T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

POZİTİF ATEŞLEMELİ DOĞALGAZ YAKITLI BİR MOTORDA ÇEVRİM ATLATMA YÖNTEMLERİNİN ARAŞTIRILMASI

ERDAL TUNÇER

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Programı

Danışman

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI

Kasım, 2021

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

POZİTİF ATEŞLEMELİ DOĞALGAZ YAKITLI BİR MOTORDA ÇEVRİM ATLATMA YÖNTEMLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Erdal TUNÇER tarafından hazırlanan tez çalışması 12.11.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr.Üye. Osman Taha ŞEN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Doç.Dr. Osman Akın KUTLAR, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Orkun ÖZENER, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Doç. Dr. Tarkan SANDALCI sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Pozitif Ateşlemeli Doğalgaz Yakıtlı Bir Motorda Çevrim Atlatma Yöntemlerinin Araştırılması başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Erdal TUNÇER

İmza

Bu çalışma, Tübitak tarafından 1511 projesi kapsamında, 1209017 numaralı proje ile desteklenmiştir.

Kızlarıma…

TEŞEKKÜR

Akademik hayatımda kendisi ile tanışma şansına eriştiğim ve gerek bilgisi gerekse uygulamaya dönük tecrübeleri ile desteğini benden esirgemeyen Yüksek Lisans ve Doktora Tez Danışmanım Sayın Hocam Doç. Dr. Tarkan SANDALCI'ya teşekkürlerimi sunarım. Gerek akademik gerekse diğer çalışmalarımda, desteğini her zaman hissettiğim ve yardımları ile çalışmalarımı kolaylaştıran Öğretim Üyesi Dr. Yasin KARAGÖZ'e teşekkürü borç bilirim. Kendisinden mesleğe dair çokşey öğrendiğim Fahri Hocam Engin YALIM'a, burada adını tek tek saymadığım Yıldız Teknik Üniversitesi Otomotiv Anabilim dalı başta olmak üzere, tüm bölümlerde desteğini esirgemeyen ve kendilerinden mesleğe ve hayata dair bilgiler edindiğim çok değerli hocalarıma, diğer üniversitelerden temas kurduğum ve fikir alışverişinde bulunduğum tüm hocalarıma teşekkür ederim. Çıkmış olduğum bu mesleki ve akademik yolculuğun ilk kıvılcımını ateşleyen Şahin Metal A.Ş. yönetim kurulu başkanı Sayın Mustafa ESER'e, akademik hayatımda ve iş yaşamımda beni teşvik eden ve desteklerini esirgemeyen Erin Motor A.Ş. Genel Müdürü Sayın Ersin ŞAHİN'e, yardımlarından dolayı Murat Hüseyin KUMKALE'ye ve Şahin Metal A.Ş. ve Erin Motor A.Ş. şirket çalışanlarına teşekkürler ederim. Gerek entelektüel kişiliği ile hayata dair gerekse iş yaşamındaki tecrübelerini paylaşan ve birçok konuda ufkumu açan aynı zamanda Doktora tezimi bitirmem için sürekli beni teşvik eden Sayın Hocam Dr. Gökhan CANSEN'e teşekkürlerimi sunarım. Küçük yaşlarına rağmen onlar ile ilgilenmem gereken zamanlarda tezimle ilgili çalışmalara zaman ayırmamı anlayışla karşılayarak bana bu fırsatı yaratan kızlarım Ada TUNÇER ve Asya TUNÇER'e teşekkür ederim.

Erdal TUNÇER

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ **ixv**
KISALTMA LİSTESİ **xxv**
ŞEKİL LİSTESİ **xv**
TABLO LİSTESİ **xxi**
ÖZET **xxi**
ABSTRACT **xxiii**
1 GİRİŞ **1**
1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 15
1.3 Hipotez 16
1.4 Yöntem 16

2 POZİTİF ATEŞLEMELİ MOTOR TEORİSİ VE TEORİK MODELİN OLUŞTURULMASI **18**
2.1 Pozitif Ateşlemeli Motor Teorisi 19
2.2 Kullanılan 1 Boyutlu Programın Teorisi……21
2.2.1 Temel Teori ve Modeller……..……...…….21
2.2.2 Yanma Teorisi ve Modeller…….…….25
2.2.3 Silindir İçi Basınç Analizi…….……..……..…….29
2.2.4 Isı Açığa Çıkış Oranı……...…….…….30
2.3 1 Boyutlu Teorik Modelin Oluşturulması 31
2.4 Deneysel ve Simülasyon Sonuçlarının Karşılaştırması 35

3 DENEY DÜZENEĞİ VE DENEY DÜZENEĞİNİN ÖZELLİKLERİ **45**
3.1 Deney Motorunun Özellikleri 48
3.1.1 Temel Dizel Motorun Özellikleri ……..…...……...…….48
3.1.2 Doğalgazlı Motorun Özellikleri ……..…….49
3.1.3 Doğalgazlı Motorun Dönüşüm işlemleri...……...…….49
3.1.4 Elektronik Kontrol Ünitesi……. ……..……...…….57
3.2 Deney Ekipmanları 58

3.2.1 Motor Dinamometresi ve Kontrolcüsü……..….58
3.2.2 Gaz Yakıt Sistemi Özellikleri……..……..…61
3.2.3 Gaz Yakıt Debisinin Ölçülmesi……..……..…63
3.2.4 Motor Soğutma Sistemi……..……..…64
3.2.5 Egzoz Manifoldu…….……..……..…65
3.2.6 Silindir-içi Gaz Basınçlarının Ölçülmesi……..……..…66
3.2.7 Silindir-içi Basınç Sensör Kovanı……..……..…68
3.2.8 Beş Gaz Emisyon Ölçüm Cihazı……...……..…69
3.2.9 İs Emisyon Ölçüm Cihazı…….……..…70
3.2.10 Diğer Ölçüm Ekipmanları……..…71
3.2.11 Veri Toplama Sistemi……..……..…….…….73
3.2.12 Atlatılan Çevrimlerde Emme Havasını Kesebilmek İçin Yapılan Ek…….
Sistemler ve Değişiklikler…….……...……..…….74
3.2.13 Buji Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Motor (SPCCI) Çalışması için Deney
Sisteminde Yapılan Eklemeler ve Değişiklikler……..……75
3.2.14 Dinamometre Kalibrasyonu.…….…….76
3.2.15 Diğer Ölçüm Ekipmanlarının Kalibrasyonu……...……....78

4 DENEYSEL ÇALIŞMALAR **79**

4.1 Deneysel Çalışmalar..... 79
4.1.1 Dizel-Doğalgazlı Motor Karşılaştırması ……..…….……..….82
4.1.2 Doğalgazlı Motor Çevrim Atlatma Deney Sonuçları ……..….88
4.1.3 Doğalgazlı Motorda Enjektörle Emme Havasının Kontrol Edildiği Çevrim…
Atlatma Deney Sonuçları……..……...…….....…...111
4.1.4 Buji Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Motor (SPCCI) Çevrim Atlatma……...
Çalışması Deney Sonuçları …….……..…….118

5 SONUÇ VE ÖNERİLER **142**

5.1 Sonuç ve Öneriler…….……...…….142
5.1.1 Çevrim Atlatma Çalışması Değerlendirmesi ……..…….….142
5.1.2 Emme Havasının Kontrol Edildiği Çevrim Atlatma Çalışması……....
Değerlendirmesi ……...…….……...……..144

5.1.3 Buji Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Motor (SPCCI) Çevrim Atlatma……..
Çalışması Değerlendirmesi……...……...…….……145

KAYNAKÇA **147**

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **153**

SİMGE LİSTESİ

ϑ_0	0% yakıt kütlesinde yanma zamanlaması [derece KMA]
T_{ref}	505.0 [k]
ϑ_{90}	90% yakıt kütlesinde yanma zamanlaması [derece KMA]
T_d	Akış aşağı sıcaklık
T_u	Akış yukarı sıcaklık
$E_{s,f}, E_{s,o}$	Aktivasyon enerji oluşumu / oksidasyonu [J/mol]
T_{Ox}	Aktivasyon sıcaklığı, varsayılan=18790.0 [K]
γ_{FC}	Alev ön yanma ağırlığı
LCV	Alt ısıl değer [kj/kg]
$T_{L,BDC}$	AÖN pozisyonunda silindir gömleği sıcaklığı
A_{Ar}	Arrhenius sabiti
IGN	Ateşleme zamanı
l	Biyel uzunluğu
h_{BB}	Blow-by'ın entalpisi
m_{ev}	Buharlaşan yakıt
m_F	Buharlaşan yakıt kütlesi (mevcut) [kg]
ν_e	Buharlaşma hızı [m2/s]
c_u	Çevresel hız
Φ	Denge sabiti
$p_{c,o}$	Dışarıdan tahrik edilmiş motorun silindir basıncı [bar]
Q_{wi}	Duvar ısı akışı (silindir kafası, piston, silindir gömleği)
Q_w	Duvar ısı kaybı
T_{wi}	Duvar sıcaklığı (silindir kafası, piston, silindir gömleği)

A_{eff}	Efektif akış alanı
C_{EGR}	EGR etki sabiti
ϑ_{EVO}	Egzoz supabı açık zamanlaması [derece KMA]
$p_{c,1}$	Emme valfi kapanırken (IVC) silindir içi basıncı [bar]
$T_{c,1}$	Emme valfi kapanırken (IVC) silindir içi sıcaklığı
H_k	Entalpi
S_k	Entropi
A_{Ox}	Frekans faktörü, varsayılan= 7.7E12 [m3/kmol/s]
R	Gaz sabiti [J/ (kmol K)]
D	Göreceli (yakıt-yağ) difüzyon katsayısı [m2/s]
F_{Ox}	HC oksidasyon sonrası çarpanı
f	HC oksidasyon sonrası ölçeklendirme faktörü
C	HC ve O2 konsantrasyonu [kmol/m3]
α_w	Isı transfer katsayısı
dm_i	İçeride akan kütle
n_{swi}	İçeride akan kütlenin türbülansı (silindir cidarına teğetsel akış)
$d_{d,0}$	İlk damlacık çapı [m]
IMEP	İndike ortalama efektif basınç
$A_{s,f}$	İs oluşum parametresi
$A_{s,o}$	İs oluşum parametresi
Cs,f	İs oluşum parametresi
Cs,o	İs oluşum parametresi
T_d	İzotermal damlacık buharlaşmasının denge sıcaklığı [K]
$\sqrt[3]{V}$	Karakteristik türbülans uzunluğu
Q_{MCC}	Karışım kontrollü yanma için açığa çıkan kümülatif ısı [kj]
C_{Rate}	Karıştırma oranı sabiti [s]

τ_{char}	Karıştırma terimi
θ	Krank açısı
r	Krank yarıçapı
$m_{crevice}$	Küçük hacimler bölgesindeki yanmamış dolgunun kütlesi [kg]
$V_{crevice}$	Küçük hacimlerin toplamı [m3]
m	Kütle akış oranı
v_{lam}	Laminar alev hızı (m/s)
A_{Mag}	Magnussen sabiti
msoot	Mevcut is kütlesi [kg]
V	Mevcut silindir hacmi
c_{O2}	Molar oksijen konsantrasyonu
c_F	Molar yakıt buharı konsantrasyonu
n	Motor hızı
p_{O_2}	Oksijenin kısmi basıncı [Pa]
T_f	Ortalama alev sıcaklığı [K]
c_m	Ortalama piston hızı
Q_{PMC}	Ön karışımlı yanma için toplam yakıt ısı girişi
γ	Özgül ısı oranı
u	Özgül iç enerji
e	Piston milinin kolu
T_{piston}	Piston sıcaklığı [K]
ψ	Pistonun ÜÖN pozisyonu ile dikey pozisyonu arasındaki krank açısı
T_w	Port duvar sıcaklığı
A_w	Port yüzey alanı
α_p	Porttaki ısı transfer katsayısı
Q_{ref}	Referans aktivasyon enerjisi,f(damlacık çapı,oksijen içeriği,…) [K]

p_0	Referans basınç (1 bar)
ρ_0	Referans yoğunluk (1 kg/m3)
x	Rölatif strok (tam stroğa göre mevcut piston pozisyonu)
c_{Pk}	Sabit basınçta özgül ısı
c_p	Sabit basınçta özgül ısı
p_c	Silindir basıncı
P	Basınç (Pa)
V_D	Silindir başına yer değişimi
D	Silindir çapı
p_c	Silindir dolgu basıncı
T_c	Silindir dolgu sıcaklığı
f	Silindir dolgusunun buharlaşma ısısının fraksiyonu
T_L	Silindir gömleği sıcaklığı
V	Silindir hacmi
T_c	Silindir içerisindeki gaz sıcaklığı
dm_i	Silindir içerisine giren kütle elemanı
h_i	Silindir içerisine giren kütlenin entalpisi
m_c	Silindir içi kütle
n_{sw}	Silindir içi türbülans (silindir cidarına teğetsel akış)
V_{TDC}	Silindir içi ÜÖN hacmi
dm_e	Silindirden çıkan kütle elemanı
h_e	Silindirden çıkan kütlenin entalpisi
λ_c	Silindirin ısıl kondüktivitesi [W/ms]
V_D	Silindirin yer değişimi
$w_{Oxygen,available}$	SOI'de mevcut oksijenin kütle oranı (emilmiş ve EGR'de) [-]
h_v	Supap açılma mesafesi

d_{vi}	Supap oturma çapı
Q	Toplam yakıtın ısı girişi
$m_{F,ub}$	Toplam yanmamış yakıt buharının kütlesi
I_{id}	Tutuşma gecikmesi integrali
f_{id}	Tutuşma gecikmesi kalibrasyon faktörü
A_{Id}	Tutuşma gecikmesi sabiti
k	Türbülanslı kinetik enerjinin bölgesel yoğunluğu [m2/s2]
$T_{L,TDC}$	ÜÖN pozisyonunda silindir gömleği sıcaklığı
s	ÜÖN'dan piston mesafesi
w_F	Yağ filmindeki yakıtın kütle oranı
μ	Yağ viskozitesi
m_F	Yakıt buharı kütlesi
Q_F	Yakıt enerjisi
μ_F	Yakıt kütle oranı
q_{ev}	Yakıtın buharlaşma ısısı
α_o	Yanma başlangıcı
$\Delta\alpha_c$	Yanma süresi
SOC	Yanma zamanının başlangıcı
T_{UB}	Yanmamış alanın sıcaklığı [K]
v_u	Yanmamış dolgunun kinematik viskozitesi
T_u	Yanmamış dolgunun sıcaklığı [K]
T_b	Yanmış dolgunun sıcaklığı [K]
A_i	Yüzey alanı (silindir kafası, piston, silindir gömleği)
ϑ_0	0% yakıt kütlesinde yanma zamanlaması [derece KMA]

KISALTMA LİSTESİ

C	Karbon
CFD	Computational Fluid Dynamics
CH_4	Metan
C_2H_6	Etan
C_3H_6	Propan
C_4H_{10}	Bütan
C_5H_{12}	Pentan
C_6H_{14}	Hekzan
C_7H_{16}	Heptan
CI	Sıkıştırma Ateşlemeli
CNG	Sıkıştırılmış Doğal gaz
CO	Karbonmonoksit
CO_2	Karbondioksit
ESC	European Stationary Cycle
H	Hidrojen
H_2	Hidrojen Gazı
HC	Hidrokarbon
HCCI	Homojen Dolgulu Sıkıştırmalı Ateşlemeli
H_2O	Su
IMEP	Ortalama İndike Basınç
İYM	İçten Yanmalı Motor
KMA	Krank Mili Açısı
LNG	Sıvılaştırılmış Doğalgaz
LPG	Sıvılaştırılmış Petrol Gazı
N	Azot
N_2	Azot Gazı
NH_3	Amonyak
NO_2	Azot Dioksit
NO_3	Nitrat
N_2O	Nitrojen Oksit
NOx	Azot Oksitler
O_2	Oksijen Gazı
OH	Hidroksit
PCCI	Kısmi Homojen Dolgulu Sıkıştırmalı Ateşlemeli
PM	Partikül Madde
ppm	milyondaki partikül miktarı
PWM	Sinyal Genişlik Modülasyonu
SCR	Selective Catalytic Reduction
SI	Buji Ateşlemeli
SO	Kükürt Oksit
SO_2	Kükürt Dioksit
SO_3	Kükürt Trioksit
THC	Toplam Hidrokarbon
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
V	Volt

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Yaşam döngüsü içinde elektrikli ve içten yanmalı motorlarla çalışan araçların CO_2 salımı 2

Şekil 2.1 Pozitif ateşlemeli motorun P-V diyagramı 18

Şekil 2.2 Pozitif ateşlemeli motorun tam yükte P-V diyagramı 19

Şekil 2.3 Pozitif ateşlemeli motorun kısmi yükte P-V diyagramı 20

Şekil 2.4 Dört stroklu pozitif ateşlemeli motor haritası 21

Şekil 2.5 İçten yanmalı motorda enerji dengesi 22

Şekil 2.6 Hava fazlalık katsayısına bağlı olarak egzoz emisyon oluşumu 27

Şekil 2.7 Vibe katsayısına bağlı ısı açığa çıkış oranı pozitif ateşlemeli motorun P-V diyagramı 30

Şekil 2.8 Vibe fonksiyonlarının simülasyon ve deneysel karşılaştırması 31

Şekil 2.9 Dizel motorun 1 boyutlu analiz programındaki modeli 31

Şekil 2.10 Doğalgazlı motorun 1 boyutlu analiz programındaki modeli 32

Şekil 2.11 a)Motorun önden görünüşü, b)motorun arkadan görünüşü, c)motorun soldan görünüşü, d)motorun sağdan görünüşü, e)motorun üstten görünüşü, f)piston ü.ö.nda iken yanma odası hacmi, g)piston a.ö.n da iken yanma odası hacmi, h)krank yarıçapı, ı)buji ve supap yerleşimi, i)egzoz manifoldu, j)biyel boyu, k)hava filtresi gaz kelebeği ve emme manifold yerleşimi, m)emme yolu kesit görüntüsü 32

Şekil 2.12 Yanma odası tasarımı ve buji yerleşimi 34

Şekil 2.13 Kullanılan gaz enjektörünün karakteristiği 35

Şekil 2.14 Tam yükte özgül yakıt tüketimi karşılaştırması 35

Şekil 2.15 Tam yükte NOx egzoz emisyonu karşılaştırması 36

Şekil 2.16 Tam yükte silindir içi basınç karşılaştırması 36

Şekil 2.17 25% Yükte özgül yakıt tüketimi karşılaştırması 37

Şekil 2.18 25% Yükte NOx egzoz emisyonu karşılaştırması 37

Şekil 2.19 25% Yükte normal mod silindir içi basınç karşılaştırması 38

Şekil 2.20 25% Yükte 3N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması 38

Şekil 2.21 25% Yükte 2N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması 38

Şekil 2.22 50% Yükte özgül yakıt tüketimi karşılaştırması 39

Şekil 2.23 50% Yükte NOx egzoz emisyonu karşılaştırması 40

Şekil 2.24 50% Yükte normal mod silindir içi basınç karşılaştırması 40

Şekil 2.25 50% Yükte 3N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması 41

Şekil 2.26 50% Yükte 2N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması 41

Şekil 2.27 75% Yükte özgül yakıt tüketimi karşılaştırması 42
Şekil 2.28 75% Yükte NOx egzoz emisyonu karşılaştırması 42
Şekil 2.29 75% Yükte normal mod silindir içi basınç karşılaştırması 43
Şekil 2.30 75% Yükte 3N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması 43
Şekil 2.31 75% Yükte 2N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması 44
Şekil 3.1 Deney setinin şematik gösterimi 46
Şekil 3.2 Deney odasının yerleşim planı (a) ve deney odasının fotoğrafı (b) 47
Şekil 3.3 Silindir kafasında yapılan değişiklikler 50
Şekil 3.4 Emme portu tasarım ve üretim süreci 51
Şekil 3.5 Gaz enjektör kalibrasyonu 53
Şekil 3.6 Motorda yapılan diğer değişiklikler 54
Şekil 3.7 Elektronik kontrol ünitesi çalışma prensibi 57
Şekil 3.8 Elektronik kontrol ünitesi 58
Şekil 3.9 ApiCom eddy current dinamometre, kontrol ünitesi ve yük hücresi 59
Şekil 3.10 Eddy-current devir/tork/güç karakteristiği 61
Şekil 3.11 Gaz hattı ekipmanlarının şematik gösterimi ve fotoğrafı 62
Şekil 3.12 a)Gaz akış ölçer, b) doğalgaz saati, ... 64
Şekil 3.13 Motorun soğutma sisteminin fotoğrafı 65
Şekil 3.14 Motorun egzoz manifoldunun fotoğrafı 66
Şekil 3.15 Silindir içi gaz basıncı ölçüm sistemi 67
Şekil 3.16 Basınç sensörü kovanı 68
Şekil 3.17 Bosch BEA 060 egzoz emisyonu ölçer 70
Şekil 3.18 Bosch BEA 070 is emisyonu ölçer 70
Şekil 3.19 Sıcaklık sensörü sıcaklığa bağlı direnç değerleri 71
Şekil 3.20 Diğer ölçüm ekipmanları 72
Şekil 3.21 Veri kayıt sistemi 73
Şekil 3.22 Emme havasını kontrol için yapılan sistem 74
Şekil 3.23 Emme havası ısıtılarak yapılan çalışma için yapılan sistem 76
Şekil 3.24 Dinamometre kalibrasyonu 77
Şekil 3.25 Sıcaklık sensör kalibrasyonu 76
Şekil 4.1 Motor çevrimlerine göre silindir içi basınç oluşumu 80
Şekil 4.2 Yapılan deneylerin şematiği 82
Şekil 4.3 Dizel ve doğalgazlı motor özgül yakıt tüketimi karşılaştırması 82
Şekil 4.4 Dizel ve doğalgazlı motor özgül CO emisyonu karşılaştırması 83
Şekil 4.5 Dizel ve doğalgazlı motor özgül HC emisyonu karşılaştırması 85

