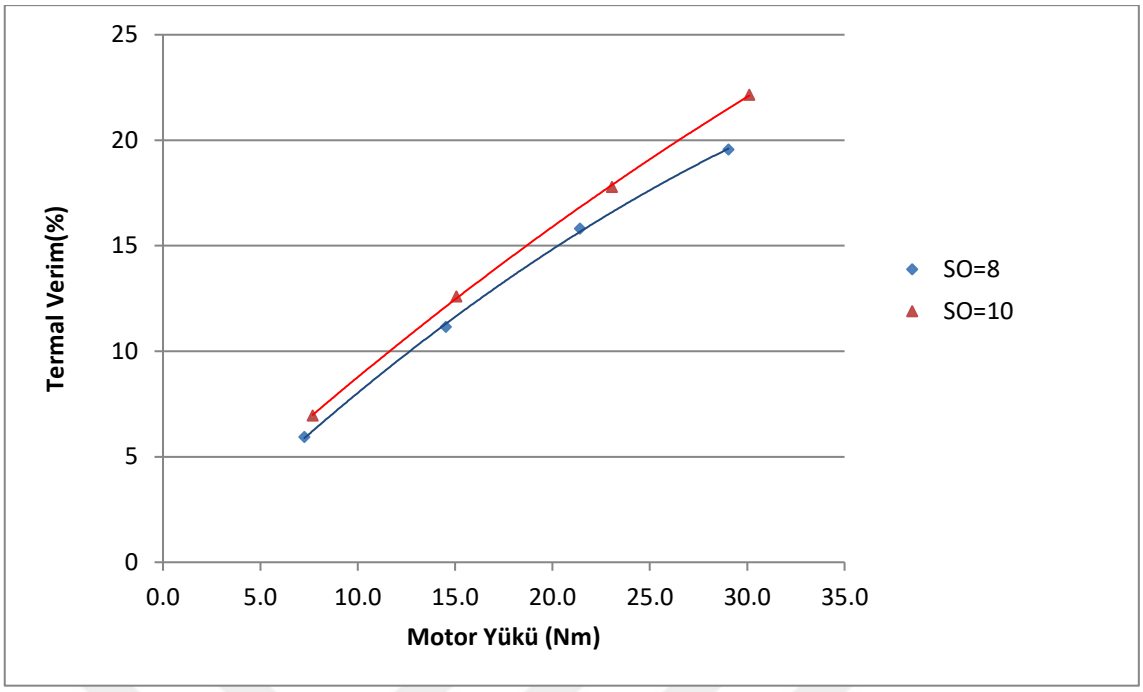

Şekil 3. 15 1800 dev/dak hızında motor yüküne bağlı özgül yakıt sarfiyatı eğrisi




Şekil 3. 16 1800 dev/dak hızında motor yüküne bağlı hava fazlalık katsayısı eğrisi