Şekil 4.6 Dizel ve doğalgazlı motor özgül NOx emisyonu karşılaştırması 87
Şekil 4.7 Dizel ve doğalgazlı motor silindir içi basınç karşılaştırması 87
Şekil 4.8 25% Yükte motor modlarına göre tork değişimi 89
Şekil 4.9 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları 89
Şekil 4.10 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri 90
Şekil 4.11 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri 91
Şekil 4.12 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri 92
Şekil 4.13 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri 93
Şekil 4.14 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları 94
Şekil 4.15 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması 95
Şekil 4.16 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması 95
Şekil 4.17 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması 96
Şekil 4.18 50% Yükte motor modlarına göre tork değişimi 97
Şekil 4.19 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları 97
Şekil 4.20 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri 98
Şekil 4.21 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri 99
Şekil 4.22 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri 100
Şekil 4.23 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri .. 101
Şekil 4.24 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları ... 101
Şekil 4.25 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması 102
Şekil 4.26 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması 103
Şekil 4.27 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması 103
Şekil 4.28 75% Yükte motor modlarına göre tork değişimi 104
Şekil 4.29 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları 105
Şekil 4.30 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri ... 105
Şekil 4.31 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri 106
Şekil 4.32 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri 107
Şekil 4.33 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri .. 108
Şekil 4.34 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları ... 108
Şekil 4.35 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması 109

Şekil 4.36 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması 110
Şekil 4.37 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması 110
Şekil 4.38 Çevrim atlatma moduna bağlı tork değişimi 111
Şekil 4.39 Çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları 112
Şekil 4.40 Çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri 113
Şekil 4.41 Çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri 114
Şekil 4.42 Çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri 114
Şekil 4.43 Çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri 115
Şekil 4.44 Çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları 116
Şekil 4.45 Çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması 117
Şekil 4.46 Çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması 117
Şekil 4.47 Çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması 118
Şekil 4.48 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı tork değişimi .. 119
Şekil 4.49 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları 120
Şekil 4.50 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri 121
Şekil 4.51 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri 122
Şekil 4.52 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri 122
Şekil 4.53 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri 123
Şekil 4.54 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları motor çevrimlerine göre silindir içi basınç oluşumu 124
Şekil 4.55 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması 125
Şekil 4.56 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması 125
Şekil 4.57 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması 126
Şekil 4.58 SPCCI motorda 50% yükte motor modlarına göre tork değişimi 127
Şekil 4.59 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları 127
Şekil 4.60 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri 129

Şekil 4.61 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri 129

Şekil 4.62 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri 130

Şekil 4.63 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri 131

Şekil 4.64 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları 131

Şekil 4.65 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması 132

Şekil 4.66 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması 133

Şekil 4.67 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması 134

Şekil 4.68 SPCCI motorda 75% yükte motor modlarına göre tork değişimi 134

Şekil 4.69 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları 135

Şekil 4.70 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri 136

Şekil 4.71 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri 137

Şekil 4.72 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri 138

Şekil 4.73 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri 139

Şekil 4.74 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları 139

Şekil 4.75 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması 140

Şekil 4.76 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması 141

Şekil 4.77 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması 141

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Çalışma şartlarına bağlı egzoz salımı……...1
Tablo 1.2 Doğalgazın ülkere bağlı gaz kompozisyonu 3
Tablo 1.3 Dizel yakıtının doğalgazın özellikleri ile karşılaştırılması 4
Tablo 2.1 Woschni Modele Bağlı K Sabit Değerleri 24
Tablo 2.2 Zeldovich mekanizması 28
Tablo 2.3 CO oluşum modeli 28
Tablo 3.1 Deney Motorunun Teknik Özellikleri..... 48
Tablo 3.2 Deney Motorunun Teknik Özellikleri..... 49
Tablo 3.3 ApiCom Eddy Current dinamometrenin teknik özellikleri..... 60
Tablo 3.4 Deneylerde Kullanılan Dizel ve Doğalgazın Özellikleri 63
Tablo 4.1 Deney Sonuçlarına Ait Belirsizlik Analizi 80

ÖZET

Pozitif Ateşlemeli Doğalgaz Yakıtlı Bir Motorda Çevrim Atlatma Yöntemlerinin Araştırılması

Erdal TUNÇER

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Doç.Dr. Tarkan SANDALCI

Fosil yakıtların giderek azalması, fosil yakıt kullanımının yaygınlaşmasının doğaya ve insanlara verdiği zararların artması ile araştırmacıların bu zararları azaltacak ve fosil yakıtların daha verimli kullanılmasına yönelik çalışmalara ağırlık verdiklerini görmekteyiz. Fosil yakıtların kullanıldığı alanların en başında ise neredeyse hayatımızın her alanında kullanılan içten yanmalı motorlar gelmektedir. Günümüzde içten yanmalı motor üreticileri ve endüstriyel kullanıcılar, motorların performanslarının yanı sıra emisyon salımı konularına da önem vermektedirler. Bu çalışmaların yapılması üreticilerin ürünlerine bir pazarlama avantajı sağlarken, çalışmaların yapılmasının asıl sebebinin yasa koyucuların zorlamaları olduğunu görmekteyiz.

İster yasaların zorlaması isterse satış avantajı olsun araştırmacılar bu konular üstüne eğilerek ciddi mesailer harcamakta, yeni ürünler ve yeni teknolojiler geliştirmektedirler. Bu kapsamda yapılan çalışmalardan en önemlisini ise uzun yıllardır üzerinde çalışılan alternatif yakıtlar oluşturmaktadır. Bu yakıtların kullanımı genel olarak düşünülmeli; verim, emniyet, çevreye etki, kaynak miktarı, ulaşılabilirlik, fiyat ve depolama gibi birçok kıstas göz önünde bulundurulması günümüz şartları için bir zorunluluktur. Doğalgaz bu bağlamda düşünüldüğünde içten yanmalı motorlarda kullanılması uygun olabilecek en önemli alternatif yakıtlardan biri olarak ortaya çıkmaktadır. Yukarıda sayılan özellikler ve işletme maliyetleri düşünüldüğünde doğalgaz, ağır hizmet amaçlı jeneratörler için de

önemli bir yakıttır. Sanayi ve evsel kullanımda binalarda kurulu güç enerji tüketimi yapan cihazların anma güçleri üzerinden hesaplanmaktadır. Fakat bu tüketim kaynaklarının eşzamanlı olarak anma gücünü çekme olasılığının düşük olması sebebiyle her sistem için farklı olmak üzere eşzamanlılık faktörü üzerinden jeneratör güçleri belirlenmektedir. Jeneratör güç çıkışı sınırlı bir kaynaktır ve enerji üretimi continuous, prime, standby olarak kademeli olarak adlandırılmaktadır. Jeneratör çıkış gücü standby gücünü geçemeyeceği için genellikle korumacı bir yaklaşım ile gerçek tüketim değerlerinin üstünde jeneratör gücü seçimi yapılır, bu sebeple de jeneratör genellikle kısmı yük altında çalışmaktadır.

Küresel ısınmanın en önemli sebebi olan sera etkisini arttıran CO_2, ağırlıklı olarak fosil yakıtların kullanılması ile ortaya çıkmaktadır. Bu çalışmada jeneratör motoru olarak kullanılan bir sıkıştırma ateşlemeli motor pozitif ateşlemeli hale getirilerek; kimyasal formülü $C_{12}H_{23}$ olan dizel yakıt yerine, 94%'ü kimyasal formülü CH_4 (metan) ve C_2H_6 (etan) dan oluşan doğalgaz kullanılarak daha düşük karbon salımı gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda bu çalışmada kısmi yükler için gaz kelebeğini kapatmadan, yakıt püskürtme ve ateşleme kesilerek istenilen güç elde edilmiş böylelikle bazı çevrimlerde yanma oluşumu engellenerek çevrim atlatma yöntemi uygulanmıştır, atlatılan çevrimlerin çoğalması ile özgül yakıt tüketiminin ve bazı emisyon değerlerinin ciddi oranda düştüğü gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Jeneratör, doğalgaz, çevrim atlatma, kısmi yük, hcci

ABSTRACT

Investigation Of Cycle Skip Methods In A Positive Ignition Natural Gas Fuel Engine

Erdal TUNÇER

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Tarkan SANDALCI

Efforts to reduce these damages related to the reduction of fossil fuels, the widespread use of fossil fuels, to increase the damage to nature and people, and to work on the more efficient use of fossil fuels. Within the construction of fossil tanks, the internal combustion engines used in the plant are developing. Today, in addition to internal combustion engine manufacturers and industrial drivers, they are also those who give importance to the emissions of the sub-industry. While a marketing application is made to their products to be used in this way, we inform you that the main purpose is to enforce the lawmakers. Whether for the sake of the laws or their lives, they spend time focusing on these issues, and they are the developers of new products and new technologies. Problems of alternatives studied in these broad areas. The use of these fuels should be considered in general; It is an installation for preparation for keeping criteria in mind from places such as efficiency, safety, benefit, resource use, price and storage. When natural gas is used in this way, it is mentioned as one of the alternatives suitable for use in internal combustion engines.

Considering the above-mentioned features and operating costs, natural gas is also an important fuel for heavy-duty generators. In industrial and domestic use, the installed power in the buildings is calculated over the rated power of the devices that consume

energy. However, due to the low probability of drawing rated power simultaneously from these consumption sources, generator powers are determined by the simultaneity factor, different for each system. Generator power output is a limited resource and power generation is called continuous, prime, standby. Since the generator output power cannot exceed the standby power, the generator power is generally selected above the actual consumption values with a protective approach, therefore the generator usually works under partial load.

CO_2, which increases the greenhouse effect, which is the most important cause of global warming, is mainly caused by the use of fossil fuels. In this study, a compression ignition engine used as a generator engine was made positive ignition; Instead of dieselfuel with chemical formula $C_{12}H_{23}$, lower carbon emissions have been achieved by using natural gas with 94% chemical formula CH_4 (methane) and C_2H_6 (ethane). At the same time, in this study, without closing the throttle for partial loads, the desired power was obtained by cutting the fuel injection and ignition, thus preventing the formation of combustion in some cycles, and the cycle skip method was applied.

Keywords: Generator, natural gas, cycle skip, partial load, hcci

1
GİRİŞ

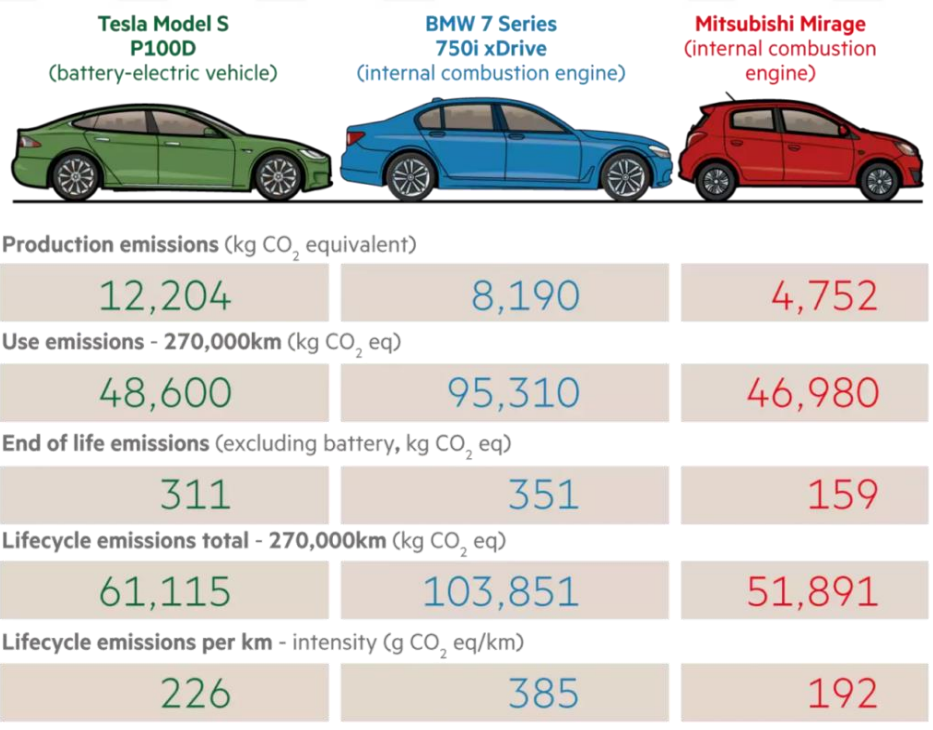
1.1 Literatür Özeti

Gerek fosil yakıtların giderek azalması gerekse egzoz emisyon regülasyonlarının ağırlaşması ve bu alanda rekabetin giderek artması ile hem sanayideki hemde akademideki araştırmacılar uzun yıllardan beri alternatif yakıtlar üzerine ve verimi arttırıp egzoz salımını azaltmak için çalışmalar yapmaktadır. Aşağıda bu konuda yapılan çalışmaların özetleri bulunmaktadır. Özellikle stasyoner ve endüstriyel olarak kullanılan dizel motorlar yüksek verim ve düşük CO ve HC salımına sahip olmasına rağmen yüksek NOx ve partikül salımı meydana getirmektedirler [1]. NOx kansorejen etkiye sahip zehirli bir bileşik iken, is partikülleri ise kalp damar hastalıklarına sebep olduğu ve özellikle çocuk gelişimini olumsuz olarak etkilediği bilinmektedir [2]. Tablo 1.1 'de çalışma şartlarına bağlı olarak egzoz emisyon salım miktarları görülmektedir. Araştırmacılar içten yanmalı motorların dezavantajlarını azaltıcı çalışmalar yaparken içten yanmalı yerine elektrikli araç motorları da gündeme gelmiş ve son yıllarda elektrikli araçların kullanımını yaygınlaştırıcı politikalar uygulanmaya başlanmıştır. Fakat burada en büyük problem batarya kapasiteleri ve batarya dolum hızları olmaktadır [4]. Elektrikli araçların $\boldsymbol{CO_2}$ salımı her nekadar sıfır olarak gösterilse de yaşam döngüsü içinde değerlendirildiğinde bunun böyle olmadığı aşikârdır.

Tablo 1.1 Çalışma şartlarına bağlı egzoz salımı [2]

Bileşen, hacimce %	Rölanti Benzinli	Rölanti Dizel	Kısmi yük Benzinli	Kısmi yük Dizel	Tam yük Benzinli	Tam yük Dizel
Hidrokarbon	0.01-0.05	0.005-0.06	0.01-0.02	0.01-0035	0.01-0.3	0.02-0.06
Karbonmonoksit, CO	2.4-5	0.01-0.045	0.2-1	0.1-0.06	2-5	0.035-0.2
Karbondioksit, CO_2	10-13	3.5	13.5-14	6.5	11-13	12
Azotoksitler, NO_x	0.005-0.03	0.005-0.025	0.25-0.35	0.25-0.080	0.15-0.45	0.06-0.15
Kükürtoksitler, SO_x	-	-	-	-	0.343	3.496
Aldehit, HCHO	-	-	-	-	0.152	0.921
Hidrojen, H_2	1.5	-	0.5	-	0.1-0.5	-
Oksijen, O_2	1-1.5	16	1.5-2.5	14	0.3-0.5	10
Azot, N_2	geri kalan	geri kalan	geri kalan	geri kalan	geri kalan	geri kalan
Kurşun bileşikleri (mg/m^3)	50	-	40	-	50	-
Partikül madde (kg/ton)	-	-	-	-	1.96	16.19
Egzoz supabı çıkışında gaz sıcaklığı	200-250	550-650	550-650	250-550	750-850	550-750

Şekil 1.1 de görüldüğü üzere üretim, kullanım ve hurdaya ayırırken ortaya çıkan CO_2 emisyonu hesaplandığında kilometre başına CO_2 salımı; B segment bir içten yanmalı motor kullanan araçta çok daha düşük olduğu görülmektedir. Burada kullanırken ortaya çıkan CO_2, o ülkede elektrik üretiminin kaynağına bağlı olup, şekilde ABD için olan değerler gösterilmiştir. Elektriğinin büyük çoğunluğunu yenilenebilir enerjiden üreten Norveç gibi ülkelerde bu değer daha düşük olacakken, elektriğinin büyük çoğunluğunu fosil yakıtlardan elde eden Tükiye gibi ülkelerde ise bu değer çok daha yüksek çıkacaktır. Elektrikli araçların dezavantajlarını azaltmak için hibrit araç modeli ortaya çıkmıştır. Hibrit araçlarda içten yanmalı motorun oldukça küçük hacimli olması ve yakıt tüketiminin ve egzoz emisyonlarının en az olduğu çalışma şartlarında çalıştırılması ile avantaj elde edilmeye çalışılmaktadır [4]. Fakat hem maliyetlerinin yüksek oluşu hem de mevcut sistemlere uygulanamaması yüzünden mevcut motorlarda alternatif yakıt çalışmaları daha ekonomik ve yapılabilir bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. Alternatif olarak en çok kullanılan yakıtlar bitkisel yağlar, LPG, doğalgaz, hidrojen ve biyogazdır. Kolay temin edilebilirlik, kaynak miktarı, motor performansı, egzoz emisyonları, güvenlik ve fiyat olarak düşünüldüğünde özelikle ülkemizde ve kullanımın yaygın olduğu ülkelerde doğalgaz ön plana çıkmaktadır.



Şekil 1.1 Yaşam döngüsü içinde elektrikli ve içten yanmalı motorlarla çalışan araçların CO_2 salımı [3]

Tablo 1.2'den de görüleceği üzere doğalgazın büyük bölümü metandan oluşmaktadır. Geri kalan kısmı ise etan, propan, bütan, pentan, azot ve karbodioksitten oluşmaktadır.

Tablo 1.2 Doğalgazın ülkere bağlı gaz kompozisyonu [5]

Komponent	**%Hacim**				
	Avustralya	**Yunanistan**	**İsveç**	**İngiltere**	**Malezya**
Metan (CH_4)	90.0	98.0	87.58	91.1	92.74
Etan (C_2H_6)	4.0	0.6	6.54	4.7	4.04
Propan (C_3H_8)	1.7	0.2	3.12	1.7	0.77
Bütan (C_4H_{10})	0.4	0.2	1.04	1.4	0.14
Pentan (C_5H_{12})	0.11	0.1	0.17	-	-
Hekzan (C_6H_{14})	0.08	-	0.02	-	-
Heptan (C_7H_{16})	0.01	-	-	-	-
Karbondioksit (CO_2)	2.7	0.1	0.31	0.5	1.83
Nitrojen (N_2)	1.0	0.8	1.22	0.6	0.45

Doğalgazın büyük çoğunluğunu oluşturan metan dar tutuşabilirlik limitlerine sahip olup, alev hızının da görece yüksek olduğu bilinmektedir [6]. Aynı enerji değerleri için dizel yerine doğalgaz kullanıldığında içeriğindeki C miktarının az oluşu sebebi ile CO_2 miktarında da azalma görülmektedir [7]. Tablo 1.3'te, dizel ve doğalgaz yakıtlarının özellikleri ile karşılaştırılması verilmiştir.

Tablo 1.3 Dizel yakıtının doğalgazın özellikleri ile karşılaştırılması [5]

Özellik	**Dizel**	**Doğalgaz**
Ana komponent	$C_{12}H_{23}$	Metan CH_4
Kendi kendine tutuşma sıc (K)	553	923
Alt ısıl değeri (MJ/kg)	42.5	50
Yoğunluk (kg/m3)	833-881	0.862
Moleküler ağırlığı (g/mol)	170	16.043
Tutuşabilirlik limitleri (%hacim)	0.7-5	5-15
Alev hızı (m/s)	0.3	0.45
Özgül ağırlık	0.83	0.55
Kanyama noktası (K)	453-653	11.5
Setan sayısı	40-60	-
Oktan sayısı	30	120
CO2 emisyonu (%)	13.4	9.5
Havadaki difüzyonu (cm_2/sn)	-	0.16
Min. tutuşma enerjisi (MJ)	-	0.28

Doğalgaza dönüşüm işlemleri esnasında yakıtı porttan ve direkt yanma odasına göndermek seçenekler arasında olup, direkt göndermek için motor kafa tasarımının ve üretimin yenilenmesi gerektiği için bu yöntem kullanılmamıştır. Porttan püskürtme yönteminde ön ateşleme ve alev tepmesi gibi sorunlar görülebilmektedir. Ayrıca emilen hava ile yakıtın yer değiştirmesinden dolayı volümetrik verim bir miktar düştüğünden motor gücünde de bir miktar düşüş yaşanmaktadır. Fakat uygulanabilirlik enjektör temini gibi konular yüzünden araştırmacılar yoğun olarak porta püskürtme kullanmaktadırlar [8].

Araştırmacılar NOx emisyonlarını azaltabilmek için HCCI (Homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli) motorlar üzerine çalışmaktadırlar, HCCI motorlar dizel ve otto motorlarının pozitif özelliklerini taşımaktadırlar. Bu tür motorlarda yanma olayı, fakir karışımın

yüksek sıkıştırma oranı ile kendi kendine tutuşması ile oluştuğundan düşük emisyon yüksek verim ve ısı açığa çıkış gibi avantajlara sahipken, tutuşma başlama noktasının kontrol edilememesi en büyük dezavantaj olarak karşımıza çıkmaktadır. Bunu aşmanın en etkili yöntemlerinden birisi ise ön karışım dolgulu skıkıştırma ateşlemeli yanmadır (PCCI) [9].

Emisyonlar ve yakıt tüketimi azalmak için yapılan çalışmalar arasında değişken strok hacmi yönetmi de bulunmaktadır. Bu yöntemi silindiri devre dışı bırakmak (Bir veya birkaç silindirin hava ve yakıt girişini keserek devre dışı bırakılması) ve çevrim atlatma yöntemi (iş yapılan çevrimin frekansını azaltmak için bazı çevrimlerde yakıt ve hava girişini kesip bazılarında ise normal olarak bırakmak) olarak ikiye ayırmak mümkündür. Çevrim atlatma yönteminde yakıt-hava-ateşleme, yakıt-ateşleme kesildiğinde atlatılmış çevrim(S), kesilmediğinde ise normal çevrim(N) olarak adlandırılır. Burada atlatılan çevrimlerden sonraki normal çevrimlerde motor gücünü sabit tutabilmek için taze dolgu miktarı arttırılır. Çevrim atlatma ile ilgili yapılan bazı çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Chien ve arkadaşları, General Motor'a ait 8 silindirli ve 6.2L hacminde ki motor ile yaptıkları çalışmada ilk olarak motorun 1D modelini mevcut test verilerini kullanarak yapmışlar ardından silindir deaktivasyonunu modellemek için Simulink ile çevrim atlatma modelini kurmuşlardır.[1] Tork talebine bağlı olarak bir dinamik çevrim atlatma metodolojisi belirleyerek çevrim atlama yapılan ve yapılamayan haller için deneysel ve teorik karşılaştırma yapmışlardır. Burada en dikkat çekici sonucun dinamik çevrim atlatma yapılan deney ve teorik çalışmada; normal çalışan V8 motora göre Net Özgül Yakıt Tüketimindeki 32% iyileşme olmuştur [10].

Nigel ve arkadaşları, Amerika'da yolcu taşımak için kullanılan otobüsler üzerinde yaptıkları çalışmada; aynı araç özelliklerine sahip biri dizel motor diğeri ise sıkıştırılmış doğalgazla (CNG) çalışan motor ile çalışan iki otobüsü şasi dinamometresi ile yüklemişlerdir.[2] Merkezi Ticari Bölge (CBD) yol çevrimi koşarak testler gerçekleştirmişlerdir. Doğalgazlı versiyon da NOx emisyonu 58%, PM emisyonu 98% CO emisyonu 84% azalmış THC emisyonu ise 117% artmıştır. Yakıt tüketimi karşılaştırmasını ise dizel için her galon için mil (mpg), CNG versiyon için ise eşdeğer galon için mil olarak karşılaştırmışlar ve CNG versiyonun 17% az mil yaptığını saptamışlardır. Çalışmanın yapıldığı zamanki maliyetler göz önünde bulundurulduğunda ise dizel otobüslerin bakım maliyetlerinin CNG versiyonlarına oranla çok daha ekonomik (54%) olduğunu belirtmişlerdir [11].

Ortiz-Soto ve arkadaşları, Audi EA888 Gen. 3B 2.0l motor üstünde yaptıkları çalışmada, homojen dolgulu motorda fakir yanma ve dinamik çevrim atlatma metodları deneyerek bunların yakıt tüketimi, egzoz emisyonu ve araç kullanımı üzerine etkilerini incelemişlerdir.[3] Çeşitli sürüş çevrimlerine göre testler yaparak karşılaştırmışlardır. Buna göre CO_2 salımının baz motora göre dinamik çevrim atlatmanın (DSF) ve fakir karışımlı yanmanın daha iyi olduğu fakat hem dinamik çevrim atlatma hem de fakir yanma aynı anda kullanılırsa iyileşmenin 9,7% daha artabileceğini söylemektedirler [12].

Van Ess ve arkadaşları, Volkswagen'a ait 4-silindirli ve 1.8L'lik benzinli bir motor üstünde yaptıkları çalışmada supap ve silindir deaktivasyonu yaparak dinamik çevrim atlatma metodları üstüne çalışmışlardır [4]. İlk olarak GT-SUITE programı kullanarak motorun 1D modelini yapıp ellerinde bulunan geniş test sonuçlarını kullanarak modeli doğrulamışlardır [5]. Simülasyon ve test sonuçlarının paralel olduğunu buna göre çevrim atlatmanın 1,1% e yakın özgül yakıt tüketiminde iyileşme sağladığını, özgül CO emisyonun da 48%'lik bir azalma olurken, CO_2 emisyonunda ise 1,9%'luk bir artış olduğunu belirtmişlerdir [13].

Dogru ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, dört silindirli buji ile ateşlemeli bir motorda; farklı motor devirlerinde (1200, 1350, 1500, 1650, and 1800 rpm), iki farklı değişken valf zamanlama parametrelerinde çevrim atlatma stratejisi için numerik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmada net özgül yakıt tüketimi, silindir içi basınç, ateşleme avansı ve zararlı egzoz emisyon gibi değerler incelenmiştir. Hem normal çevrim hem de atlatmalı çevrim için elde edilen sayısal sonuçlar ile deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre atlatmalı çevrim ve değişken valf zamanlaması uygulamasının birlikte kullanılması durumunda; hidrokarbon (HC) ve NOx zararlı egzoz emisyon değerlerinin azaldığı rapor edilmiştir [14].

Kutlar ve arkadaşları, dört stroklu, tek silindirli, su soğutmalı buji ile ateşlemeli bir motorda; çevrim atlatma adı verilen yeni bir çalışma stratejisi için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Çalışmada çevrim atlatma stratejisini daha detaylı açıklamak için deneysel sonuçların yanı sıra termodinamik bir model kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre net özgül yakıt tüketimi çok düşük motor devirlerinde ve yüklerinde azalırken, atlanan çevrimlerde yakıt tüketiminin arttığı belirtilmiştir. Bu çalışma stratejisinde, motorda herhangi bir denge sorunu olmadan daha az yakıt tüketimiyle daha düşük rölanti devirlerinde çalışılabildiği rapor edilmiştir [15].

Baykara ve arkadaşları tarafından, Antor 3LD450 model, tek silindirli, su soğutmalı, port püskürtmeli buji ile ateşlemeli bir motorda; modifikasyonlar yaparak çevrim atlatma stratejisini gerçekleştirmek için yeni bir alternatif motor valf kontrol tekniği geliştirmişlerdir. Bu çalışmada çevrim atlatma stratejisi için yakıt enjeksiyonunu keserek ve aynı anda emme ve egzoz valflerini devre dışı bırakarak, kısmi yük koşullarında bir motorun performans karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre çevrim atlatma stratejisi ile daha düşük net özgül yakıt tüketimi elde edilirken, daha yüksek hidrokarbon (HC) ve NOx zararlı egzoz emisyon değerlerinin elde edildiği açıklanmıştır [16].

Yüksek ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, tek silindirli, su soğutmalı, doğal emişli, Farymann marka değişken sıkıştırma oranı sayesinde SI veya CI olarak çalışabilen çok amaçlı bir motorda; deneysel çalışmalar yapmışlardır. Çalışmada üç farklı çevrim atlatma stratejisi kullanılarak kısmi motor yüklerinde net özgül yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre çevrim atlatma stratejisinin daha düşük net özgül yakıt tüketimi, karbonmonoksit (CO), ve hidrokarbon (HC) değerlerinin elde edildiği açıklanmıştır [17].

Abbas ve arkadaşları, çalışmalarında çevrim atlatma metodlarının yakıt tüketimi ve emisyon oluşumları üzerine etkisini incelemişlerdir. Yapılan çalışmanın sonuçlarına göre CO2 emisyonunun 5,7 %, HC emisyonunun ise 6,8 % azaldığını tespit etmişlerdir [18].

Hu ve arkadaşları, çalışmalarında elektromanyetik supap kullanılan bir motorda yaptıkları iki farklı çalışmada egzoz gazlarını azaltmak için çalışmışlardır. Daha fazla taze hava almak için emme supapını uzun süre açık tutmak ve art gazları azaltmak için egzoz supapını açık tutmak üzere iki metod üzerine çalışmışlardır. Bu çalışmaları 1 boyutlu modelleme programı üstünde gerçekleştirerek egzoz supapını uzun süre açık bırakmanın yakıt tüketimini 10%-23% azalttığını tespit etmişlerdir [19].

Buitkamp ve arkadaşları, 4 silindirli bir motorda yaptıkları çalışmada silindirleri devre dışı bırakarak ve ateşleme sıralamasını değiştirip sayısal bir çalışma yapmışlardır. Yaptıkları sayısal çalışmanın sonuçlarına göre kısmi yüklerde 1 silindiri devre dışı bırakmanın yakıt ekonomisini ciddi ölçüde arttırdığı sonucuna ulaşmışlardır [20].

Yar ve arkadaşları, yakıt ekonomisinin iyileştirilmesini sağlayan silindir deaktivasyon yönteminin gürültü, titreşim ve sertlik üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Geliştirilen

model ile 1 ve 2 silindirli 4 silindirli sıralı benzinli motoru analiz etmişler ve NVH sonuçlarını araştırmışlardır [21].

Ritzmann ve arkadaşları, kontrole yönelik ayrık olay modeli ile silindir devre dışı bırakma sürecini ve silindir yeniden etkinleştirme sürecini araştırmışlardır. Normal çalışma koşullarına göre silindir devre dışı bırakma işlemi ve silindir yeniden etkinleştirme işlemi ile yakıt tüketiminin geçici olarak artabileceği, ancak yakıt tasarruflu devre dışı bırakılmış silindir modu ile birkaç saniye veya daha uzun çalışma sürelerinde yakıt tüketiminin arttığı sonucuna varmışlardır [22].

Zhao ve arkadaşları, dört silindirli CI motorda silindir devre dışı bırakma ve değişken valf zamanlama stratejileri uygulaması üzerine çalışma yapmışlardır, yaptıkları çalışmada pompalama kayıplarının azaldığı, yakıt ekonomisinin iyileştiği ve bu yöntemin düşük hızlarda ve şehir içi sürüş koşullarında uygun olduğu sonucuna varmışlardır [23].

Scassa ve arkadaşları, gelişmiş bir silindir devre dışı bırakma teknolojisi olan dinamik çevrim atlatma yöntemi üzerine çalışmışlardır. Eş zamanlı olarak çalışma şartlarının durumuna göre atlatma veya atlatmama kararı alan simülasyonda bu çalışma metodunun yakıt tüketiminde 5% iyileşme ve NOx emisyonlarında ise 40% azalma olduğunu tespit etmişlerdir [24].

Allen ve arkadaşları, yakıt verimliliği ve egzoz emisyon azaltma sistemleri yönetimi için uygulanan silindir devre dışı bırakma yöntemi üzerinde çalışmışlardır [25].

Wilcutts ve arkadaşları tarafından, GM L94 model V8 silindirli buji ile ateşlemeli bir motorda; silindir devre dışı bırakmayı içeren dinamik atlama ateşleme sistemi üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre termal verimi arttırdığı, net özgül yakıt tüketimi azalttığı rapor edilmiştir [30].

Abdelaal ve arkadaşları tarafından, tek silindirli direkt enjeksiyonlu dizel bir motorda, ana yakıt olarak doğalgaz ve ateşleme için pilot olarak dizel yakıtı ile çalışabilecek çift yakıt modu için gerekli modifikasyonlar yapılmıştır. Çalışmada geleneksel dizel modu, EGR'siz çift yakıt modu ve değişken miktarlarda EGR ile çift yakıt modu; EGR kullanımının motorun yanma özellikleri, performansı ve egzoz emisyon değerleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlara göre doğalgaz kullanımının, dizel motorlardan kaynaklanan NOx emisyonlarını azaltmak için önemli bir yakıt olduğu belirtilmiştir. Geleneksel dizel yakıt sisteminde elde edilen HC ve CO emisyonlarının, doğalgaz-pilot dizel çift yakıt modundan daha düşük olduğu

açıklanmıştır. Bununla birlikte, doğalgaz-pilot dizel çift yakıtlı deneysel çalışmalarda motor yükünün artmasıyla birlikte HC ve CO egzoz emisyonlarının azaldığı rapor edilmiştir [31].

Movahed ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, dört silindirli turboşarjlı buji ile ateşlemeli port püskürtmeli bir motorda; benzin ve CNG'nin silindir içerisine birlikte enjeksiyonu, benzin ve CNG yakıtların tek yakıt olarak kullanıldığı farklı parametreler için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneysel çalışmalarda benzin ve CNG'nin silindir içerisine birlikte çift yakıt olarak eşzamanlı olarak enjeksiyonunun, benzin moduna kıyasla termal verimliliği artırdığı açıklanmıştır. Benzin ve CNG'nin silindir içerisine birlikte enjeksiyonu; yakıt tüketimi, HC ve CO egzoz emisyonları açısından benzin modundan çok daha iyi performans gösterdiği rapor edilmiştir [32].

Karabektaş ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, tek silindirli, su soğutmalı, doğal emişli, sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda; doğalgazın, dizel yakıtı ile birlikte çift yakıt olarak kullanılarak motorun performans ve emisyonları üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Doğalgazın bazı dezavantajlarını ortadan kaldırmak için pilot yakıt olarak kullanılan saf dizel yakıtı içerisine katkı maddesi olarak diethylether 5% ve 10% değerlerinde hacimsel olarak karıştırıldığı belirtilmiştir. Açıklanan sonuçlara göre katkı maddesi olarak diethylether'nin kullanılmasının, standart doğalgaz-dizel çift yakıt kullanımına kıyasla daha düşük CO ve NOx emisyonlarına neden olurken, net termal verim ve özgül enerji tüketimi değerlerinde önemli iyileşmeler gösterdiği açıklanmıştır [33].

Lounici ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, tek silindirli, hava soğutmalı, Lister Petter (TS1) marka, sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda; yakıt olarak ana yakıt olarak doğalgaz ve ateşleme için pilot olarak dizel yakıtı ile çalışabilecek çift yakıt modu için gerekli modifikasyonlar yapılmıştır. Bu çalışmada farklı motor yükleri (20%, 40%, 60%, 80%, and 90%) ve farklı motor devirlerinde (1500, 1800, 2000 ve 2200 rpm) deneysel çalışmalar yapılarak, net özgül yakıt tüketimi, silindir içi gaz sıcaklığı, silindir basıncı ve zararlı egzoz emisyon değerleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre tüm motor yük şartlarında hidrokarbon (HC), düşük motor yük şartlarında karbon monoksit (CO) zararlı egzoz emisyonlarının arttığı, is ve azot oksit (NOx) emisyon değerlerinin azaldığını belirtmişlerdir. Ayrıca geleneksel dizel motordan daha düşük net özgül yakıt tüketimi (BSFC) değeri elde edildiği rapor edilmiştir [34].

Gharehghani ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, dört silindirli, su soğutmalı, buji ile ateşlemeli bir motorda; CNG'nin saf benzin yakıtı ile birlikte çift yakıt olarak kullanılarak tam açık gaz kelebeği (WOT) çalışma koşulunda motorun performans ve emisyonları üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar kullanılarak enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Tüm çalışma parametreleri için, benzindeki egzoz gazları ve soğutma sistemi yoluyla enerji ve ekserji transferinin yüzdesi CNG'den daha düşük olduğu belirtilmiştir. Bu yüzden doğalgaz yakıtının, benzine göre hem çıkış gücü hem de ikinci yasa verimlilikleri açısından daha iyi performans sağladığı açıklanmıştır. Doğalgaz'ın içten yanmalı motorlarda yakıt olarak kullanılmasının, enerjitik ve ekserjetik verimliliklerini arttırdığı rapor edilmiştir [35].

Zhang ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, altı silindirli, turboşarjlı sıkıştırma ile ateşlemeli direkt enjeksiyonlu ağır hizmet bir motorda; doğalgaz ve pilot dizel yakıtlarının yanma süreci ve egzoz emisyonlar üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. CO egzoz emisyonunun; enjeksiyon zamanlaması ile önceleri arttarken, belirli süre sonra azalma eğilimi gösterdiği belirtilmiştir. Fakat düşük motor devirlerinde daha da kötüleştiği açıklanmıştır. Yakıt enjeksiyon basıncıyla değişen bu eğilimin, farklı motor devirlerinde kararsız olduğu rapor edilmiştir. NOx egzoz emisyonunun; gelişmiş enjeksiyon zamanlamasından, yüksek enjeksiyon basıncından ve düşük motor devirlerinden kötü etkilenirken, bu parametrelerinin tümünün yakıt ekonomisi üzerinde olumlu etkilere sahip olduğu açıklanmıştır. Bu nedenle, yakıt enjeksiyon stratejisinin seçimi belirlenirken, NOx emisyonu ve yakıt ekonomisi arasındaki ilişkiye dikkat edilmesinin gerektiği belirtilmiştir [36].

Putrasari ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, dört silindirli, Honda L15A marka buji ile ateşlemeli bir motorda; 25% ve 80% yük koşulları ve farklı motor devirlerinde (2000-4500 rpm) saf benzin ve CNG yakıtları kullanılarak deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmada net özgül yakıt tüketimi, net güç, net termal verim, karbonmonoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) zararlı egzoz emisyon değerleri incelenmiştir. Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre; hidrokarbon (HC) emisyonlarının düşük motor devirlerinde yüksek olduğu, motor devrinin artmasıyla birlikte azaldığı belirtilmiştir. Ayrıca motor yük değerinin artması, net özgül yakıt tüketimi değerini azalttığı rapor edilmiştir [37].

Mittal ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, altı silindirli, turboşarjlı sıkıştırma ile ateşlemeli direkt enjeksiyonlu jeneratör uygulamalarında kullanılan bir motorda; ana yakıt olarak doğalgaz ve ateşleme için pilot olarak dizel yakıtı ile çalışabilecek çift yakıt

modu için gerekli modifikasyonlar yapılmıştır. Doğalgaz yakıtının elektronik olarak kontrol edilen bir gaz kelebeği aracılığıyla hava ile belirli oranlarda karıştırılarak silindirlerin içerisine uygun yakıt hava karışımlarının gönderildiği belirtilmiştir. Bu çalışmada doğalgaz ve pilot dizel yakıtları kullanılarak 1800-rpm sabit motor devirinde farklı motor yük (25%, 50%, 75%, ve 100%) değerleri için deneysel çalışmalar yapılarak, CO, CO_2, HC, NOx ve PM (Partikül) zararlı egzoz emisyon değerleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre tüm motor yük şartlarında karbon monoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) zararlı egzoz emisyonlarının arttığı, karbondioksit (CO_2) ve azot oksit (NOx) emisyon değerlerinin azaldığını belirtmişlerdir [38].

Li ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, sekiz silindirli, superşarj, ara soğutuculu, su soğutmalı, sıkıştırma ile ateşlemeli direct enjeksiyonlu marine uygulamalarında kullanılan bir motorda; Likit doğalgaz (LNG) ve dizel yakıtları kullanılarak farklı motor devirlerinde ve farklı motor yük (25%, 50%, 75%, 90%, ve 100%) değerleri için deneysel çalışmalar yapılarak, net özgül yakıt tüketimi, CO, CO_2, HC, NOx ve PM (Partikül) zararlı egzoz emisyon değerleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre; ikili yakıt kontrol sisteminin uzun bir süre boyunca istikrarlı bir şekilde çalışabileceğini gösterdiği açıklanmıştır. PM ve NOx egzoz emisyonlarının önemli ölçüde azalırken, CO ve HC zararlı egzoz emisyon değerlerinin arttığı rapor edilmiştir [39].

Nithyanandan ve arkadaşları tarafından, tek silindirli, AVL 5402 marka sıkıştırma ateşlemeli bir motorda; Solaris CNG enjeksiyon sistemi eklenerek doğalgaz ve dizel yakıtları ile çalışabilmesi için modifikasyonlar yapılmıştır. Bu çalışmada saf dizel, 40% CNG ve 70% CNG yakıtları kullanılarak dizel/CNG yakıtları ile çalışan bir dizel motor tarafından üretilen partikül maddenin (PM) kimyasal bileşimi, oksidasyon reaktivitesi ve nanoyapı özellikleri deneysel olarak araştırılmıştır [40].

Yang ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, dört silindirli, turboşarj, su soğutmalı, sıkıştırma ile ateşlemeli common rail direkt enjeksiyonlu bir motorda; enjeksiyon zamanlamasının düşük yükte çift yakıtlı bir motorun yanma performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Düşük motor yükünde, pilot enjeksiyon zamanlaması, doğalgaz/dizel çift yakıtlı motorun yanma gürültüsü ve emisyonları üzerinde önemli etkilere sahip olduğu açıklanmıştır. Ayrıca uygun pilot enjeksiyon zamanlamasının, daha yüksek net termal verim (BTE), daha yüksek NOx, daha düşük CO ve HC egzoz emisyonlarının oluşmasında yardımcı olduğu belirtilmiştir.

Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre; yanma gürültüsünün, gelişmiş pilot enjeksiyon zamanlamasıyla açıkça kötüleştiğini gösterdiği rapor edilmiştir [41].

Li ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, altı silindirli, turboşarjlı ve ara soğutuculu, sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda; ana yakıt olarak doğalgaz ve ateşleme için pilot olarak dizel yakıtı ile çalışabilecek çift yakıt modu için gerekli modifikasyonlar yapılmıştır. Bu modifikasyonlarda direkt dizel enjeksiyon, çok noktalı doğalgaz enjeksiyonu, elektronik gaz kelebeği kontrolü, arıza teşhisi ve iletişim gibi fonksiyonları gerçekleştiren çift yakıtlı elektronik kontrollü bir sistem geliştirildiği açıklanmıştır. Isı açığa çıkış oranına bağlı üç farklı yanma modu belirleyerek (h, m ve n), farklı yanma sınırları altında deneysel çalışmalar yapmışlardır. Elde edilen sonuçlar göre; n yanma moduna sahip deneylerde, en yüksek net termal verim (BTE), ve en düşük HC egzoz emisyonunun elde edildiği açıklanmıştır [42].

Verma ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, tek silindirli, hava soğutmalı, Kirloskar marka TAF1 model sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda; biogaz, CNG ve hidrojen gaz yakıtlarını ana yakıt olarak ve ateşleme için pilot dizel yakıtı ile çalışabilecek çift yakıt modu için gerekli modifikasyonlar yapılmıştır. Deneysel çalışmalar kısmi ve tam motor yük şartları için ayrı ayrı beş farklı püskürtme zamanlarında (20, 23, 26, 29 ve 32° bTDC) yapılarak, egzoz gazı sıcaklığı, silindir içi basınç ve zararlı egzoz emisyon gibi değerleri araştırılmıştır. Hem düşük hem de tam motor yük şartlarında, karbon monoksit (CO), hidrokarbon (HC) ve is egzoz emisyonları azalırken, azot oksit (NOx) emisyon değerlerinin arttığını belirtmişlerdir. Ayrıca deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar kullanılarak enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır [43].

Yousefi ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, tek silindirli, Caterpillar marka 3400 model sıkıştırma ile ateşlemeli common rail direkt enjeksiyonlu bir motorda; ana yakıt olarak 75% doğalgaz ve ateşleme için pilot olarak 25% dizel yakıtı ile çalışabilecek çift yakıt modu için gerekli modifikasyonlar yapılmıştır. Bu çalışmada, düşük motor yük şartları için pilot dizel yakıt enjeksiyon zamanlamasının yanma performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir [44].

Dhyani ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, dört silindirli, buji ile ateşlemeli bir motorda; doğalgaz, hidrojen karışımlı doğalgaz ve hidrojen yakıtları kullanılarak, 1500 rpm sabit motor devirinde, kısmi ve tam motor yük şartları için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar kullanılarak enerji ve ekserji

analizleri incelenmiştir. Testlerden alınan değerler kullanılarak yapılan hesaplamalarında doğalgaz, hidrojen karışımlı doğalgaz ve hidrojen yakıtlarının ekserji verim değereleri tam motor yük şartları için sırasıyla 33.23%, 24.08% ve 24.23% olarak elde edildiği açıklanmıştır. Ayrıca minimum yanma tersinmezlik değerinin hidrojen ile 11.75%, ardından hidrojen karışımlı doğalgaz ile 16.46% ve doğalgaz ile 18.88% elde edildiği belirtilmiştir. Çalışmada hidrojen yakıtının kimyasal enerjisini güç çıkışına dönüştürmek için en yüksek potansiyele sahip olduğu rapor edilmiştir [45].