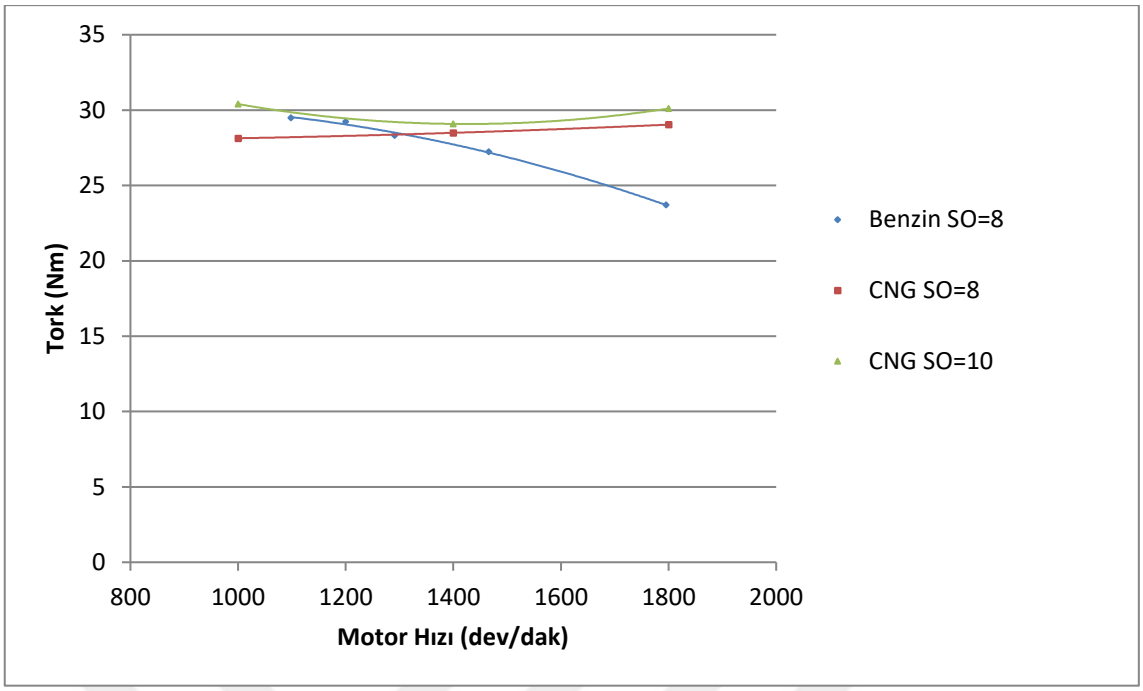

Şekil 3. 17 1800 dev/dak hızında motor yüküne bağlı efektif motor volümetrik verim eğrisi



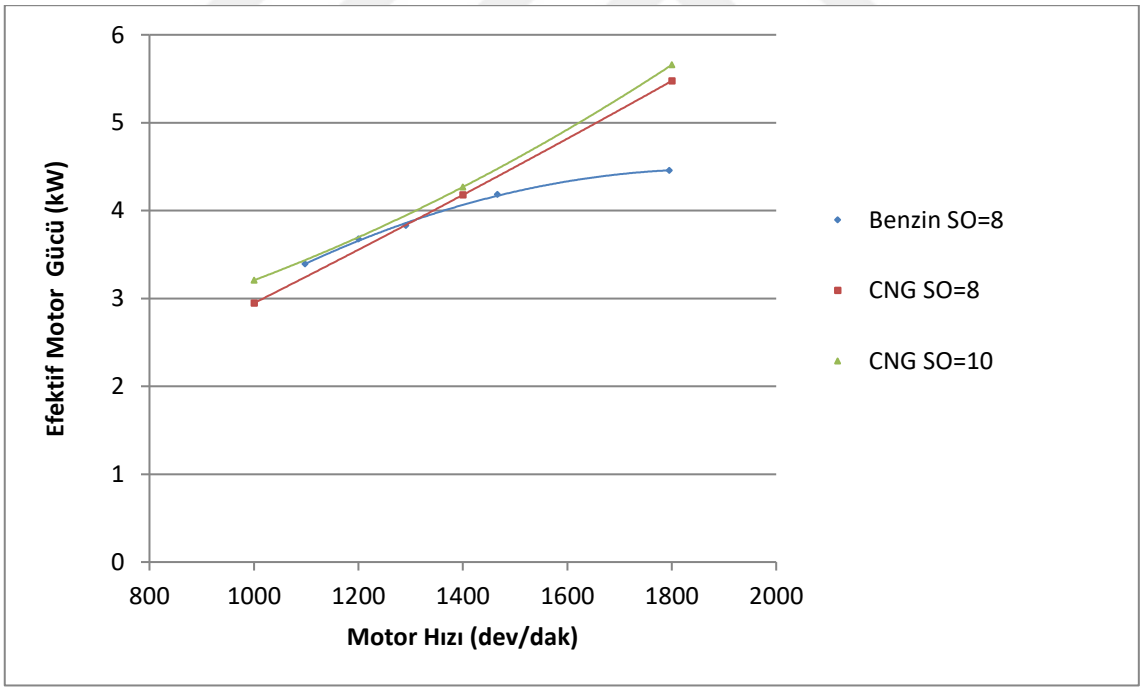

Şekil 3. 18 1800 dev/dak hızında motor yüküne bağlı termal verim eğrisi

Şekil 2. 23, 2. 24, 2. 25, 2. 26, 2. 27, 2. 28'de görüldüğü üzere 1800 dev/dak hızında motor sabit tutularak farklı dinamometre yüklerinle yüklenmiştir. SO 10 iken daha az yakıt tükettiği ve hava fazlalık katsayısının arttığı, daha fakir karışım kullanılabileceği gözlemlenmiştir. Özgül yakıt sarfiyatının, yük ile birlikte azaldığı saptanmıştır. Efektif güçteki artış fren ortalama efektif basıncındaki artışa göre daha fazla gözükmektedir. Volümetrik verim, SO 10 durumunda 8'e kıyasla daha fazla hesaplanmıştır. SO 8 iken yükle birlikte önce artma sonrasında azalma gözlemlenmiştir. Termal verim, yakıt sarfiyatının azalmasından dolayı, SO 10 iken daha fazladır. Yük ile birlikte artış göstermektedir. Termal verimler arasındaki fark, 1000 dev/dak hızına göre daha azdır.