Ghaffarzadeh ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, tek silindirli, su soğutmalı, Farymann marka marine jeneratör uygulamalarında kullanılan sıkıştırma ile ateşlemeli direkt enjeksiyonlu bir motorda; doğalgaz ve dizel yakıtları ile çift yakıtlı olarak çalışabilecek şekilde gerekli modifikasyonlar yapılmıştır. 1800 rpm sabit motor devirinde yapılan deneysel çalışmalarda doğalgaz/dizel ve doğalgaz/biodizel yakıt çiftleri kullanılarak termal verim, silindir basıncı ve zararlı egzoz emisyon değerleri incelenmiştir. Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre; termal verim ve azot oksit (NOx) emisyonlarını artırırken, karbonmonoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) azalttığı açıklanmıştır. Ayrıca deneysel çalışmada düşük ısıl değere sahip olan doğalgaz/biodizel yakıt çiftinin kullanılması, karbonmonoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) emisyonlarını artırırken, NOx emisyonunun azalmasının yanında maksimum basınç artış oranını azalttığı rapor edilmiştir [46].

Prasad ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, tek silindirli, su soğutmalı, Kirloskar marka buji ile ateşlemeli bir motorda; hidrojenle zenginleştirilmiş sıkıştırılmış doğalgaz (HCNG) yakıt olarak kullanılarak deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda lazer ateşleme (LI) ve kıvılcım ateşleme (SI) modlarının motor performansı, zararlı egzoz emisyonları ve yanma özellikleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlara göre lazer ateşleme teknolojisinin hidrojenle zenginleştirilmiş sıkıştırılmış doğalgaz (HCNG) yakıtlı motorlarda kullanımının çok uygun olduğu açıklanmıştır. Prasad ve Agarwal tarafından yapılan diğer bir çalışmada, hidrojenle zenginleştirilmiş sıkıştırılmış doğalgaz (HCNG) yakıtı lazer ateşleme (LI) ve kıvılcım ateşleme (SI) modlarında, superşarjlı prototip bir motorda deneysel çalışmalar yapmışlardır. Sıkıştırılmış doğalgaz (CNG) yakıtının hidrojenle zenginleştirilmesi, saf doğalgazda bulunan birçok olumsuz eksikliği giderdiği açıklanmıştır [47] [48].

Pan ve Wallace tarafından, farklı yakıt enjeksiyon stratejilerinin, bir kızdırma bujisi destekli doğrudan enjeksiyonlu doğalgaz motorunda alev yayılımı ve yanma özellikleri

üzerindeki etkilerini incelenmiştir. Ayrıca bu çalışmada, ayrıntılı bir kinetik kimyasal model ve modifiye edilmiş bir fenomenolojik kurum modeli dahil olmak üzere geliştirilmiş emisyon modellerine sahip KIVA-3V kodu kullanılarak CFD analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre yakıt enjeksiyon süresinin, enjektör memesinin boyutunun ve enjeksiyon açısının doğalgaz yanma özellikleri üzerinde önemli derecede etkili olduğu açıklanmıştır [49].

Gómez ve arkadaşları tarafından, biri dizel yakıtla ve diğeri sıkıştırılmış doğalgazla çalışan Euro VI-C sınıfındaki İspanya'da yaygın olarak kullanılan iki farklı marka otobüs Madrid'de aynı rota güzergahlarında gerçek sürüş şartlarında kullanılarak bu otobüslerin çevreye saldığı zararlı egzoz emisyonları deneysel çalışmalar yapılarak incelenmiştir. Otobüslerin Horiba firması tarafından geliştirilen taşınabilir emisyon ölçüm sistemi ile donatıldığı belirtilmiştir. Gerçek sürüş koşulları altında elde edilen sonuçlara göre her iki marka otobüsün'de Euro VI-C emisyon limitlerinin çok altında emisyon değerleri oluşturduğu rapor edilmiştir [50].

Pathak ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, dört silindirli, su soğutmalı, sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda; emme manifoldu içerisine sıkıştırılmış doğalgaz (CNG) yakıtının sevk edilebilmesi ve ateşleme için pilot dizel yakıtı kullanılarak çalışabilecek çift yakıt modu için gerekli modifikasyonlar yapılmıştır. Bu çalışmada farklı oranlarda (D + 10% CNG), (D + 15% CNG) ve (D + 20% CNG) sıkıştırılmış doğalgaz (CNG) ve dizel yakıtları kullanılarak, 1500 rpm sabit motor devirinde ve üç farklı motor yük şartları için deneysel çalışmalar yapılarak, termal verim, net özgül yakıt tüketimi, CO, HC, NOx ve is zararlı egzoz emisyon değerleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır [51].

Melaika ve arkadaşları tarafından, dört stroklu, tek silindirli, buji ile ateşlemeli bir motorda; farklı yakıt enjeksiyon sistemlerinde (GDI, PFI-CNG, DI-CNG) saf benzin ve sıkıştırılmış doğalgaz (CNG) yakıtları kullanılarak, farklı motor devirlerinde (1500, 1750, 2000, 2250 ve 2500 rpm) ve üç farklı motor yük şartları için (IMEP 4.5, IMEP 6.0 ve IMEP 9.0) deneysel çalışmalar yapılarak, termal verim, özgül yakıt tüketimi, CO, CO2, HC, ve NOx zararlı egzoz emisyon değerleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Elde edilen deneysel sonuçlara göre CO, CO2, HC, ve NOx zararlı egzoz emisyon değerlerinin DI-CNG yakıt enjeksiyon sisteminde en düşük sonuçların elde edildiği açıklanmıştır [52].

Yapılan çalışmada literatürdeki çalışmalardan farklı olarak sıkıştırma ateşlemeli dizel motor elektronik kontrollü pozitif ateşlemeli doğalgazlı bir motora dönüştürülmüştür,

burada elektronik kontrol ünitesi proje ekibimiz tarafından geliştirilmiştir. Bu sayede devre bağlı olarak, gaz kelebeği açıklığı, püskürtülen yakıt miktarı ve ateşleme avansı kontrol edilerek çevrim atlatma çalışmaları yapılabilmiştir. Atlatılan çevrimlerde yakıt püskürtmesi ateşleme ile birlikte kesilerek, çevrim atlatma metodları incelenmiştir. Burada atlatılan çevrimlerde çalışma düzgünlüğünü sağlamak için volanın ataletinden faydalanılmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Dünyada ve ülkemizde insanların konfor beklentilerinin ve enerji ihtiyacının sürekli artması ile jeneratör satışlarında önemli miktarda fazlalaşma görülürken bu jeneratörlerin büyük çoğunluğunun dizel yakıt kullanan motorlar ile üretildiğini görmekteyiz. Petrol rezervlerinin giderek azalması, akaryakıt fiyatlarındaki artış ve ağırlaşan egzoz emisyon şartları jeneratörlerde de alternatif yakıt arayışlarını ön plana çıkarmıştır. Doğalgazın kolay ulaşılabilir olması ve özellikle ülkemizde keşfedilen yeni rezervler ile birlikte popüler bir yakıt haline getirmiştir. Yapılan bu çalışmayla dizel motor mekanik değişikliler ve tasarlanan elektronik kontrol ünitesi ile doğalgaz hat basıncı ile çalışabilir hale getirilmiştir. Böylelikle yakıt ikmal derdi ortadan kaldırılarak daha konforlu bir ürün eldesi sağlanmıştır.

Yapılan çalışma ile sabit devirde çalışan bir motor için çevrim atlatma metodları araştırılarak hem doğalgaz dönüşümünün dizele göre, hemde çevrim atlatma metodlarının normal çalışan motora göre performans, egzoz emisyonları ve yakıt tüketimi bakımından karşılaştırılması yapılarak en uygun çözümün bulunması araştırılmıştır. Ayrıca tezin ileri aşamasında farklı araştırmalara yol açabilecek çeşitli deneylerde yapılmıştır, bunlar; emme havasının atlatılan çevrimlerde kapatarak sıkıştırma ve pompalama kayıplarının araştırılması ve emme havasının ısıtılıp kısmi ateşleme yapılarak, kısmi ateşlemeli homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli motor testleri yapılmıştır.

1.3 Hipotez

Günümüzde, literatürde alternatif yakıt olarak doğalgaz kullanımı veya klasik yakıtlı motorlarda çevrim atlatma metodları ile ilgili çalışmalar olmasına rağmen, dizel motorun doğalgaza çevrilmesi ve alternatif yakıtlar ile çevrim atlatma metodlarının incelendiği yayınlar yok denecek kadar azdır. Dünyada önde gelen motor üretim firmaları büyük hacimli motorları için doğalgaz çalışmaları yapsalarda, testleri yapılan motor hacminde böyle bir çalışma bulunmamaktadır. Yapılacak olan çalışma hem dizel doğalgaz dönüşümü için bir temel oluştururken hemde alternatif yakıtlı bir motorda çevrim atlatma ve benzer metodların uygulanmasında araştırmacıların ilgisini çekebilecek bir konu olacaktır.

Jeneratörlerde kullanılan dizel veya benzinli motorlarda yaşanan yakıt ikmal problemi, giderek artan yakıt maliyetleri ve ağırlaşan egzoz emisyon regülasyonlarından dolayı araştırmacılar alternatif yakıtlara yönelmişlerdir. Bu yapılan çalışmalar ile ufak değişikliklerle mevcut motorların doğalgaz ile çalışabilecek hale getirilebileceği gösterilmiş, hat basıncı ile çalışan doğalgazlı motor ikmal derdini ortadan kaldırırken, hem işletme maliyetleri düşük hemde çevreye daha az zarar veren bir jeneratörün çalıştırılabileceği gözler önüne serilmiştir. Ayrıca yapılacak çevrim atlatma metodları ile bu faydaların daha da arttırılabileceği görülmüştür.

1.4 Yöntem

Bu çalışmada, sıkıştırma ateşlemeli motor, elektronik kontrol ile pozitif ateşlemeli bir motor haline dönüştürülmüştür. Düşük hat basıncında bulunan doğalgazı yeterli debide ve uygun maliyetli olarak verebilmek için piyasada çok yaygın olarak kullanılan LPG-CNG enjektörleri kullanılmış ve delik çapları arttırılarak uygun hale getirilmiştir. Aynı zamanda motora elektronik ateşeleme bobini ve gaz kelebeği dahil edilerek tamamen elektronik kontrollü bir çalışma sağlanmıştır. Elektronik kontrol sisteminin doğru ve istenen çalışmayı yapabilmesi için motora devri ve Ü.Ö.N'yı okuması için iki adet sensör ilave edilmiştir. Motor doğalgaz ile çalıştırıldıktan sonra motor haritalama çalışmaları yapılarak tamamlanmış ve motor performans ve emisyon değerleri kayıt altına alınmıştır. Motorda ve yazılımda çevrim atlatma metodlarının uygulanabilmesi için gerekli tadilatlar yapılmış ve kontroller sağlanarak testler uygulanmıştır. Burada atlatılan çevrimlerde yakıtın ve ateşlemenin kesildiği, gaz kelebeği pozisyonunun ise değiştirilmediğini

söylemek doğru olacaktır. Tezin ilerleyen dönemlerinde ise emme havasının atlatılan çevrimlede kapatılmasını sağlamak ve sıkıştırma ve pompalama kayıplarının etkilerini incelemek adına emme kelebeği devreden çıkarılmış, buraya gaz enjektörleri uçları ortama açık olacak gibi yerleştirilmiştir. Sadece bu enjektörleri sürebilmek için yeni bir kart tasarlanmış ve buna uygun yazılım oluşturulmuştur. Böylece atlatılan çevrimlerde emme havasıda kesilerek sıkıştırma ve pompalama kayıplarının etkileri incelenmiştir. Yine tezin ilerleyen dönemlerinde emme havasının ısıtılması ile HCCI çalışması yapılmış fakat tutuşmanın kontrol altında tutulamaması sebebiyle bu çalışmada kısmi ateşleme yapılarak çevrim atlatma metodları denenerek tamamlanmıştır. Bu çalışmaya SPCCI motor çalışması denmiştir, açıklaması buji kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motor çalışmasıdır.

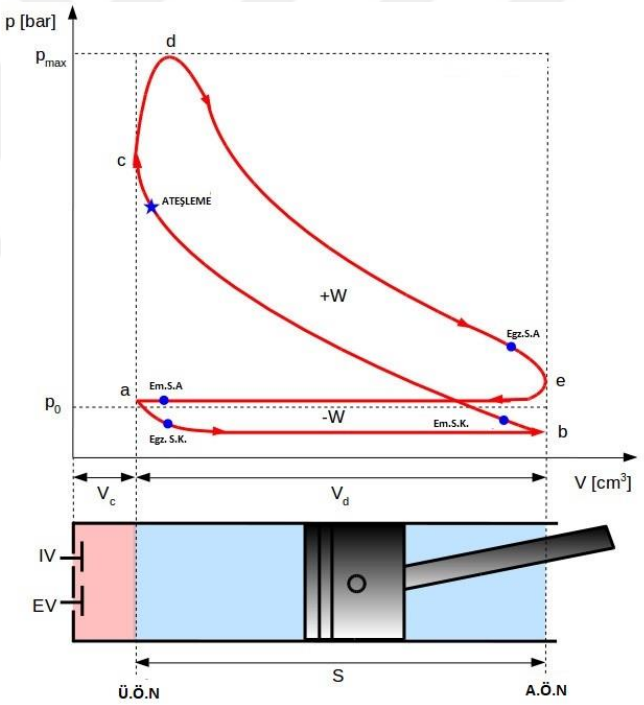
Teorik olarak ise, motorun 1 boyutlu modeli ilk dizel motor üstünden yapılıp doğrulanarak yakıt değişikliğine gidilmiş ve karşılaştırmalar yapılarak sonuçlar silindir içi basınç, özgül yakıt tüketimi ve NOx emisyonu bakımından incelenmiştir.

Temel olarak tezi beş bölüme ayırmak mümkündür bunlar;

- Birinci bölüm; mekanik kontrollü dizel motorun elektronik kontrollü bir doğalgazlı motora dönüşümü için yapılan tasarım, üretim ve Ar-Ge faaliyetlerini içermektedir.
- İkinci bölüm; çevrim atlatma modlarının ve diğer deneysel çalışmaların yapılması için test odasında ve motor üzerinde yapılan değişiklikleri içermektedir.
- Üçüncü bölüm; çevrim atlatma deneylerinin yapılması
- Dördüncü bölüm; emme havasının kontrol edildiği çevrim atlatma deneylerin yapılması
- Beşinci bölüm; emme havasının ısıtıldığı çevrim atlatma deneylerinin yapılması olarak ayrılabilir.

2
POZİTİF ATEŞLEMELİ MOTOR TEORİSİ VE TEORİK MODELİN OLUŞTURULMASI

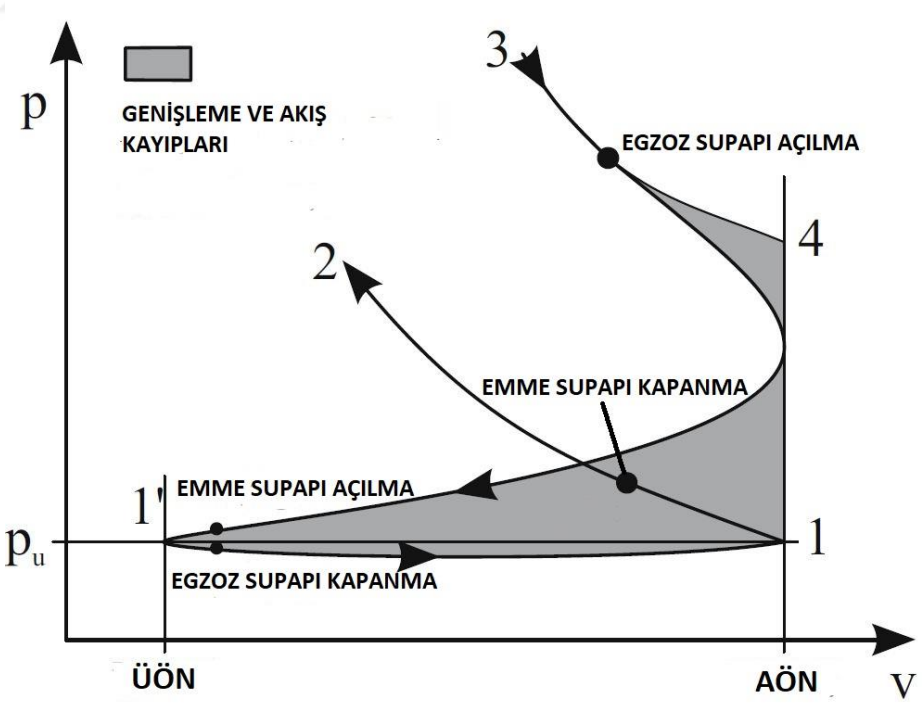
Çok yaygın olarak kullanılan pozitif ateşlemeli motorlar, otomotivde, havacılıkta, RC modelcilikte ve birçok farklı alanda kullanılmakta olup, silindir içerisinde bulunan hava yakıt karışımı, dışarıdan pozitif bir etki yapılarak tutuşturulmaktadır. Tutuşan yakıt silindir içinde basıncı arttırmakta, artan basıncın etkisi ile oluşan kuvvet ise krank mili üstünde bir döndürme momenti oluşturmaktadır. Bu sayede yakıtın kimyasal enerjisi, mekanik enerjiye dönüştürülmüş olur. Şekil 2.1'de pozitif ateşlemeli dört stroklu bir motorun P-V diyagramı görülmektedir.



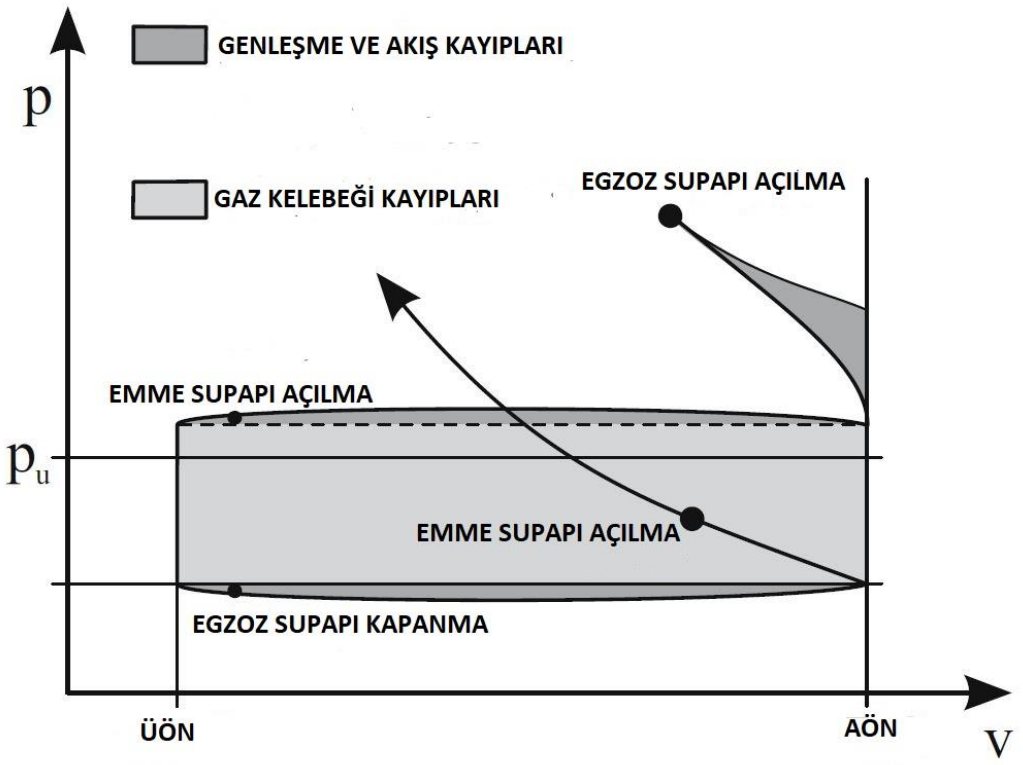
Şekil 2.1 Pozitif ateşlemeli motorun p-v diyagramı

2.1. Pozitif Ateşlemeli Motor Teorisi

Geleneksel pozitif ateşlemeli motorlarda; yakıt, emme supapının hemen önüne emme portuna püskürtülmekte ve emme supapının açılması ile silindir içine alınmakta, emme supapının kapatılmasından sonra ise sıkıştırılarak üst ölü noktaya gelmeden dışarıdan enerji verilerek tutuşturulmakta ve oluşan yanma basıncının etkisi ile oluşan kuvvet, krank mili üstünde bir döndürme momenti oluşturmaktadır. Burada tutuşmadan hemen önce hava yakıt karışımı neredeyse homojen olarak bulunmaktadır. Silindir içine alınan hava miktarı gaz kelebeği tarafından kontrol edilmektedir. Gaz kelebeği kısmi yüklerde kapalıya yakın pozisyonda bulunurken tam yük durumlarında tam açık ya da tam açığa yakın durumda bulunmaktadır. Hava miktarı ölçülerek hava-yakıt oranı λ=1 olacak şekilde ayarlanmaktadır. Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'te motorun tam ve kısmi yükteki P-V diyagramlarından görüleceği üzere gaz kelebeğinin kısmi yüklerde kapalıya yakın olması ciddi oranda kısılma kayıplarına neden olmakta ve indike verimi azaltmaktadır [27][28][29].

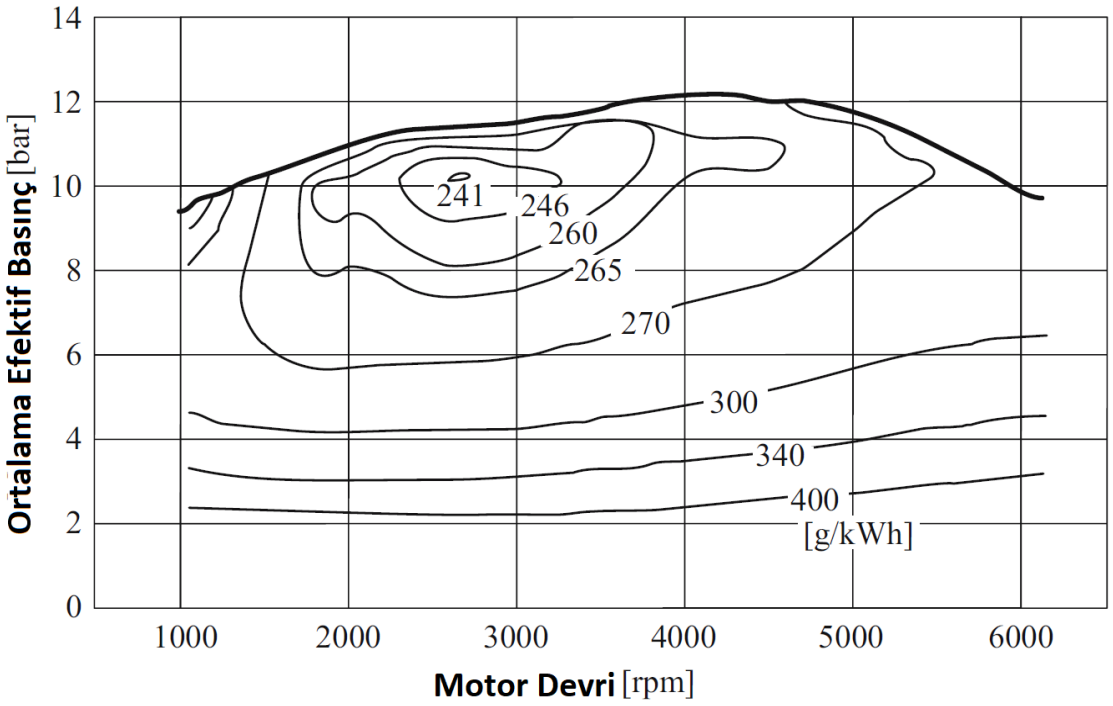


Şekil 2.2 Pozitif ateşlemeli motorun tam yükte p-v diyagramı [27]



Şekil 2.3 Pozitif ateşlemeli motorun kısmi yükte p-v diyagramı [27]

Şekil 2.4'te görülen motor haritası, dört stroklu pozitif ateşlemeli motora ait olup motorun karakteristiği hakkında önemli bilgiler vermektedir. Haritada maksimum tork eğrisi, minimum rölanti devri, maksimum motor deviri, ortalama efektif basınç ve özgül yakıt tüketim değerleri verilmiştir. Pozitif ateşlemeli motorlarda düşük devrilerde ve kısmi yüklerde özgül yakıt tüketiminin yüksek olduğu motor haritasından da görülmektedir [27][28][29].



Şekil 2.4 Dört stroklu pozitif ateşlemeli motor haritası [27]

2.2. Kullanılan 1 Boyutlu Programın Teorisi

Kullanılan 1 boyutlu motor modelleme programının kullandığı teori ve denklemler 2 bölüm olarak aşağıda kısaca anlatılmaktadır. Birinci bölüm temel teori, ikinci bölüm ise yanma teorisidir.

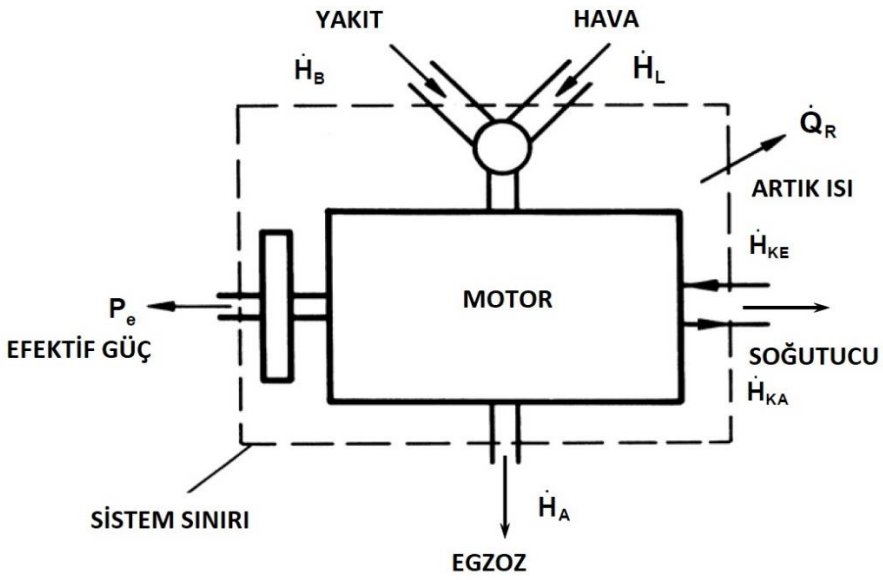
2.2.1 Temel Teori ve Modeller

2.2.1.1 Kütle Korunum Teorisi

Şekil 2.5'te içten yanmalı bir motorun enerji dengesi gösterilmektedir. Buna göre sisteme hava ve yakıt girişi olurken, efektif güç, egzoz, soğutma suyu ve artık ısı çıkışı olmaktadır [27].

Mevcut sisteme kütle korunumu uygulanırsa;

$$\frac{dm_{Silindir}}{d\alpha} = \sum \frac{dm_{emme}}{d\alpha} - \sum \frac{dm_{egzoz}}{d\alpha} - \frac{dm_{blowby}}{d\alpha} + \frac{dm_{buharlaşan}}{dt} \qquad (2.1)$$



Şekil 2.5 İçten yanmalı motorda enerji dengesi [27]

Portta karışımda yapılan kabuller;

- Hava yakıt karışımın homojen olarak karıştığı
- Yanma esnasında hava/yakıt oranının sabit kaldığı
- Yanmış ve yanmamış dolguların aynı basınç ve sıcaklıkta olduğu kabul edilir.

Silindir içinde karışımda yapılan kabuller;

- Silindir içine püskürtülen yakıtın aniden yandığı
- Yanma sonucu ortaya çıkan ürünlerin, yanmamış silindir dolgusu ile homojen olarak karıştığı kabul edilir.

2.2.1.2 Isı Transfer Katsayısı

Isı transfer katsayısını hesaplamak için program çeşitli modellerden yararlanmaktadır ve bu modeller kullanıcı tarafından seçilebilmektedir. Bunlar; Woschni; ısı transfer katsayısının swirl olmayan klasik Woschni bağıntısı ile hesaplanacağını belirtir. En önemli fark supapların açık olduğu andaki ısı transfer katsayılarının işlenmesidir, burada

ısı transferinin emme supaplarından giren akış hızları ve egzoz supaplarından çıkan akış hızları ile artmasıdır. Bu seçenek motora ait swirl verileri olmadığında önerilmektedir.

WoschniClassic; silindir içi ısı transferinin swirl olmayan klasik Woschni bağıntısı ile hesaplanacağını belirtir. Burada K_2 0.53 alınır.

WoschniSwirl; silindir içi ısı transferinin swirl ile klasik Woschni bağıntısı ile hesaplanacağını belirtir. Burada K_2 0.53 alınır.

WoschniHuber; silindir içi ısı transferinin K. Huber, G. Woschni ve K. Zeilinger tarafından geliştirilen benzer bir formülle hesaplanacağını belirtir.

Hohenberg; silindir içi ısı transferinin G. F. Hohenberg tarafından geliştirilen bir formülle hesaplanacağını gösterir. Bağıntının ancak bazı direkt enjeksiyonlu dizel motorlar için ısı transferini daha doğru tahmin ettiği gösterilmiştir. Motor devri sıfıra düştükçe, bu model tarafından hesaplanan minimum ısı transfer katsayısı, Nu=3.66 laminer ısı transfer bağıntısı ile hesaplanandan yaklaşık 5 kat daha büyük olacaktır.

Hgprofili; silindir içi ısı transferinin, krank açısına karşı bir dizi azaltılmış silindir-gaz ısı transfer katsayısından hesaplandığını gösterir. Bu tür veriler genellikle silindir içi CFD analizinden gelir.

Woschni [27];

$$h_{c(\text{ Woschni }^{*})} = \frac{K_1 p^{0.8} w^{0.8}}{B^{0.2} T K_2} \tag{2.2}$$

hc= Isı Transfer Katsayısı $(\frac{W}{m^2.K})$

B= Silindir Çapı (m)

K_1&K_2= Sabit

p= Silindir Basıncı (kPa)

T= Silindir Sıcaklığı(K)

w= Ortalama silindir gaz hızı (m/s)

Tablo 2.1 Woschni modele bağlı k sabit değerleri [27]

Woschni Model	K_1	K_2
Woschni	3.01426	0,50
WoschniClassic	3,26	0,53
WoschniSwirl	3,26	0,53
WoschniHuber	3,26	0,53

WoschniHuber [27];

$$w = C_1\bar{S}_p + C_2\frac{V_d T_r}{P_r V_r}(p - p_m) \quad (2.3)$$

w= Ortalama silindir gaz hızı (m/s)

C_1&C_2= Sabit

S_P= Ortalama piston hızı (m/s)

T_r=Yanma öncesi akışkan sıcaklığı

p=Anlık akışkan basıncı (kPa)

p_m= Yanma olmadan p ile aynı krank açısından ki akışkan basıncı (kPa)

V_d= Strok hacmi (m^3)

V_r= Yanma öncesi akışkan hacmi (m^3)

Hohenberg [27];

$$h_c = 130V^{-0.06}(p/100000)^{0.8}T^{-0.4}\left(\bar{S}_p + 1.4\right)^{0.8} \quad (2.4)$$

hc= Isı Transfer Katsayısı ($\frac{W}{m^2.K}$)

p= Silindir Basıncı (kPa)

T= Silindir Sıcaklığı(K)

S_P= Ortalama piston hızı (m/s)

V= Hacim (m^3)

flow;

$$h_{c,\,\text{surface}} = \frac{1}{2} C_f \rho u_{\text{eff},\,\text{surface}} C_p \text{Pr}^{-2/3} \quad (2.5)$$

hc= Isı Transfer Katsayısı ($\frac{W}{m^2.K}$), her yüzey için

C_f= Yüzey Sürtünme Katsayısı

C_p= Gazın Özgül Isı

Pr= Prandtl Sayısı

ρ= Gaz Yoğunluğu

$u_{\text{eff},\,\text{surface}}$ = Sınır Katmanları Dışındaki Her Yüzey İçin Efektif Hız, (Swirl, Tumble, Türbülans ve Ortalama Piston Hızı ile Hesaplanan)

2.2.2 Yanma Teorisi ve Modeller

Açığa çıkan ısı oranının tanımlanması yanmayı modellemek için kullanılan bir yaklaşımdır. Silindir içi basınç ölçülerek açığa çıkan ısı oranına ulaşılabilmektedir. Krank açısına bağlı olarak elde edilen basınç verisinden boyutsuz ısı giriş karakteristiği belirlenmelidir. Silindir içinde bulunan yakıt miktarı ve hava/yakıt oranından, program mevcut ısı girişini krank açısı olarak hesaplar.

2.2.2.1 Pozitif Ateşlemeli Vibe Modeli

Bu model pozitif ateşlemeli bir motorda yanma hızını klasik olarak belirleyen bir modeli temsil eder, silindir içi basınç verisinin olmadığı durumlar için uygun bir metottur. Sabitlerin hesaplanması için denklem 2.6 ve 2.7 kullanılmaktadır [27][28][29].

$$WC = \left[\frac{D}{BEC^{1/(E+1)} - BSC^{1/(E+1)}}\right]^{-(E+1)} \text{ Vibe Sabiti} \quad (2.6)$$

$$SOC = AA - \frac{(D)(BMC)^{\frac{1}{E+1}}}{BEC^{\frac{1}{E+1}} - BSC^{\frac{1}{E+1}}}\ Yanma\ Başlangıcı \quad (2.7)$$

Yanma Oranı Hesabı

$$\text{Yanma } (\theta) = (CE)\left[1 - e^{-(WC)(\theta - SOC)(E+1)}\right] \tag{2.8}$$

2.2.2.2 Sıkıştırma Ateşlemeli Vibe Modeli

Bu model direkt enjeksiyonlu sıkıştırma ateşlemeli motorlar için kullanılan yanma oranını temsil eder [27][28][29].

$$F_M = (1 - F_P - F_T) \tag{2.9}$$

$$WC_P = \left[\frac{D_P}{2.302^{\frac{1}{(E_P+1)}} - 0.105^{\frac{1}{(E_P+1)}}}\right]^{-(E_P+1)} \tag{2.10}$$

$$WC_M = \left[\frac{D_M}{2.302^{\frac{1}{(E_M+1)}} - 0.105^{\frac{1}{(E_M+1)}}}\right]^{-(E_M+1)} \tag{2.11}$$

$$WC_T = \left[\frac{D_T}{2.302^{1/(E_T+1)} - 0.105^{1/(E_T+1)}}\right]^{-(E_T+1)} \tag{2.12}$$

Yanma Oranı Hesabı

$$\text{Yanma}(\theta) = (CE)(F_P)\left[1 - e^{-(WC_P)(\theta - SOI - ID)^{(E_P+1)}}\right] + (CE)(F_M)\left[1 - e^{-(WC_M)(\theta - SOI - ID)^{(E_M+1)}}\right] + (CE)(F_T)\left[1 - e^{-(WC_T)(\theta - SOI - ID)^{(E_T+1)}}\right] \tag{2.13}$$

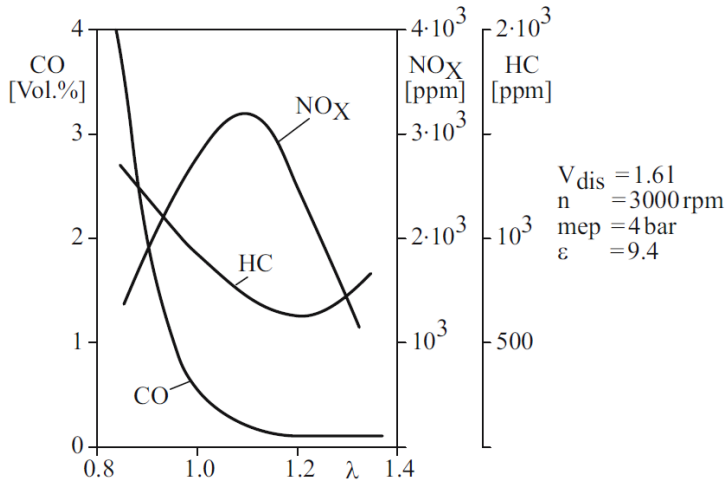
2.2.2.3 Multi Vibe Modeli

Bu model için iki hareket fonksiyonu tanımlanmaktadır, birincisi ön karıştırmalı yanmanın maksimum noktasını modellemek ikincisi ise kontrollü yanmayı modellemek için kullanılır. Eğer derece krank açısı olarak yakıt dağılımı biliniyorsa açığa çıkan ısı oranı eklenebilir [27][28][29].

$$\text{Yanma}(\theta) = (CE)\sum_{1}^{n}\left[\left(\frac{(FF_i)}{\sum_1^n FF_i}\right)\text{Yanma}\ (\theta)_i\right] \qquad (2.14)$$

2.2.2.4 Emisyon Oluşumu ve Vuruntu

Program egzoz emisyonlarının oluşumunu modelleyebilmek için çeşitli temel varsayımlar ve formüller kullanmaktadır. Şekil 2.6 da hava fazlalık katsayısına bağlı olarak egzoz emisyon oluşumu grafiği gösterilmektedir [27][28][29].



Şekil 2. 6 Hava fazlalık katsayısına bağlı olarak egzoz emisyon oluşumu [27]

- **Azot Oksitlerin Oluşum Modeli**

Programda uygulan NOx oluşum modeli temeli Zeldovich mekanizmasını temel alan reaksiyonlara dayanmaktadır.

Tablo 2.2 Zeldovich mekanizması [27]

	Stokiometri	Oran $k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-TA_i}{T}\right)}$	$k_0[cm^3, m$	a[-]	$T_A[K]$
R1	N2+O=NO+N	$r_1 = k_1 \cdot c_{N2} \cdot c_O$	4.93E13	0.0472	38048.01
R2	O2+N=NO+O	$r_2 = k_2 \cdot c_{O2} \cdot c_N$	1.48E08	1.5	2859.01
R3	N+OH=NO+H	$r_3 = k_3 \cdot c_{OH} \cdot c_N$	4.22E13	0.0	0.0
R4	N20+0=NO+NO	$r_4 = k_4 \cdot c_{N2O} \cdot c_O$	4.58E13	0.0	12.130.6
R5	O2+N2=N2O+O	$r_5 = k_5 \cdot c_{O2} \cdot c_{N2}$	2.25E10	0.825	50569.7
R6	OH+N2=N2O+ H	$r_6 = k_{21} \cdot c_{OH} \cdot c_{N2}$	9.14E07	1.148	36190.66

- **Karbonmonoksit Oluşum Modeli**

Program CO oluşum modeli için Onorati ve diğerlerini temel almaktadır. Aşağıdaki Çizelge 2.3'teki 2 reaksiyon dikkate alınmıştır [27][28].

Tablo 2.3 CO oluşum modeli [27]

	Stokiometri	Oran
R1	CO+OH=CO2+H	$r_1 = 6.76 \cdot 10^{10} \cdot e^{\left(\frac{T}{1102.0}\right)} \cdot c_{CO} \cdot c_{OH}$
R2	CO+O2=CO2+O	$r_2 = 2.51 \cdot 10^{12} \cdot e^{\left(\frac{-24055.0}{T}\right)} \cdot c_{CO} \cdot c_{O2}$

- **İs Oluşum Modeli**

Programda uygulanan iki farklı is oluşum modeli mevcuttur. İki bölgeli hesaplama için Schubiger ve çok bölgeli yanma modeli için Hiroyasu kullanılmaktadır [27][28]. Schubiger ve Hiroyasudan aşağıda kısaca bahsedilmektedir.

Schubiger;

Bu model is oluşumu için iki reaksiyonu temel alır. Bu reaksiyonlar ($dm_{s,f}/dt$) difüzyon yanmasının yanma hızı ile oranıdır. Reaksiyon silindir içindeki oksijen miktarına bağlıdır. [27][28].

$$\frac{dm_{s,f}}{dt} = A_{s,f} \cdot \frac{dm_{fb,diff}}{dt} \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{n1} \cdot e^{\frac{E_{s,f}}{R_{rm} \cdot T}} \tag{2.15}$$

$$\frac{dm_{s,o}}{dt} = A_{s,o} \cdot \frac{1}{\tau_{char}} \cdot (m_{is})^{n2} \left(\frac{p_{O_2}}{P_{O_2,ref}}\right)^{n3} \cdot e^{\frac{E_{s,o}}{R_m \cdot T}} \tag{2.16}$$

Hiroyasu;

Program çok bölgeli yanmada is oluşumu için Hiroyasuyu temel almaktadır. Hiroyasuyu is oluşumunu direkt olarak yakıt buharının varlığına bağlamaktadır. Net is kütlesi reaksiyon bölgesindeki oksijen mevcudiyeti tarafından kontrol edilmektedir [27][28].

$$\frac{dm_{s,f}}{dt} = C_{s,f} \cdot m_A \cdot p^{0.5} \cdot e^{-\frac{E_{sf}}{R_m \cdot T}} \tag{2.17}$$

$$\frac{dm_{s,o}}{dt} = C_{s,o} \cdot m_{is} \cdot \frac{p_{O_2}}{p} p^{1.8} \cdot e^{-\frac{E_{sc}}{R_m \cdot T}} \tag{2.18}$$

- **Hidrokarbon Oluşum Modeli**

Pozitif ateşlemeli bir motorda hidrokarbon oluşumunun farklı sebepleri bulunmaktadır.

Çok kesin olarak verilememekle birlikte temel termodinamik yaklaşımı ile güvenli sayılacak bir hesap yöntemi kullanımaktadır. Aşağıda HC oluşum mekanizmasının sebepleri verilmiştir [27][28].

1. Hava yakıt karışımı küçük hacimlere girer ve yanma bu bölgelerde uygun, yanma ortamı bulamadığı için söner [27][28].
2. Silindir çeperlerinde bulunan yağ üzerinde yakıt buharı birikerek, genişleme strokunda yanmaya başlar fakat uygun yanma ortamını bulamadığı için söner ve tam yanma gerçekleşmez [27][28].
3. Silindir duvarlarının görece soğuk olması alevin silindir çeperine erişmeden sönmesine yol açar [27][28].
4. Ateşleme hatası sonucu yanmanın tam gerçekleşememesi [27][28].
5. Supap süper pozisyon esnasında yanmamış yakıtın bir kısmının egzoz supapından dışarı çıkması [27][28].

2.2.3 Silindir İçi Basınç Analizi

Deneyler esnasında, Ü.Ö.N sinyali, krank açısı sinyali, ateşleme sinyali ve piezoelektrik basınç sensör sinyali osiloskop ile toplanarak işlenmiş ve Krank açısı ve üst ölü noktaya bağlı olarak elde edilmiştir. Buradan Janaf Tabloları kullanılarak ısı açığa çıkış oranı elde

edilmiştir. Formül 2.19 da silindir içinde oluşan enerjinin; gaz kompozisyonu, sıcaklık ve basınçla alakalı olduğunu ifade etmektedir [27][28].