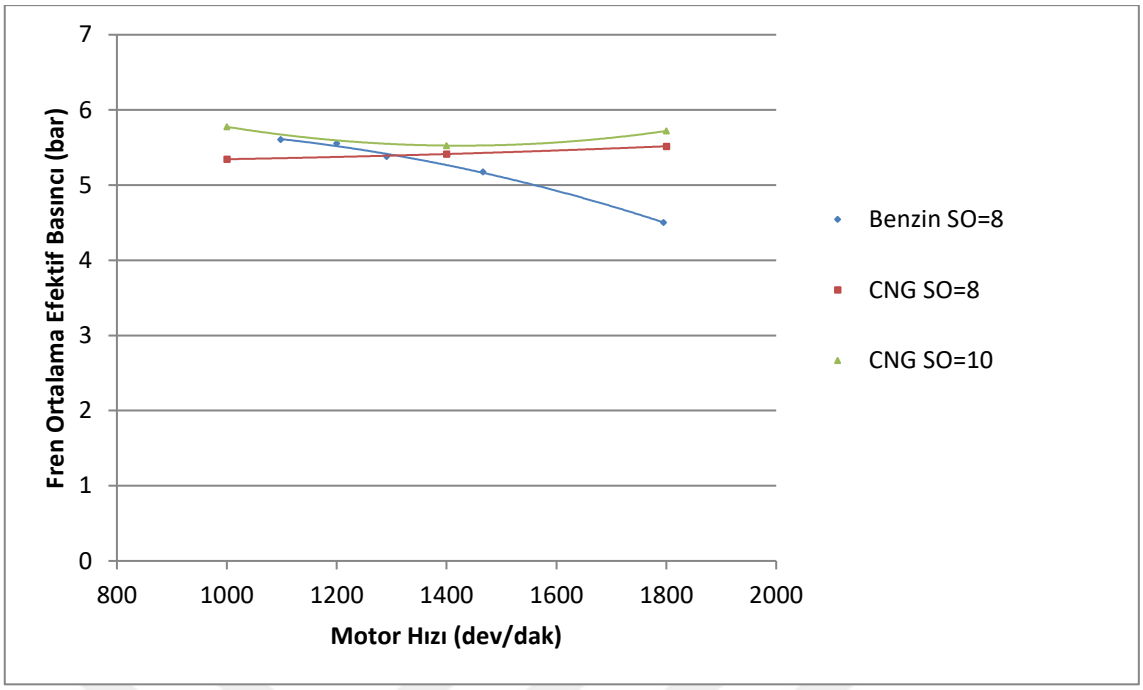
Şekil 3. 19, 3. 20, 3. 21, 3. 22, 3. 23, 3. 24, 3. 25'te motorun benzin yakıtı ile çalıştığı durumda SO 8 iken ve CNG yakıtı ile çalıştırıldığında SO 8 ve 10 iken ki tork, efektif motor gücü, fren ortalama efektif basıncı, özgül yakıt sarfiyatı, hava fazlalık katsayısı, volümetrik verim ve termal verim eğrileri gösterilmektedir.



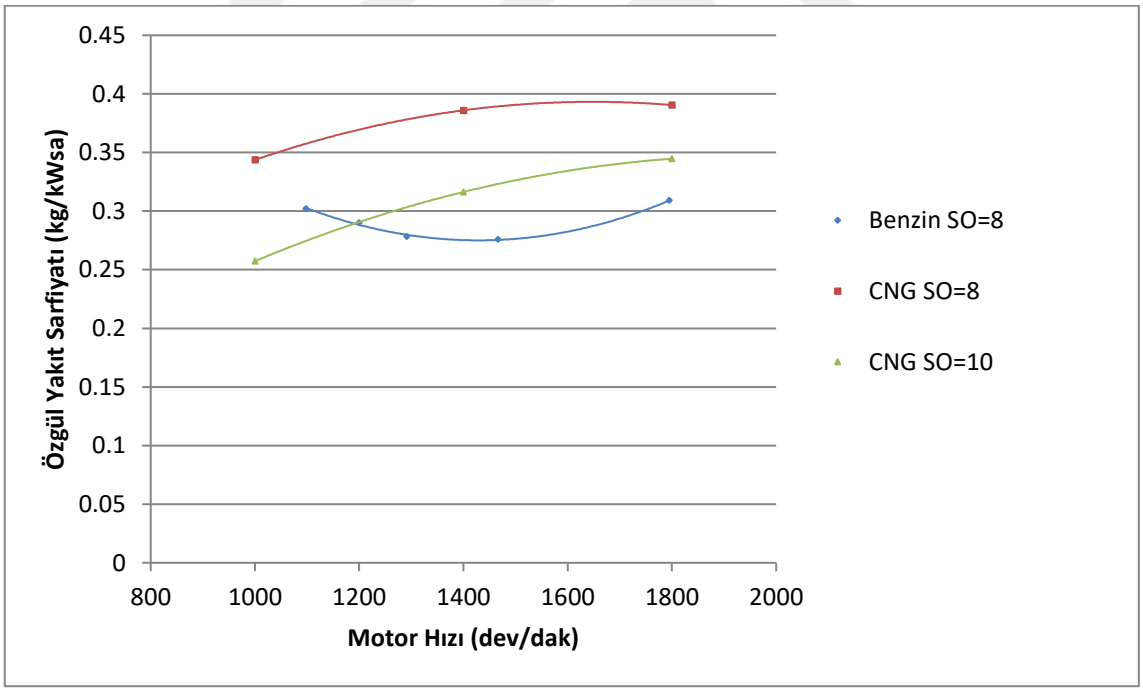

Şekil 3. 19 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda tork eğrisi



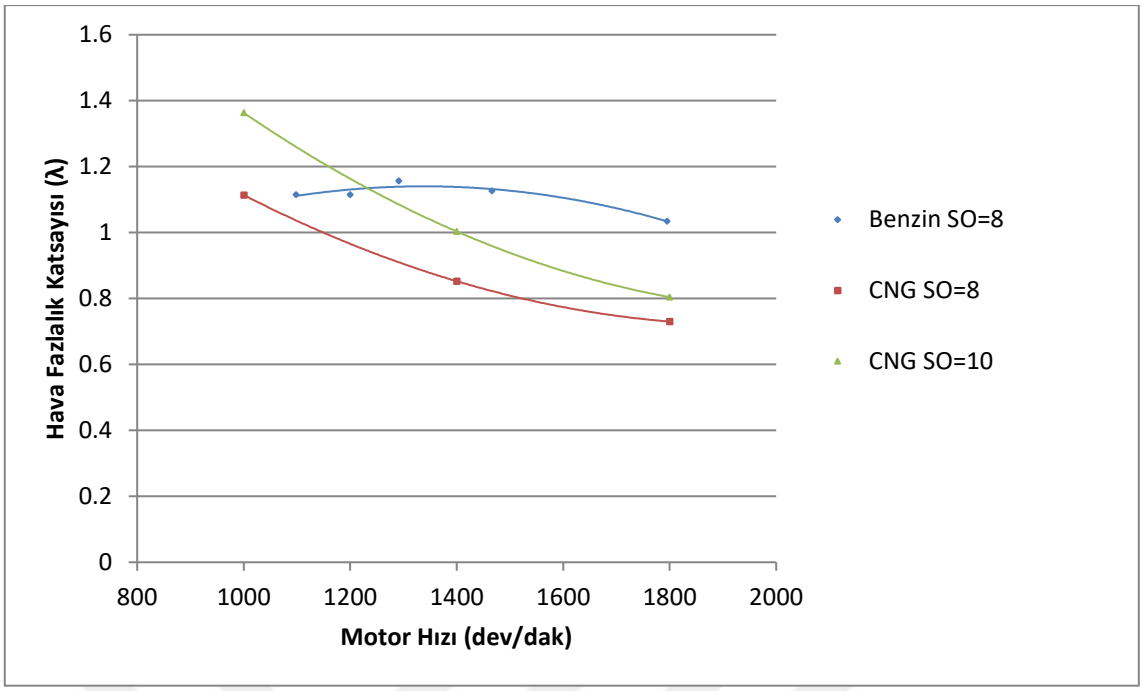

Şekil 3. 20 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda efektif motor gücü eğrisi