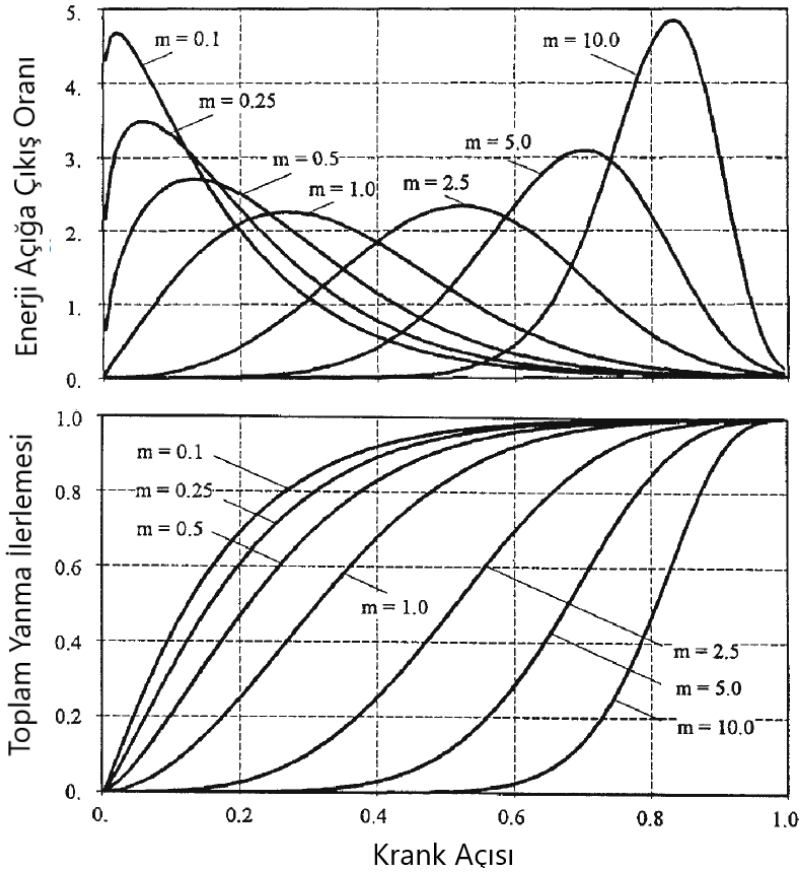
$$\frac{\mathrm{d}Q_{\text{fuel}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{dt}} - \frac{\mathrm{d}Q_w}{\mathrm{dt}} + p\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{dt}}\left[-\frac{\mathrm{d}m_{bb}}{\mathrm{dt}}h_{bb}\left(-\frac{\mathrm{d}m_{\text{fuel , evap}}}{\mathrm{d}t}\Delta h_{\text{evap}}\right)\right] \qquad (2.19)$$

2.2.4 Isı Açığa Çıkış Oranı

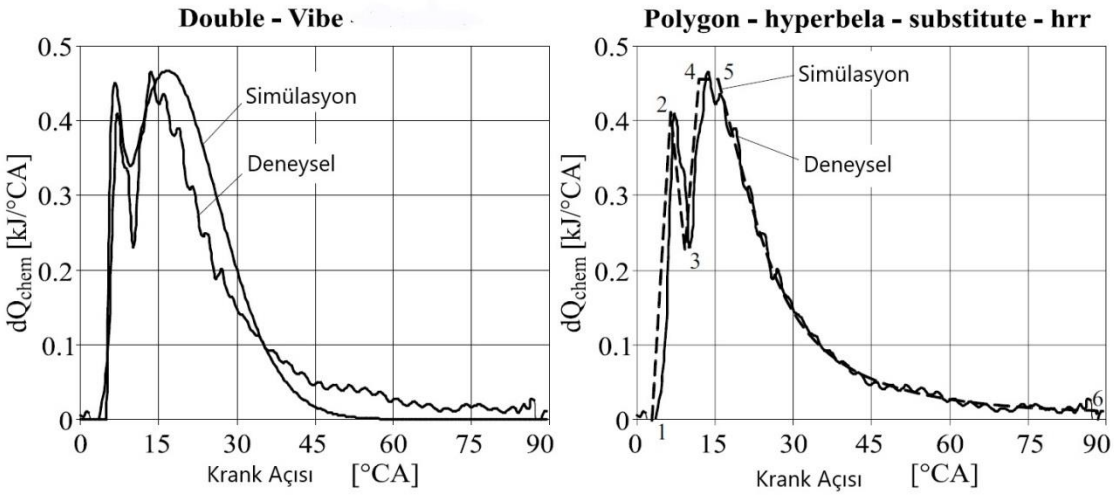
"Üçgen yanma" dan yola çıkarak Vibe aşağıdaki bağıntıyı sağlamıştır [27]: reaksiyon kinetik hususları yardımıyla toplam ısı açığa çıkış hızı;

$$\frac{Q_f(\varphi)}{Q_{f,\,\text{total}}} = 1 - e^{-a\left(\frac{\varphi-\varphi_{SOC}}{\Delta\varphi_{CD}}\right)^{m+1}} \quad \text{with } \varphi_{SOC} \le \varphi \le \varphi_{SOC} + \Delta\varphi_{CD} \qquad (2.20)$$

$$\frac{\mathrm{d}Q_f}{\mathrm{d}\varphi} = Q_{f,\,\text{total}}\, a(m+1)\left(\frac{\varphi-\varphi_{SOC}}{\Delta\varphi_{CD}}\right)^{m} e^{-a\left(\frac{\varphi-\varphi_{SOC}}{\Delta\varphi_{CD}}\right)^{m+1}} \qquad (2.21)$$



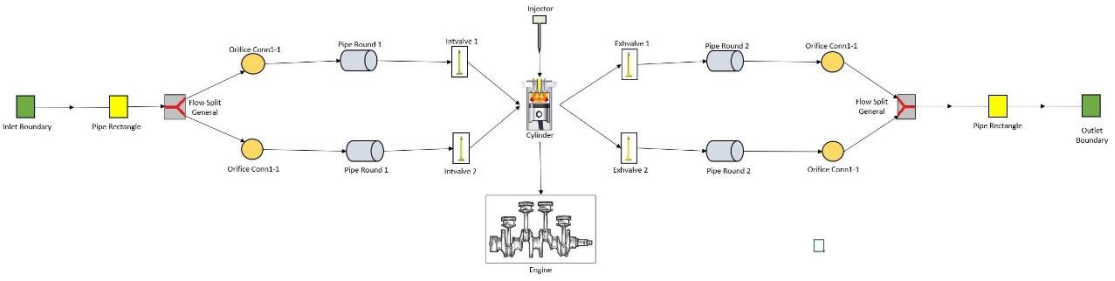
Şekil 2.7 Vibe katsayısına bağlı ısı açığa çıkış oranı [27]



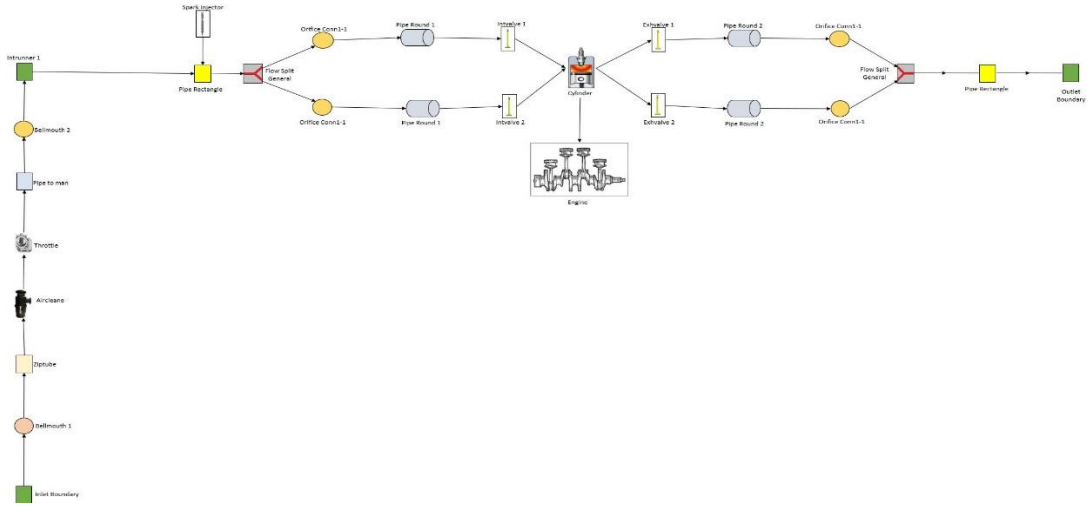
Şekil 2.8 Vibe fonksiyonlarının simülasyon ve deneysel karşılaştırması [27]

2.3 1 Boyutlu Teorik Modelin Oluşturulması

1 boyutlu teorik model oluşturulması için, motor tasarımına ait parametreler Catia V5 programı ile ölçülerek belirlenmiş ve 1 boyutlu modelleme programı kullanılarak benzetim çalışmaları yapılmıştır. Hali hazırda programın kendi kütüphanesindeki modeller ve daha önceden üretilen dizel motorun verileri kullanılarak testlerin yapıldığı motor modeline ulaşılmıştır.

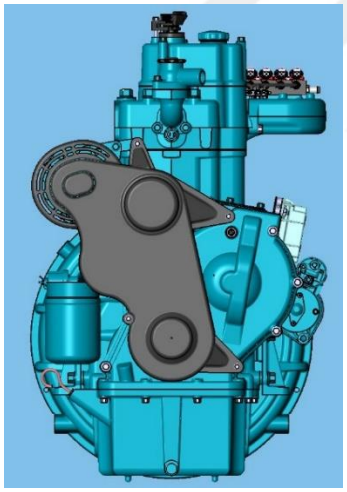


Şekil 2.9 Dizel motorun 1 boyutlu analiz programındaki modeli

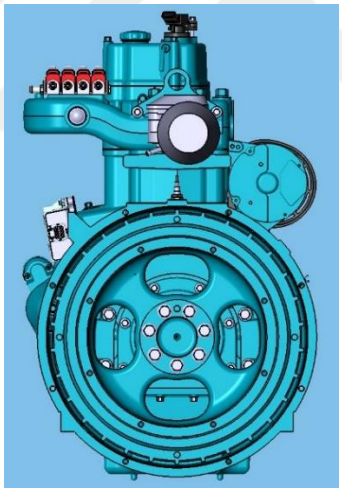


Şekil 2.10 Doğalgazlı motorun 1 boyutlu analiz programındaki modeli

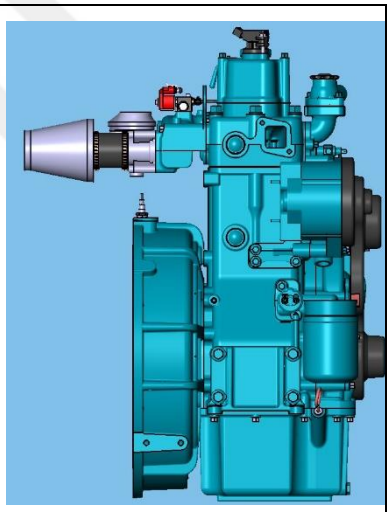
1 boyutlu modelleme programına, motorun Catia V5 programı çizimlerinden yararlanarak, gerekli olan ölçüler ve parametreler girilmiştir.



a)

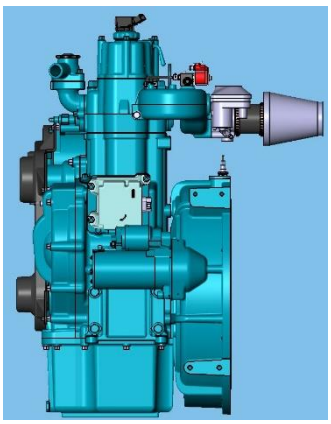
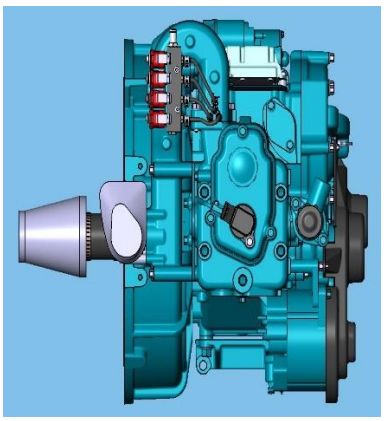
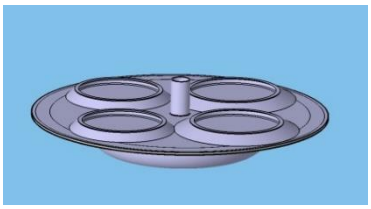
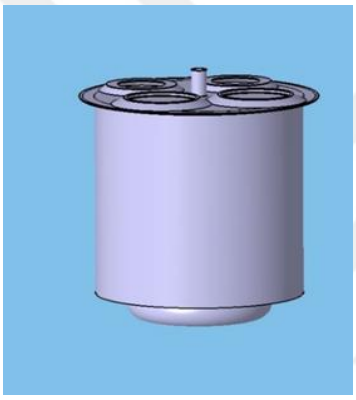
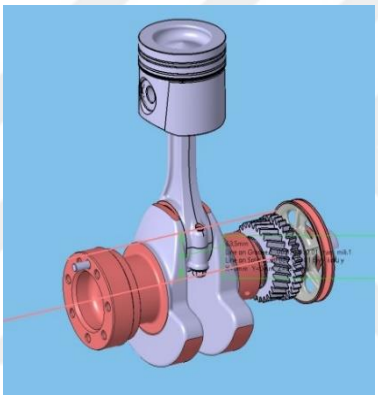
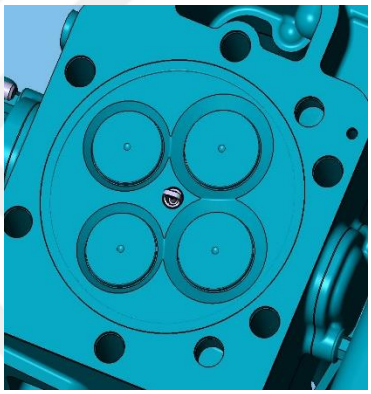
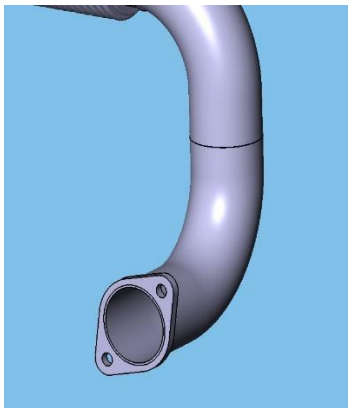
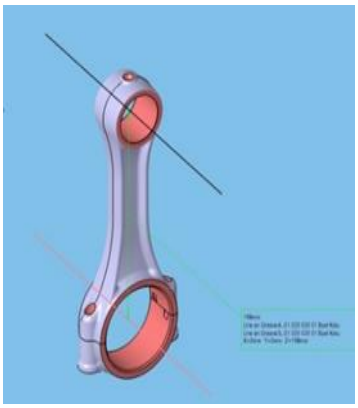
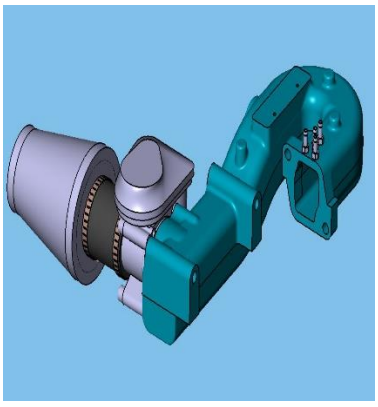


b)

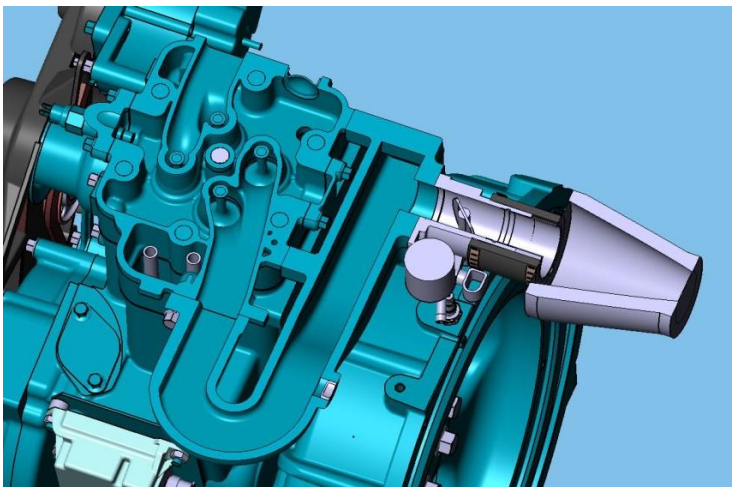


c)

Şekil 2.11 a) Motorun önden görünüşü, b) motorun arkadan görünüşü, c) motorun soldan görünüşü

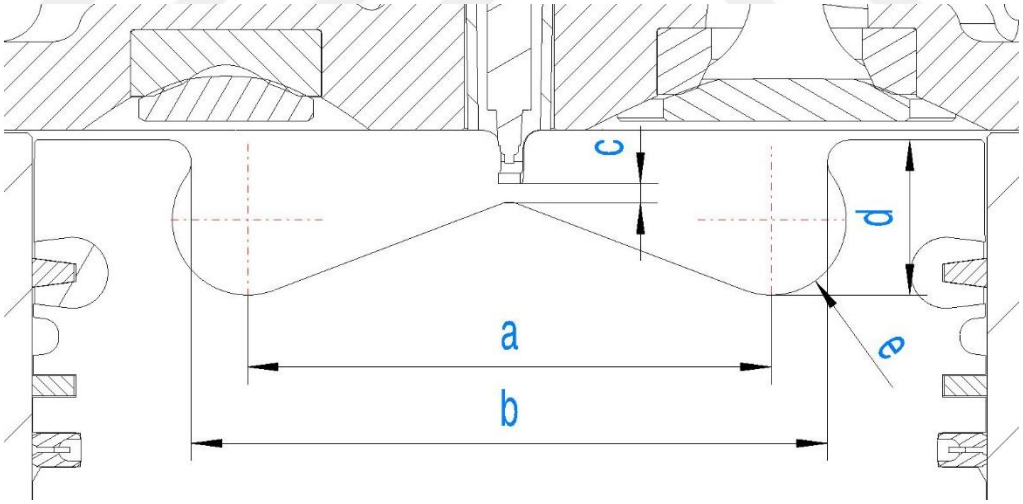
		
d)	e)	f)
		
g)	h)	ı)
		
i)	j)	k)

Şekil 2.11(devamı) d) motorun sağdan görünüşü, e) motorun üstten görünüşü, f) piston ü.ö.nda iken yanma odası hacmi, g) piston a.ö.n da iken yanma odası hacmi, h) krank yarıçapı, ı) buji ve supap yerleşimi, i) egzoz manifoldu, j) biyel boyu, k) hava filtresi gaz kelebeği ve emme manifold yerleşimi



m)

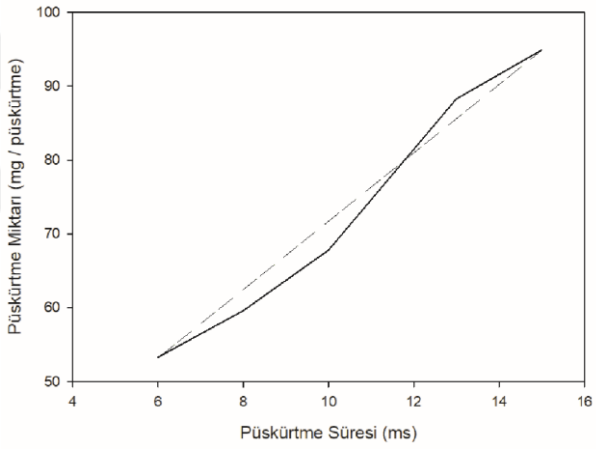
Şekil 2.11 (devamı) m) emme yolu kesit görüntüsü



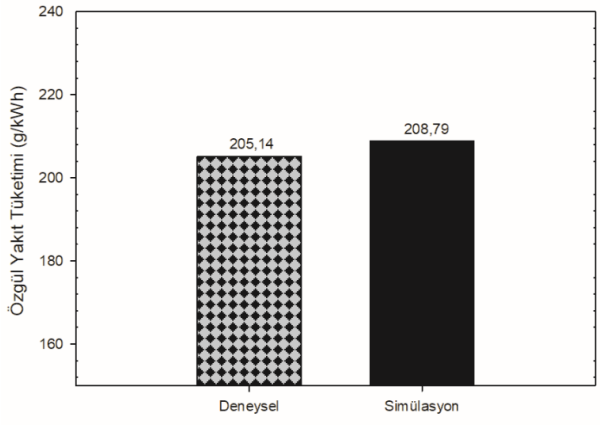
Şekil 2.12 Yanma odası tasarımı ve buji yerleşimi

2.4 Deneysel ve Simülasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması

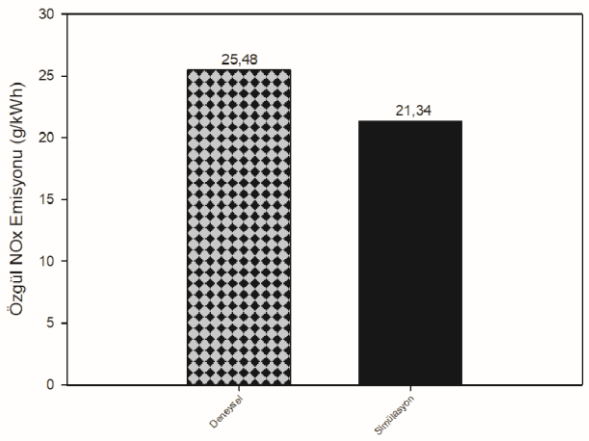
1 boyutlu model oluşturulup dizel deney sonuçlarına göre doğrulandıktan sonra doğalgazlı motor için %100, 75%, 50% ve 25% yük şartları için silindir içi basınç, özgül yakıt tüketimi ve NOx değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Çevrim atlatma modlarından 3N1S ve 2N1S modlarının karşılaştırmaları kısmi yükler için yapılmıştır. Çalışmalar sonunda deneysel verilere paralel şekilde atlatılan çevrimlerde silindir içi basınçların ve NOx emisyonlarının arttığı, özgül yakıt tüketimininde düştüğü görülmektedir. Deneyler ile kullanılan gaz enjektörünün karakteristiği belirlenmiş ve 1 boyutlu modellemede bu karakteristik referans alınmıştır. Deneysel ve simülasyon verileri arasında özgül yakıt tüketiminde 1,78%'lik bir fark vardır. Simülasyonda yakıt tüketimi daha fazla olduğu görülmektedir. Simülasyon sonucu NOx emisyonlarında ise 16,24% daha düşük çıkmıştır. Silindir içi basınçta ise simülasyon 8,8% daha düşüktür.