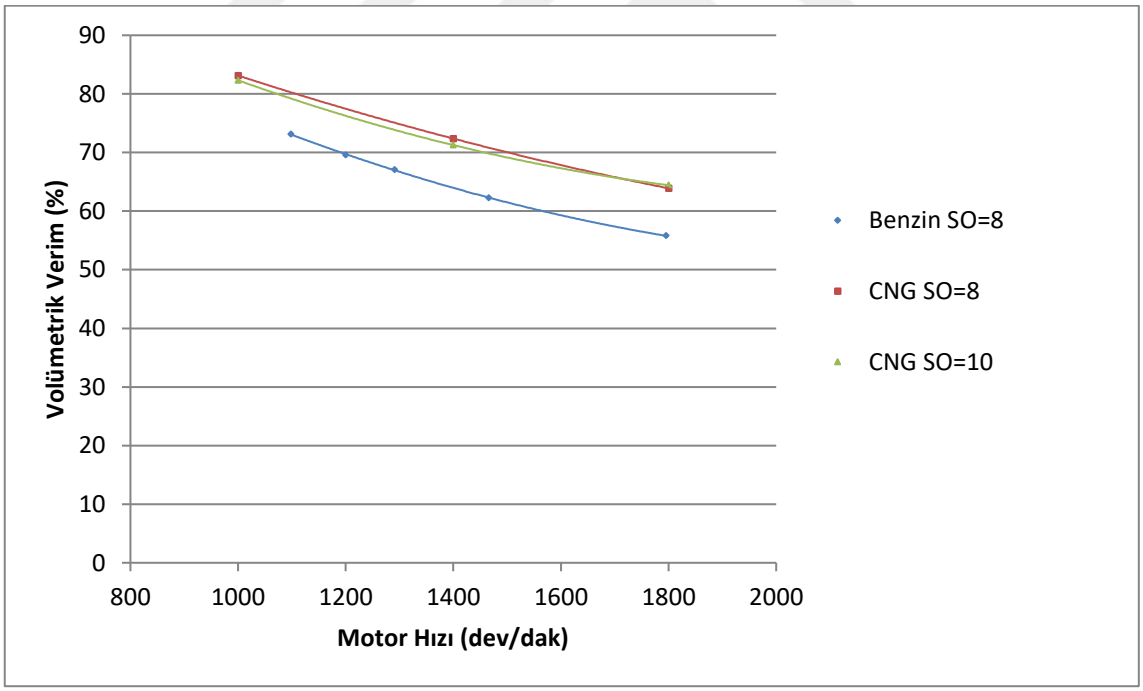

Şekil 3. 21 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda fren ortalama efektif basıncı eğrisi



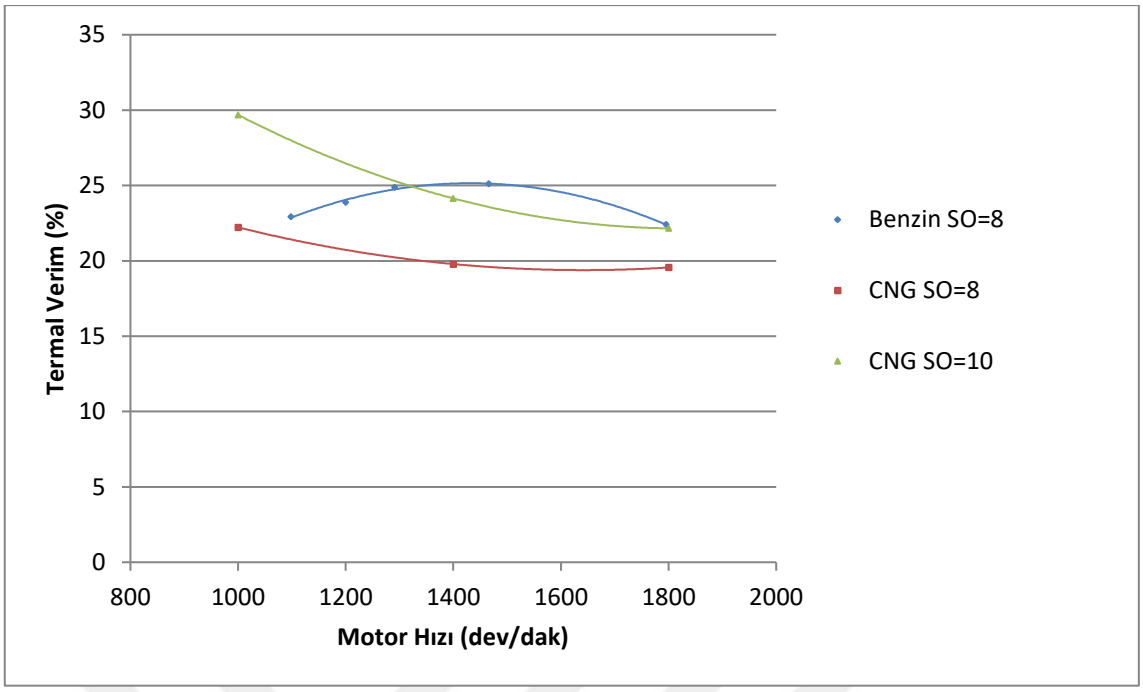

Şekil 3. 22 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda özgül yakıt sarfiyatı eğrisi




Şekil 3. 23 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda hava fazlalık katsayısı eğrisi




Şekil 3. 24 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda volümetrik verim eğrisi




Şekil 3. 25 Benzin ve CNG yakıtlı durumlarda termal verim eğrisi

Şekil 3. 19 ve 3. 21'de görüldüğü üzere motorun CNG yakıtı ile çalıştırıldığı durumlarda tork ve fren ortalama efektif basıncı değerleri hızla birlikte azalma göstermez iken benzin yakıtı ile çalıştığı durumda belirgin bir azalma gözlemlenmiştir.