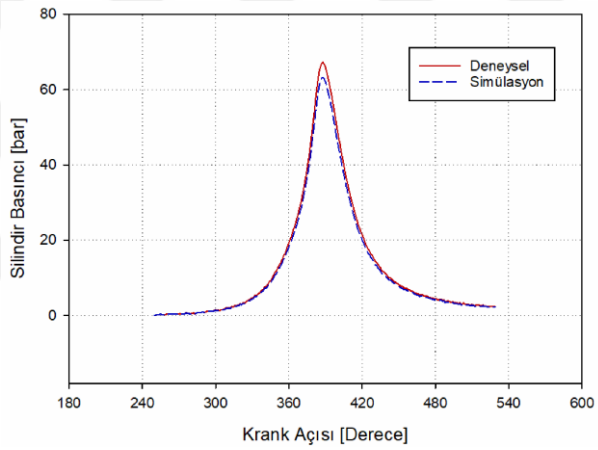
Şekil 2.13 Kullanılan gaz enjektörünün karakteristiği



Şekil 2.14 Tam yükte özgül yakıt tüketimi karşılaştırması

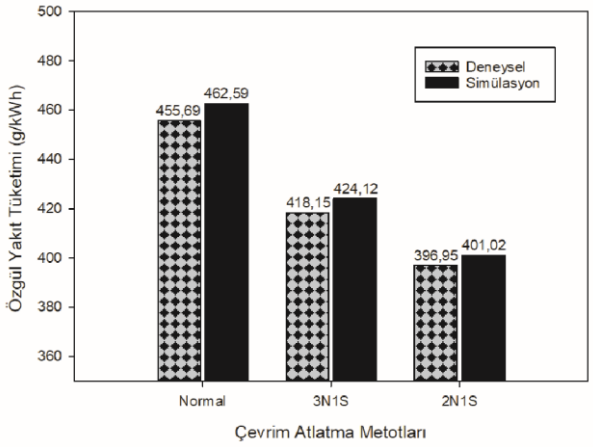


Şekil 2.15 Tam yükte NOx egzoz emisyonu karşılaştırması



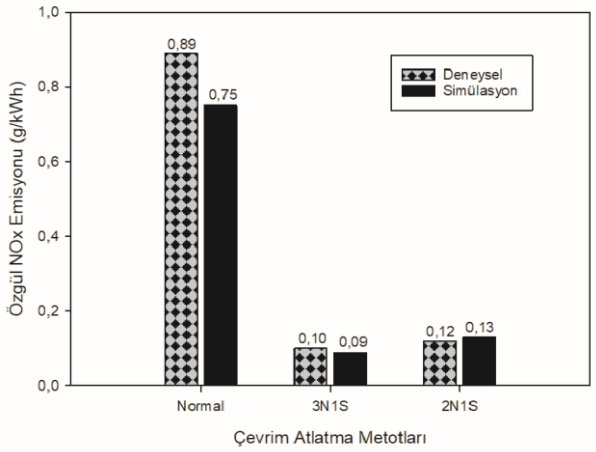
Şekil 2.16 Tam yükte silindir içi basınç karşılaştırması

25% yük şartı için Şekil 2.17'de özgül yakıt tüketim karşılaştırılması deneysel ve simülasyon verileri için yapılmıştır. Buna göre simülasyon verilerinin deneysel verilerden her koşulda fazla olduğu ve deneysel verilere paralel olarak çevrim atlatma ile bir düşüş yaşadığı görülmektedir. Normal modda 1,5%, 3N1S modunda 1,43% ve 2N1S modunda 1,03% fark tespit edilmiştir.



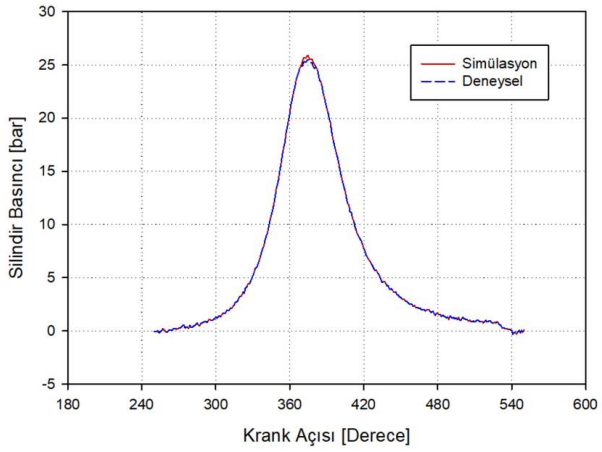
Şekil 2.17 25% Yükte özgül yakıt tüketimi karşılaştırması

25% yük şartı için Şekil 2.18'de özgül NOx emisyonu karşılaştırılması deneysel ve simülasyon verileri için yapılmıştır. Buna göre simülasyon verilerinin deneysel verilerden normal ve 3N1S modunda az, 2N1S modunda ise fazla olduğu tespit edilmiştir. Normal modda 15,73%, 3N1S modunda 10% ve 2N1S modunda 8,33% fark tespit edilmiştir.

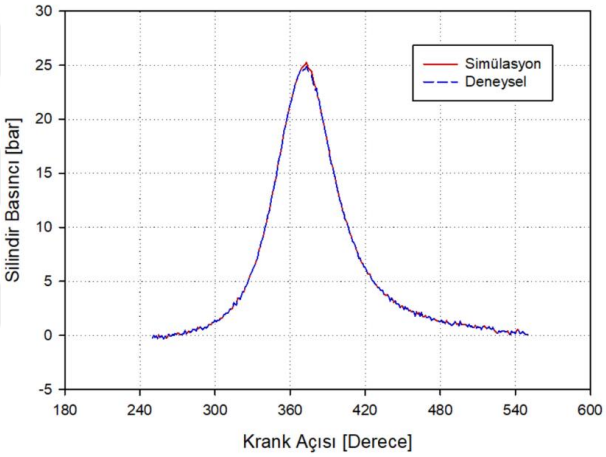


Şekil 2.18 25% Yükte NOx egzoz emisyonu karşılaştırması

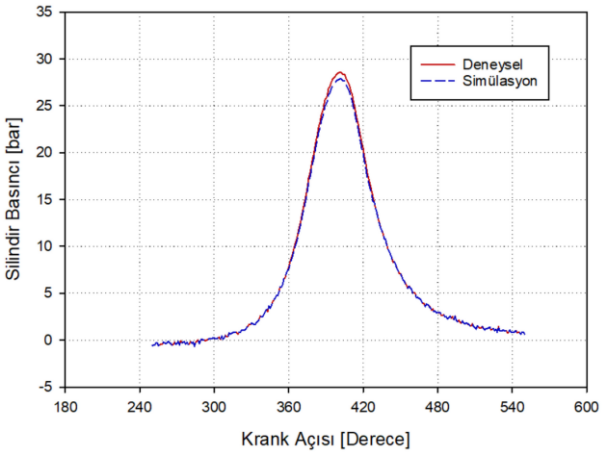
Şekil 2.19, 2.20 ve 2.21 de silindir içi basınçların karşılaştırılması gösterilmiştir, normal çevrimlerdeki basınçların atlatılan çevrimlerden sonra arttığı görülmektedir. Basınçlar arasında 12% kadar farklar olduğu tespit edilmiştir. Simülasyon basınçlarının her şart için deneysel verilere göre daha düşük olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 2.19 25% Yükte normal mod silindir içi basınç karşılaştırması

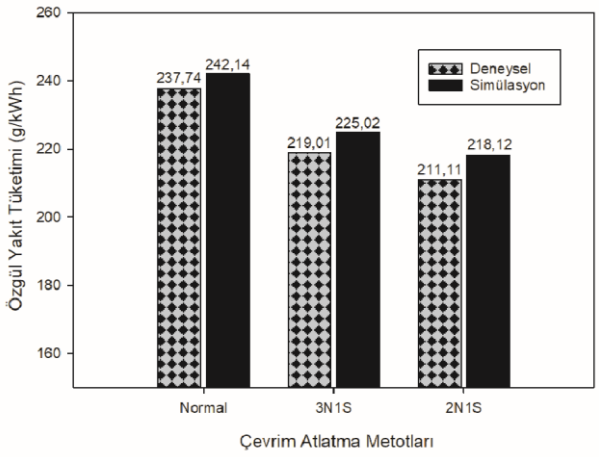


Şekil 2.20 25% Yükte 3N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması



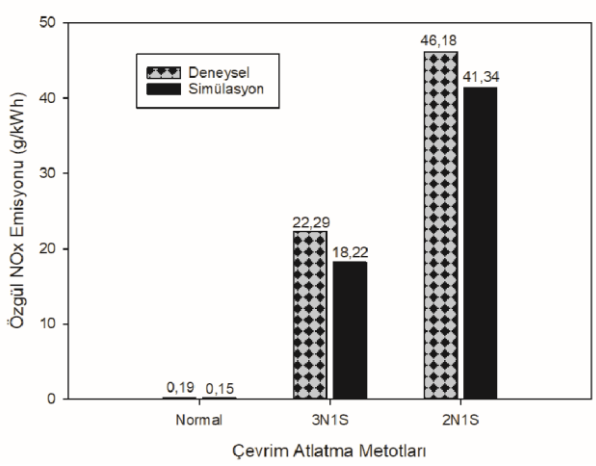
Şekil 2.21 25% Yükte 2N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması

50% yük şartı için Şekil 2.22'de özgül yakıt tüketim karşılaştırılması deneysel ve simülasyon verileri için yapılmıştır. Buna göre simülasyon verilerinin deneysel verilerden her koşulda fazla olduğu ve deneysel verilere paralel olarak çevrim atlatma ile bir düşüş yaşadığı görülmektedir. Normal modda 1,85%, 3N1S modunda 2,73% ve 2N1S modunda 3,3% fark tespit edilmiştir.



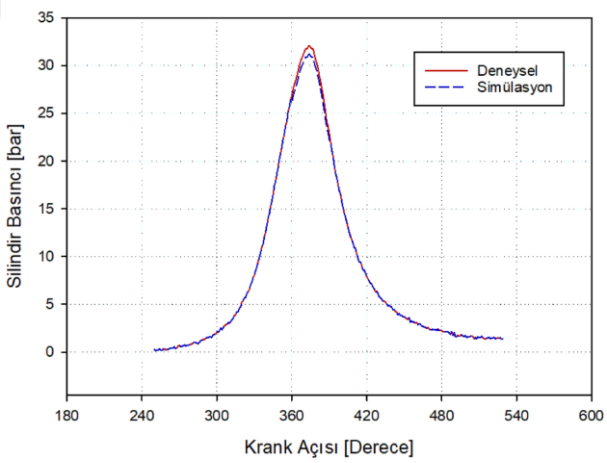
Şekil 2.22 50% Yükte özgül yakıt tüketimi karşılaştırması

50% yük şartı için Şekil 2.23'te özgül NOx emisyonu karşılaştırılması deneysel ve simülasyon verileri için yapılmıştır. Buna göre simülasyon verilerinin deneysel verilerden her koşulda az olduğu ve deneysel verilere paralel olarak çevrim atlatma ile birlikte bir artış yaşadığı görülmektedir. Normal modda 21,05%, 3N1S modunda 18,25% ve 2N1S modunda 10,48% fark tespit edilmiştir.

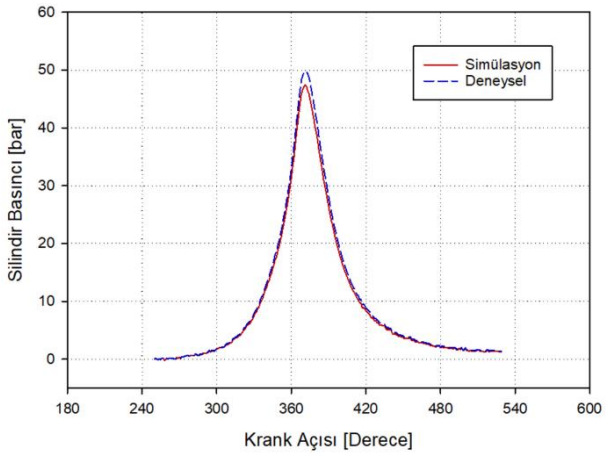


Şekil 2.23 50% Yükte NOx egzoz emisyonu karşılaştırması

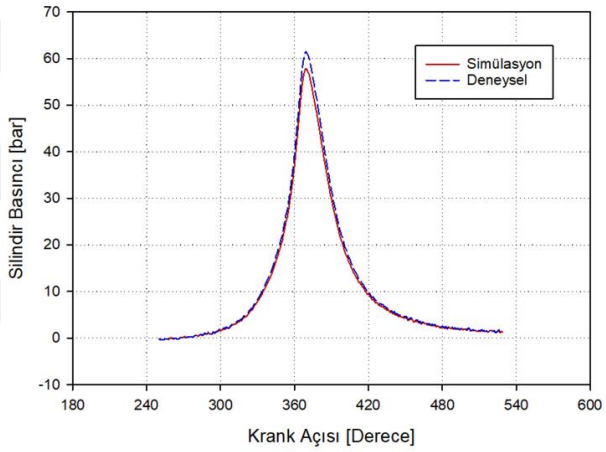
Şekil 2.24, 2.25 ve 2.26'da silindir içi basınçların karşılaştırılması gösterilmiştir, normal çevrimlerdeki basınçların atlatılan çevrimlerden sonra arttığı görülmektedir. Basınçlar arasında 10% kadar farklar olduğu tespit edilmiştir. Simülasyon basınçlarının her şart için deneysel verilere göre daha düşük olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 2.24 50% Yükte normal mod silindir içi basınç karşılaştırması

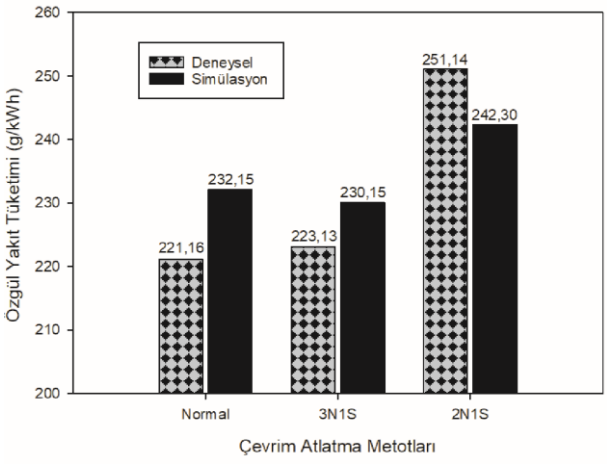


Şekil 2.25 50% Yükte 3N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması



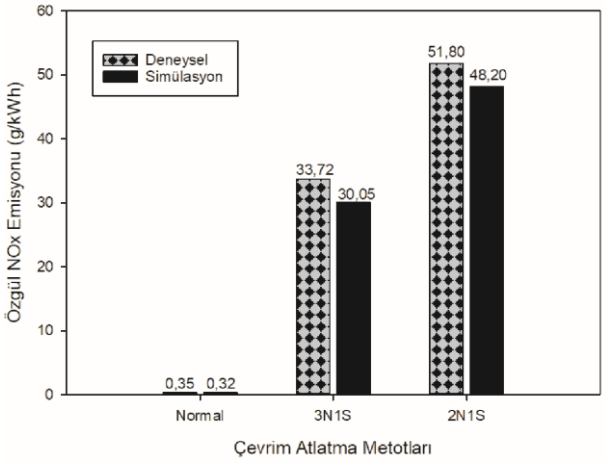
Şekil 2.26 50% Yükte 2N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması

75% yük şartı için Şekil 2.27'de özgül yakıt tüketim karşılaştırılması deneysel ve simülasyon verileri için yapılmıştır. Buna göre simülasyon verilerinin deneysel verilerden normal ve 3N1S modunda fazla, 2N1S modunda ise az olduğu tespit edilmiştir. Normal modda 5%, 3N1S modunda 3,08% ve 2N1S modunda 3,5% fark tespit edilmiştir.



Şekil 2.27 75% Yükte özgül yakıt tüketimi karşılaştırması

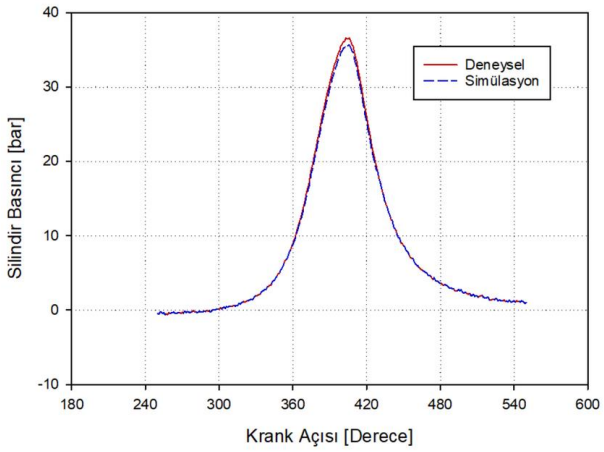
75% yük şartı için Şekil 2.28'de özgül NOx emisyonu karşılaştırılması deneysel ve simülasyon verileri için yapılmıştır. Buna göre simülasyon verilerinin deneysel verilerden her koşulda az olduğu ve deneysel verilere paralel olarak çevrim atlatma ile birlikte bir artış yaşadığı görülmektedir. Normal modda 8,5%, 3N1S modunda 9,54% ve 2N1S modunda 6,94% fark tespit edilmiştir.



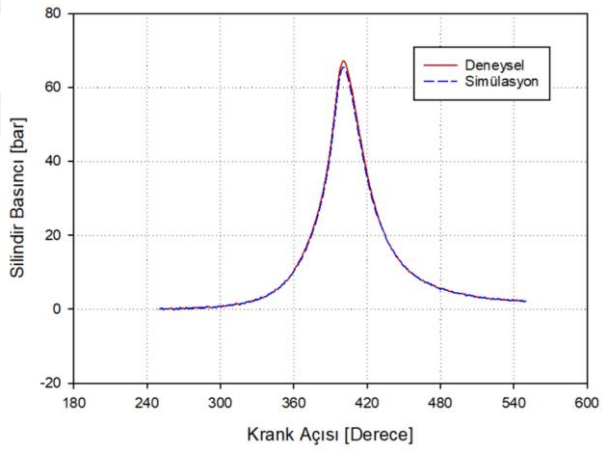
Şekil 2.28 75% Yükte NOx egzoz emisyonu karşılaştırması

Şekil 2.29, 2.30 ve 2.31'de silindir içi basınçların karşılaştırılması gösterilmiştir, normal çevrimlerdeki basınçların atlatılan çevrimlerden sonra arttığı görülmektedir. Basınçlar

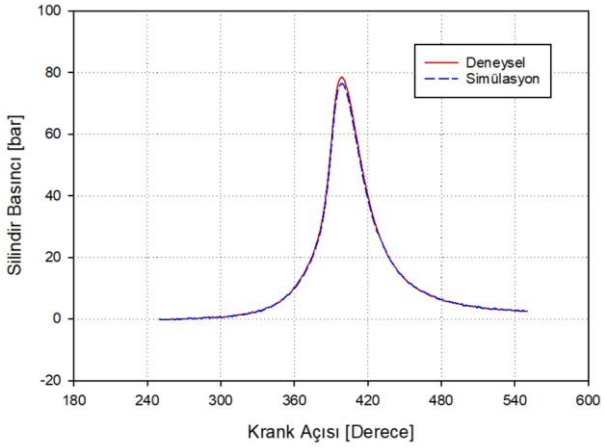
arasında 10% kadar farklar olduğu tespit edilmiştir. Simülasyon basınçlarının her şart için deneysel verilere göre daha düşük olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 2.29 75% Yükte normal mod silindir içi basınç karşılaştırması



Şekil 2.30 75% Yükte 3N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması



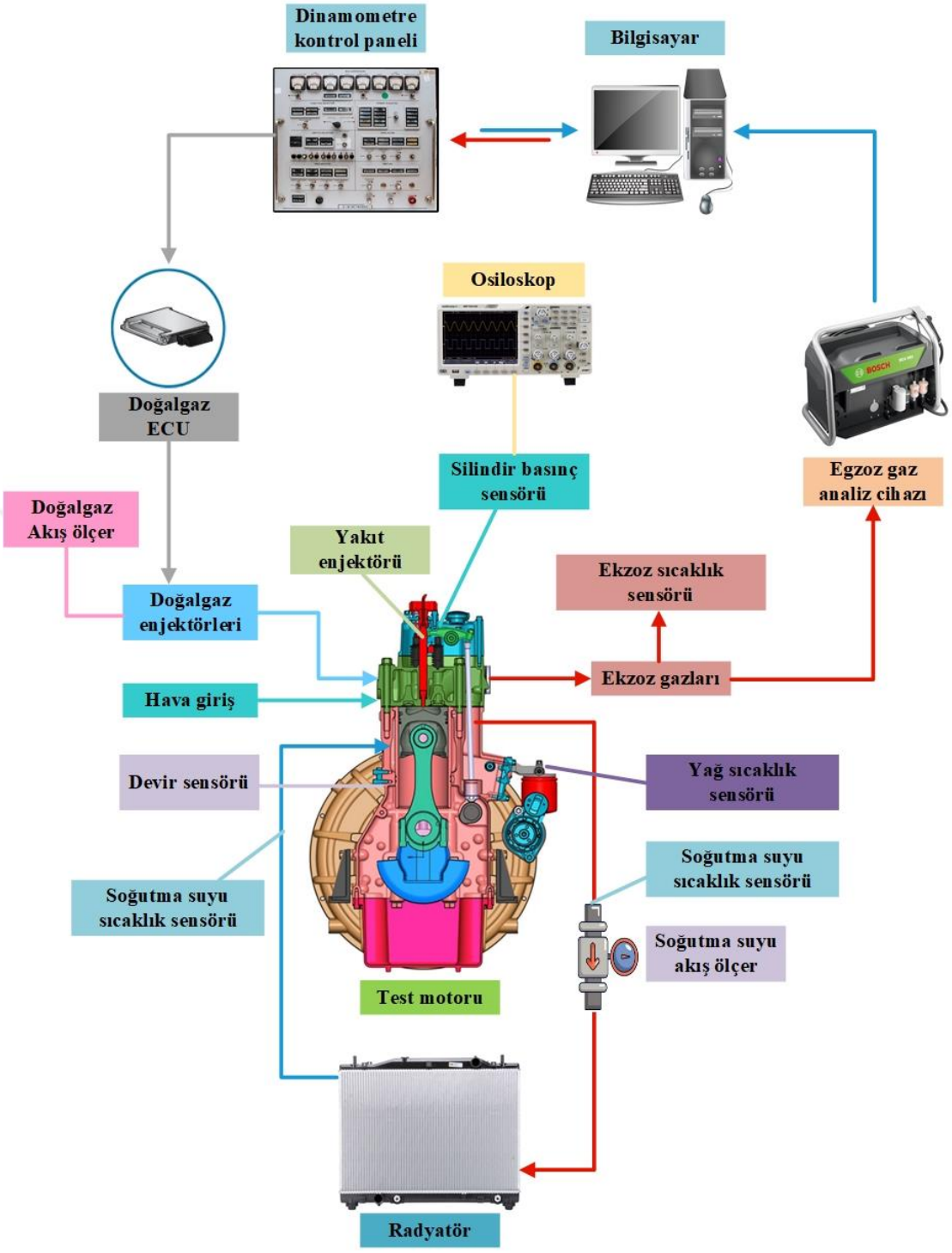
Şekil 2.31 75% Yükte 2N1S mod silindir içi basınç karşılaştırması

3
DENEY DÜZENEĞİ VE DENEY DÜZENEĞİNİN ÖZELLİKLERİ

Deney motoru olarak, önceki kısımlarda belirtildiği gibi tek silindirli ve dönüştürülmeden önce mekanik yakıt sistemine sahip bir dizel motor kullanılmıştır. Deneylerde tek silindirli motor kullanılması ile çok silindirli motorlarda oluşabilecek çevrimsel farklar ve belirsizliklerin önüne geçilmiştir.