Şekil 3. 20'de görüldüğü üzere motorun CNG yakıtı ile çalıştırıldığı durumlarda efektif güç değerlerinin hız ile birlikte artma oranı, benzin yakıtı ile çalıştırıldığı durumdaki artma oranından daha yüksektir.

Şekil 3. 22'de görüldüğü üzere motorun CNG yakıtı ile çalıştırıldığı durumlarda özgül yakıt sarfiyatı değerleri hızla birlikte azalarak artan karakteristiğe sahip iken benzin ile çalıştığı durumda önce azalma sonra artma gözlemlenmiştir.

Şekil 3. 23 ve 3. 25'te görüldüğü üzere motorun CNG yakıtı ile çalıştırıldığı durumlarda hava fazlalık katsayısı ve termal verim değerleri hızla birlikte azalarak azalan karakteristiğe sahip iken benzin yakıtı ile çalıştığı durumda önce artma sonra azalma görülmüştür.

Şekil 3. 24'te görüldüğü üzere motorun CNG yakıtı ile çalıştırıldığı durumlardaki volümetrik verim değerleri benzin yakıtı ile çalıştığı durumdaki değerlere göre daha yüksektir ve tüm durumlarda hız ile birlikte azalma gözlemlenmiştir.

# BÖLÜM 4

## SONUÇLAR

Deneyde, iki farklı sıkıştırma oranı, her sıkıştırma oranında üç hız değeri, her hız değerinde de dört farklı yük değeri ile motor yüklenmiş olup toplamda 24 farklı veri konumu mevcuttur.

Deney sonuçları incelendiğinde efektif güç ve fren ortalama efektif basınç değerleri SO 8'den 10'a çıkarıldığında artış gözlemlenmiştir. Özgül yakıt sarfiyatının SO'nın 10 olduğu durumda 8 olduğu duruma göre daha düşük olmasından dolayı SO 10 durumunun SO 8 durumuna kıyasla daha efektif olduğu kanısına varılmıştır.

Tüm hız ve sıkıştırma oranı durumlarında, dinamometre yükü artışı ile birlikte, termal verimde de artış gözlemlenmiştir. Motor yüklenmediği durumda üretilen güç hiçbir yere harcanmadığından verimsiz çalışması, bunu kanıyı oluşturan sebepler arasındadır.

Hız artışı ile birlikte, özgül yakıt sarfiyatında artma ve termal verimde azalma gözlemlenmiştir. Hız 1400 dev/dak ya çıkartıldığında verim bir miktar azalmış, 1800 dev/dak ya çıkartıldığında ise minimum değerini görmüştür.

Motor yükünün ve motor hızının artması ile birlikte, hava fazlalık katsayısında azalma görülmektedir. Bu karışımın artan yük ile birlikte zenginleştiğini göstermektedir.

Yüksek hızlarda her iki sıkıştırma oranında da volümetrik verimde bir azalma görülürken, motorun sıkıştırma oranı 10 iken daha kararlı bir şekilde çalıştığı sonucuna ulaşılmıştır.

Motor yükünün ve motor hızının artması ile birlikte volümetrik verimde azalma gözükmektedir. Artan hız, çevrim süresinin kısalmasına sebep olmaktadır. Aşırı

doldurmasız motorlarda silindir içerisine giren hava miktarını pistonun aşağı hareketi belirler. Pistonun hareket hızının artması ile birlikte içeri giren hava debisinin artma oranı, çevrim süresinin azalması ile içeri giren hava miktarının azalma oranından az olduğu için, hız arttıkça volümetrik verim de bu yüzden azalmaktadır. Sadece 1 emme valfi bulunması da önemli bir etkendir.

Daha sonra motorun CNG yakıtı ile çalıştırıldığı durumdaki performans değerleri benzin yakıtı ile çalıştırıldığı durumdaki değerlerle kıyaslanmıştır.

Güç, basınç ve tork değerleri düşük hızlarda birbirine yakın iken yüksek hızlarda CNG yakıtı ile daha yüksek değerler elde edilmiştir.

Özgül yakıt sarfiyatı ve termal verim değerleri, düşük hızlarda motorun CNG yakıtı ile SO 10 iken çalıştırıldığı durumda benzin yakıtı ile çalıştırıldığı duruma kıyasla daha az iken hız arttıkça benzin yakıtı ile çalıştırıldığı durumda daha az özgül yakıt sarfiyatı gözlemlenmiştir.

Benzin yakıtı ile çalıştırıldığı durumun volümetrik verimi CNG yakıtı ile çalıştırıldığı duruma kıyasla daha azdır.

## KAYNAKLAR


[1] Zhang, D., (2010). “Direct injection natural gas engines”, Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development, Elsevier, 199–228.

[2] Pirker, G. ve Wimmer, A., (2017). “Sustainable power generation with large gas engines”, Energy Convers. Manag., 149:1048–1065.

[3] Kakaee, A. H. ve Paykani, A., (2013). “Research and development of natural-gas fueled engines in Iran”, Renew. Sustain. Energy Rev., 26:805–821.

[4] Khan, M. I., Yasmin, T. ve Shakoor, A., (2015). “Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel”, Renew. Sustain. Energy Rev., 51:785–797.

[5] Srivastava, D. K. ve Agarwal, A. K., (2014). “Comparative experimental evaluation of performance, combustion and emissions of laser ignition with conventional spark plug in a compressed natural gas fuelled single cylinder engine”, Fuel, 123:113–122.

[6] Movahed, M. M., Tabrizi, H. B. ve Mirsalim, M., (2014). “Experimental investigation of the concomitant injection of gasoline and CNG in a turbocharged spark ignition engine”, Energy Convers. Manag., 80:126–136.

[7] Kalam, M. A. ve Masjuki, H. H., (2011). “An experimental investigation of high performance natural gas engine with direct injection”, Energy, 36:5:3563–3571.

[8] Cho, H. M. ve He, B. Q., (2007). “Spark ignition natural gas engines—A review”, Energy Convers. Manag, 48:2:608–618.

[9] Woodyard, D. F., (2009). "Pounder’s marine diesel engines and gas turbines, 9. ed.", Amsterdam: Elsevier.

[10] Ferguson, C. R. ve Kirkpatrick, A. T., (2015). "Internal combustion engines: applied thermosciences, Third edition.", Chichester, West Sussex: Wiley.

[11] Heywood, J. B., (1988). "Internal combustion engine fundamentals", New York: McGraw-Hill.

[12] Turns, S. R., (2011). "An introduction to combustion: concepts and applications, 3. ed.", Boston: McGraw-Hill.

[13] Aslam, M., Masjuki, H., Kalam, M., Abdesselam, H., Mahlia, T. ve Amalina, M., (2006). “An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle”, Fuel, 85:5–6:717–724.

[14] Pourkhesalian, A. M., Shamekhi, A. H. ve Salimi, F., (2010). “Alternative fuel and gasoline in an SI engine: A comparative study of performance and emissions characteristics”, Fuel, 89:5:1056–1063.

[15] Korakianitis, T., Namasivayam, A. M. ve Crookes, R. J., (2011). “Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions”, Prog. Energy Combust. Sci, 37:1:89–112.

[16] Jahirul, M. I., Masjuki, H. H., Saidur, R., Kalam, M. A., Jayed, M. H. ve Wazed, M. A., (2010). “Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine”, Appl. Therm. Eng., 30:14–15:2219–2226.

[17] Poompipatpong, C. ve Cheenkachorn, K., (2011). “A modified diesel engine for natural gas operation: Performance and emission tests”, Energy, 36:12:6862–6866.

[18] Liu, Y., Yeom, J. ve Chung, S., (2013). “A study of spray development and combustion propagation processes of spark-ignited direct injection (SIDI) compressed natural gas (CNG)”, Math. Comput. Model, 57:1–2:228–244.

[19] Kakaee, A. H., Paykani, A. ve Ghajar, M., (2014). “The influence of fuel composition on the combustion and emission characteristics of natural gas fueled engines”, Renew. Sustain. Energy Rev., 38:64–78.

[20] Fawzi, M., Hashim, M. N., Zulkifli, F. H. ve Amirnordin, S. H., (2014). “Optimizing the Ignition Timing of a Converted CNG Mono-Gas Engine”, Appl. Mech. Mater., 554:474–478.

[21] Putrasari, Y., Praptijanto, A., Nur, A., Wahono, B. ve Santoso, W. B., (2015). “Evaluation of Performance and Emission of SI Engine Fuelled with CNG at Low and High Load Condition”, Energy Procedia, 68:147–156.

[22] Tahir, M. M., Ali, M. S., Salim, M. A., Bakar, R. A., Fudhail, A. M., Hassan, M. Z. ve Abdul Muhaimin, M. S., (2015). “Performance Analysis of A Spark Ignition Engine Using Compressed Natural Gas (CNG) as Fuel”, Energy Procedia, 68:355–362.

[23] Semin, Cahyono, B., Amiadji ve Bakar, R. A., (2015). “Air-fuel Mixing and Fuel Flow Velocity Modeling of Multi Holes Injector Nozzle on CNG Marine Engine”, Procedia Earth Planet. Sci., 14:101–109.

[24] Ji, S., Lan, X., Cheng, Y., Zhao, X., Li, X. ve Wang, F., (2016). “Cyclic variation of large-bore multi point injection engine fuelled by natural gas with different types of injection systems”, Appl. Therm. Eng., 102:1241–1249.

[25] Wu, C., Deng, K. ve Wang, Z., (2016). “The effect of combustion chamber shape on cylinder flow and lean combustion process in a large bore spark-ignition CNG engine”, J. Energy Inst., 89:2:240–247.

[26] Yang, L. P., Song, E. Z., Ding, S. L., Brown, R. J., Marwan, N. ve Ma, X. Z., (2016). "Analysis of the dynamic characteristics of combustion instabilities in a pre-mixed lean-burn natural gas engine", Appl. Energy, 183:746–759.

[27] Zhang, Q., Xu, Z., Li, M. ve Shao, S., (2016). "Combustion and emissions of a Euro VI heavy-duty natural gas engine using EGR and TWC", J. Nat. Gas Sci. Eng., 28:660–671.

[28] Altın, İ., Bilgin, A. ve Çeper, B. A., (2017). "Parametric study on some combustion characteristics in a natural gas fueled dual plug SI engine", Energy, 139:1237–1242.

[29] Alanen, J., Saukko, E., Lehtoranta, K., Murtonen, T., Timonen, H., Hillamo, R., Karjalainen, P., Kuuluvainen, H., Harra, J., Keskinen, J. ve Rönkkö, T., (2015). "The formation and physical properties of the particle emissions from a natural gas engine", Fuel, 162:155–161.

[30] Yan, B., Wang, H., Zheng, Z., Qin, Y. ve Yao, M., (2018). "The effect of combustion chamber geometry on in-cylinder flow and combustion process in a stoichiometric operation natural gas engine with EGR", Appl. Therm. Eng., 129:199–211.

[31] Bhasker, J. P. ve Porpatham, E., (2017). "Effects of compression ratio and hydrogen addition on lean combustion characteristics and emission formation in a Compressed Natural Gas fuelled spark ignition engine", Fuel, 208:260–270.

[32] Song, E., Liu, Z., Yang, L., Yao, C., Sun, J. ve Dong, Q., (2017). "Effects of nozzle structure on the gas mixture uniformity of marine gas engine", Ocean Eng., 142:507–520.

[33] Wang, T., Zhang, X., Zhang, J. ve Hou, X., (2017) "Numerical analysis of the influence of the fuel injection timing and ignition position in a direct-injection natural gas engine", Energy Convers. Manag., 149:748–759.

# ÖZGEÇMİŞ

**KİŞİSEL BİLGİLER**

**Adı Soyadı** : Mehmet Mert SERVEREN

**Doğum Tarihi ve Yeri** : KADIKÖY 03.06.1990

**Yabancı Dili** : İngilizce

**E-posta** : mertserveren@gmail.com

**ÖĞRENİM DURUMU**

| **Derece** | **Alan** | **Okul/Üniversite** | **Mezuniyet Yılı** |
|---|---|---|---|
| Y. Lisans | Gemi İnş. Müh. | YTÜ | |
| Lisans | Makine Müh. | Doğuş Üniversitesi | 2012 |
| Lise | Fen Bilimleri | Kemal Atatürk Lisesi | 2008 |

**İŞ TECRÜBESİ**

| **Yıl** | **Firma/Kurum** | **Görevi** |
|---|---|---|
| 2013 | Polaris Denizcilik | Bakım Mühendisi |
| 2014 | Heinzmann Gmbh. Co | Servis Mühendisi |
| 2015 | Alternatif Gemi Elektrik A. Ş. | Elektrik Teknisyeni |

**YAYINLARI**

**Proje**

Enjeksiyonlu Bir Cng Motorunda Kademeli Dolgu Oluşumu İçin Bölünmüş Yanma Odasi Tasarimi Ve Yanma Optimizasyonu", TÜBITAK Projesi, 214M329. Bursiyer.