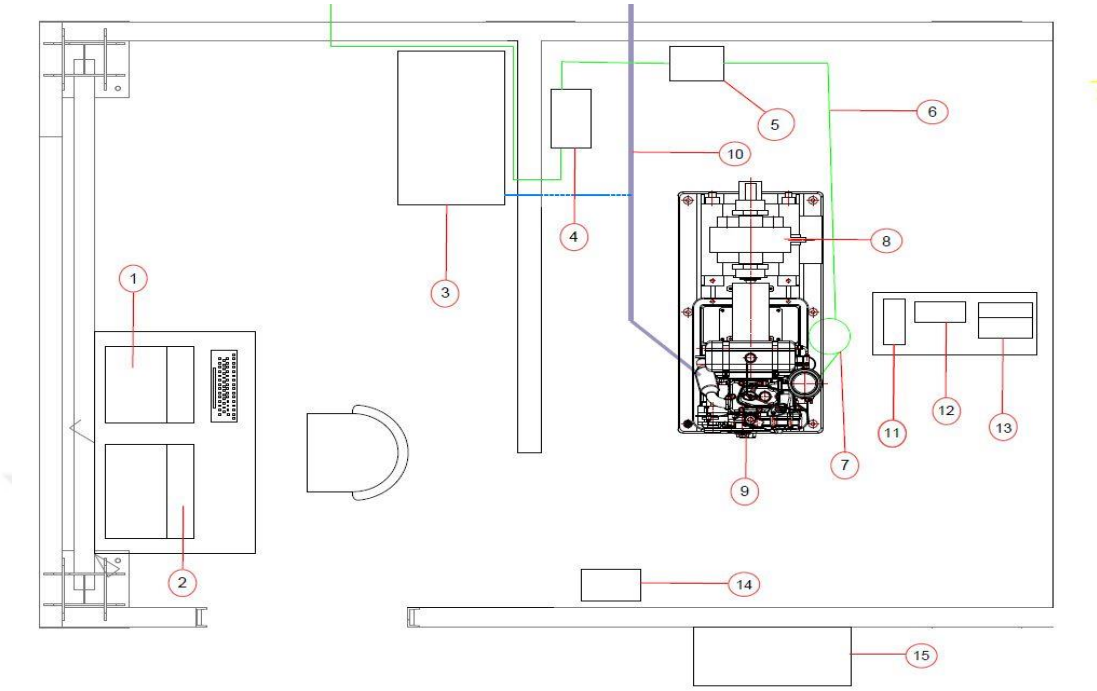
Deneyler için mekanik yakıt sistemli dizel motor, elektronik ateşleme ve yakıt sistemine sahip pozitif ateşlemeli bir motor haline dönüştürülmüştür. Motorun dönüşümü ile ilgili yapılan işlemler deney motoru özellikleri kısmında detaylı olarak anlatılacaktır.

Deneyler Erin Motor'a ait test odasında yapılmış olup, deney düzeneğinin şematik gösterimi şekil 3.1'de gösterilmiştir. Test odasının yerleşim planı ve görünüm fotoğrafı Şekil 3.2'te gösterilmiştir. Test odası TS-ISO 3046-1'e göre testlerin yapılmasına uygun olarak tasarlanmış test ve kontrol kısımlarından oluşmaktadır.



Şekil 3.1 Deney setinin şematik gösterimi

(a)



(b)



Şekil 3. 2 Deney odasının yerleşim planı (a) ve deney odasının fotoğrafı (b)

3.1. Deney Motorunun Özellikleri

Deney motoru tamamen yerli olarak tasarlanmış ve üretilmiş Erin Motor firmasına ait 1.16 L motordur.

3.1.1 Temel Dizel Motorun Özellikleri

Testler esnasında kullanılan doğalgazlı motora temel niteliği taşıyan dizel motorun özellikleri aşağıdaki Tablo 3.1' de belirtilmiştir.

Tablo 3. 1 Deney motorunun teknik özellikleri

Silindir Sayısı	1
Silindir Yerleşimi	Dikey
Silindir Hacmi	1.16 m^3
Piston Çapı	108 mm
Strok	127 mm
Supap Sayısı	4
Sıkıştırma Oranı	14.6:1
Maksimum Motor Gücü	18 kW @ 2400 rpm
Maksimum Motor Torku	80 Nm @ 1800 rpm
Soğutma Sistemi	Su soğutmalı
Rölanti Hızı	600 d/d
Yakıt Cinsi	Dizel
Yakıt Sistemi	Mekanik pompa ve enjektör

3.1.2 Doğalgazlı Motorun Özellikleri

Tablo 3.2 Deney motorunun teknik özellikleri

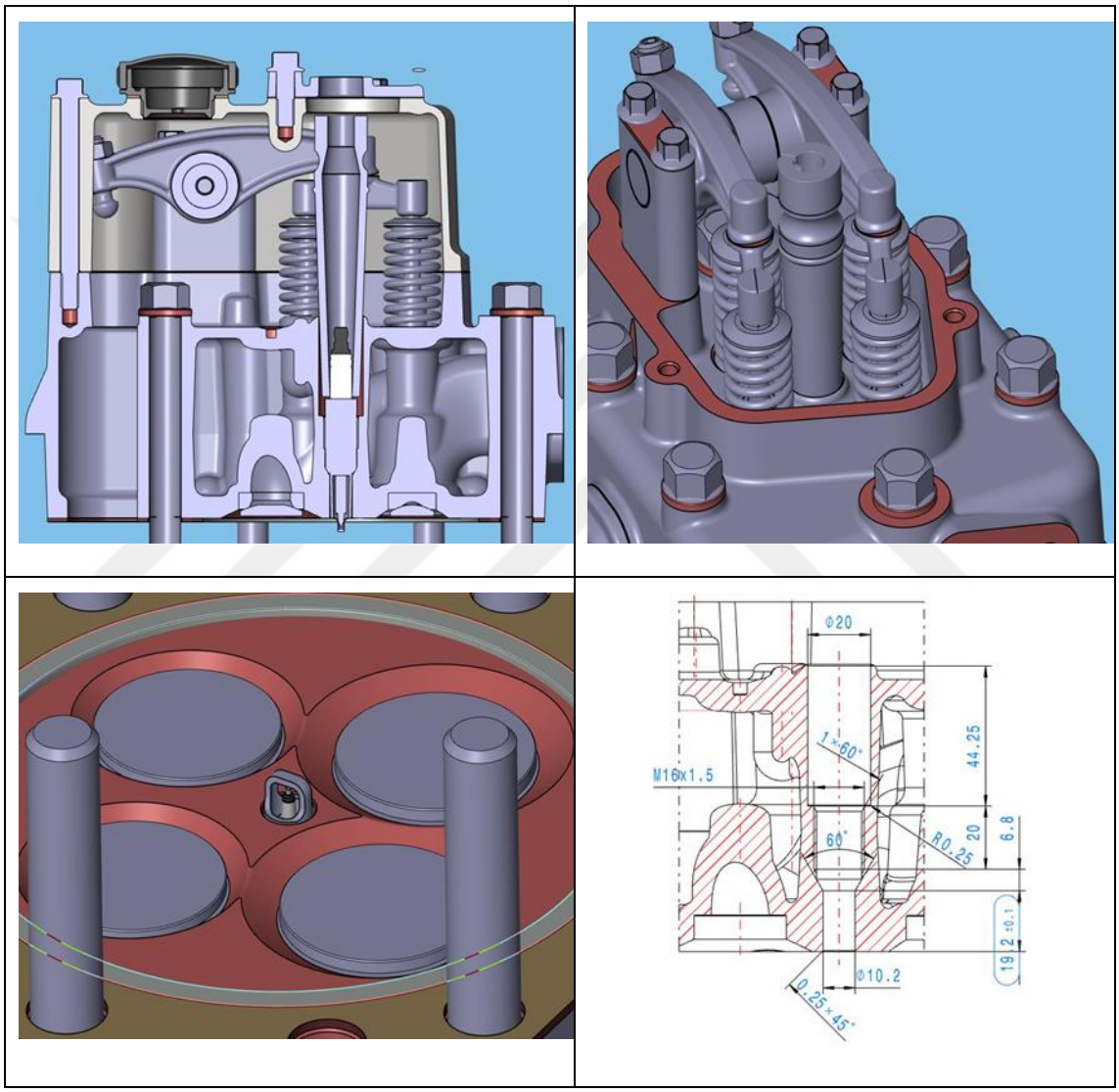
Silindir Sayısı	1
Silindir Yerleşimi	Dikey
Silindir Hacmi	1.16 m^3
Piston Çapı	108 mm
Strok	127 mm
Supap Sayısı	4
Sıkıştırma Oranı	14.6:1
Maksimum Motor Gücü	10 kW @ 1500 rpm
Maksimum Motor Torku	65,7 Nm @ 1500 rpm
Soğutma Sistemi	Su soğutmalı
Yakıt Cinsi	Doğalgaz
Yakıt Sistemi	Elektronik enjektör ve gaz kelebeği

3.1.3 Doğalgazlı Motorun Dönüşüm İşlemleri

Motorun doğalgazla çalışacak hale getirilmesi için standart ürünlerin seçimleri yapılmıştır, yapılan seçimlere göre tasarım çalışmaları yürütülerek Catia V5 programı kullanılarak katı modeller ve üretim resimleri oluşturulmuştur. Ardından numuneler üretilmiş ve resimlere uygunluğunun kontrolleri yapılıp montajı sağlanmıştır. Motor tasarımı ve üretiminde yapılan çalışmalar aşağıda detaylıca anlatılmaktadır.

3.1.3.1 Buji Seçimi ve Silindir Kafası Tasarımı

İlk olarak kullanılacak buji seçimi yapılmıştır, bu seçimi mevcut tasarıma uygunluk, montaj kolaylığı ve uzun ömür kavramları göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Seçilen bujiye göre kafa tasarımı yapılmış ve üretim için gerekli teknik resimler oluşturulmuştur. Ardından numuneler üretilmiş teknik resimlere göre ölçü kontrolleri ve üretim hatalarına karşı sızdırmazlık kontrolleri yapılmıştır.



Şekil 3.3 Silindir kafasında yapılan değişiklikler

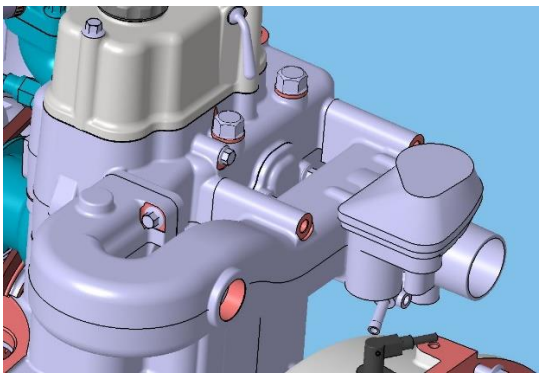


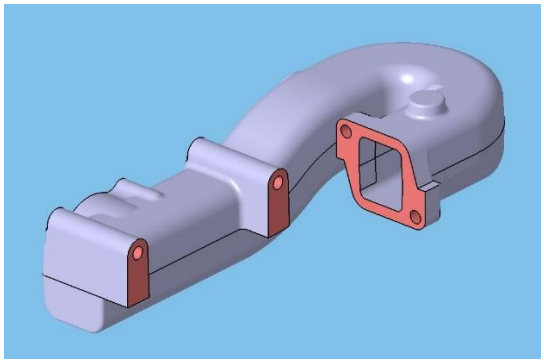


Şekil 3.3 (devamı) Silindir kafasında yapılan değişiklikler

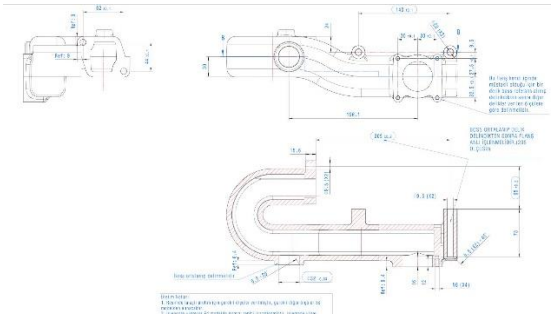
3.1.3.2 Gaz Kelebeği Seçimi ve Emme Port Tasarımı

Gaz kelebeği seçimi yapılmıştır. Gaz kelebeği seçimi gerekli hava debisi göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Gaz kelebeği ölçülerine, emme port bağlantısına ve motor montaj uygunluğuna göre emme manifold tasarımı ve üretim resimleri yapılmıştır. Alüminyum döküm olan port için döküm modeli ürettirilerek, numuneler döktürülmüş ve ardından talaşlı imalatı yapılarak final hale getirilmiştir. Sızdırmazlığın çok önemli olduğu bu parça için 6 bar basınç ile teste uygun olarak basınç ayarlı ve göstergeli test sistemi tasarımı ve üretimi gerçekleştirilerek sızdırmazlık kontrolleri yapılmış ve montaja uygun hale getirilmiştir.





Şekil 3.4 Emme portu tasarım ve üretim süreci





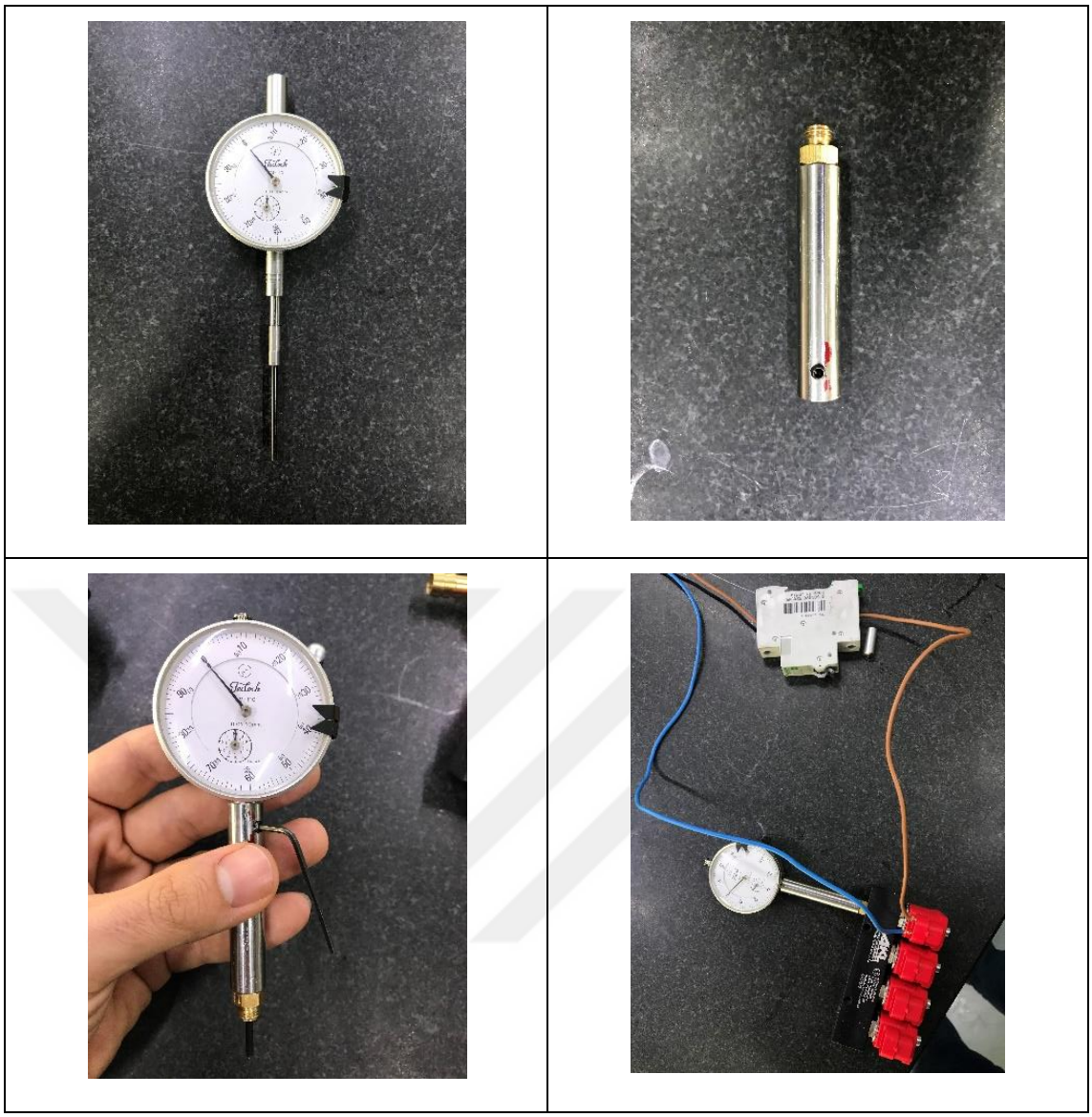




Şekil 3.4 (devamı) Emme portu tasarım ve üretim süreci

3.1.3.3 Gaz Enjektörlerinin Seçimi ve Ayarlanması

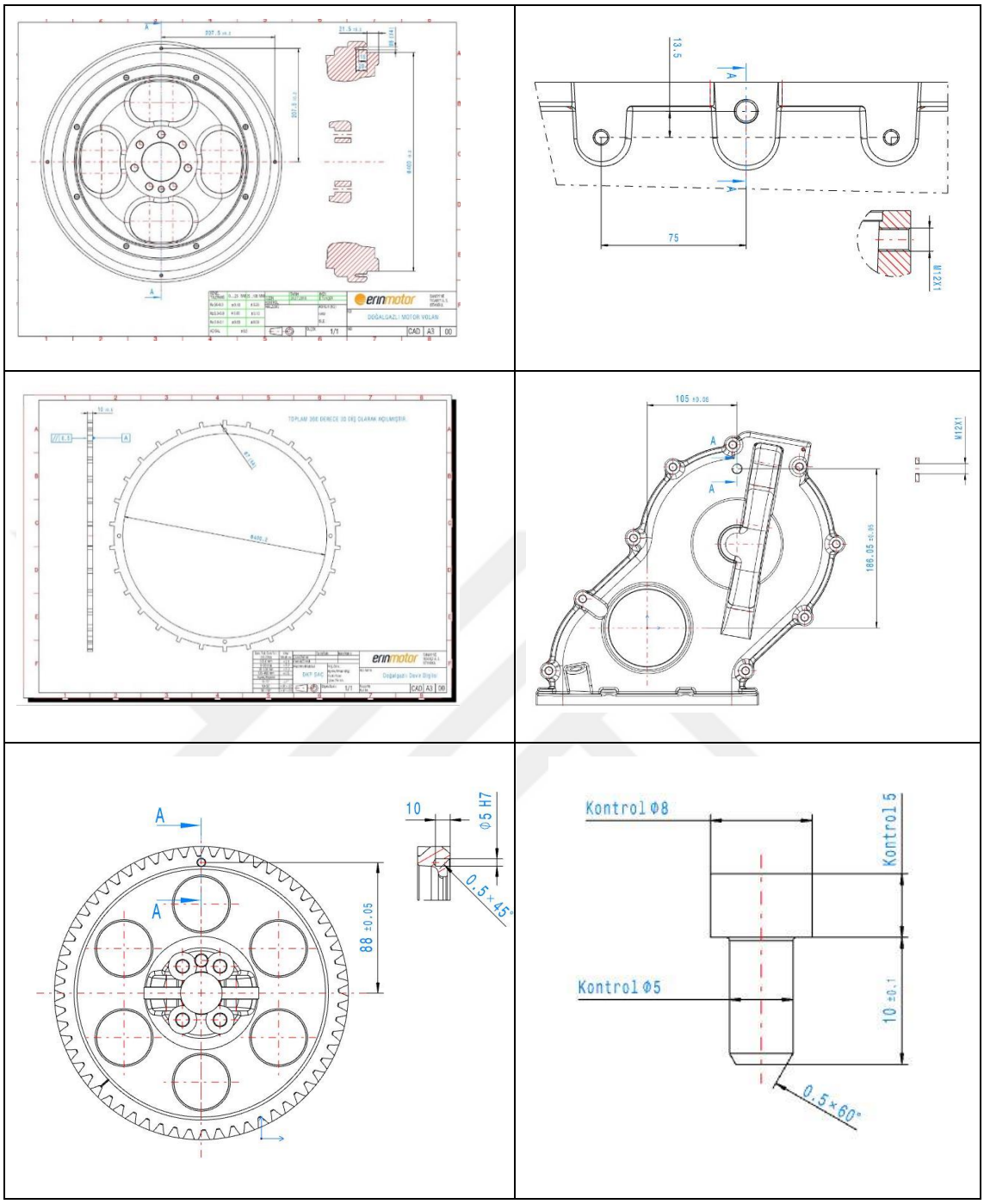
Gerekli gaz debileri ve hattaki gaz basıncı göz önünde bulundurularak gaz enjektörleri seçilmiştir. Piyasadan alınan bu enjektörler LP ve CNG ye uygun olduğu için NG sistemde düşük basınçta çalışması için delik çapları büyütülmüştür. Ardından valf açılma miktarlarını arttırmak ve tüm enjektörlerde sabit yapabilmek adına ölçüm aparatı tasarlanarak imal edilmiş ve ayarlar bu aparatla yapılmıştır. Komparatör yardımıyla tüm enjektörlerin açılma miktarları 0,03 mm hassasiyet ile ayarlanmıştır.



Şekil 3.5 Gaz enjektör kalibrasyonu

3.1.3.4 Motorda Yapılan Diğer Tasarım ve Değişiklik Faaliyetleri

Elektronik sistemin düzgün çalışması sistem üzerinden okuyacağı verilerin doğruluğuna bağlıdır. Dolayısı ile doğru veri okumasına yönelik sensörlerin yerleşimi ve veri okuması için volan, volan muhafaza, ön kapak, kam dişlisi üzerinde değişiklikler yapılmış devrin okunabilmesi için ise devir dişlisi imal ettirilmiştir. İmal edilen veya değiştirilen tüm parçaların teknik resimler ile uygunluğu kontrol edilerek montajı gerçekleştirilmiştir. Mekanik yakıt sisteminin iptal edilmesi ile boş kalan kısımlara özel kapaklar tasarlanmış ve bu kısımlar kapatılmıştır. Ayrıca yağ basıncını ve egzoz sıcaklıklarını ölçmek için sensörlerin konulacağı yağ filtre konsolu ve egzoz manifoldunda gerekli değişiklikler yapılmıştır.



Şekil 3.6 Motorda yapılan diğer değişiklikler



Şekil 3.6 (devamı) Motorda yapılan diğer değişiklikler

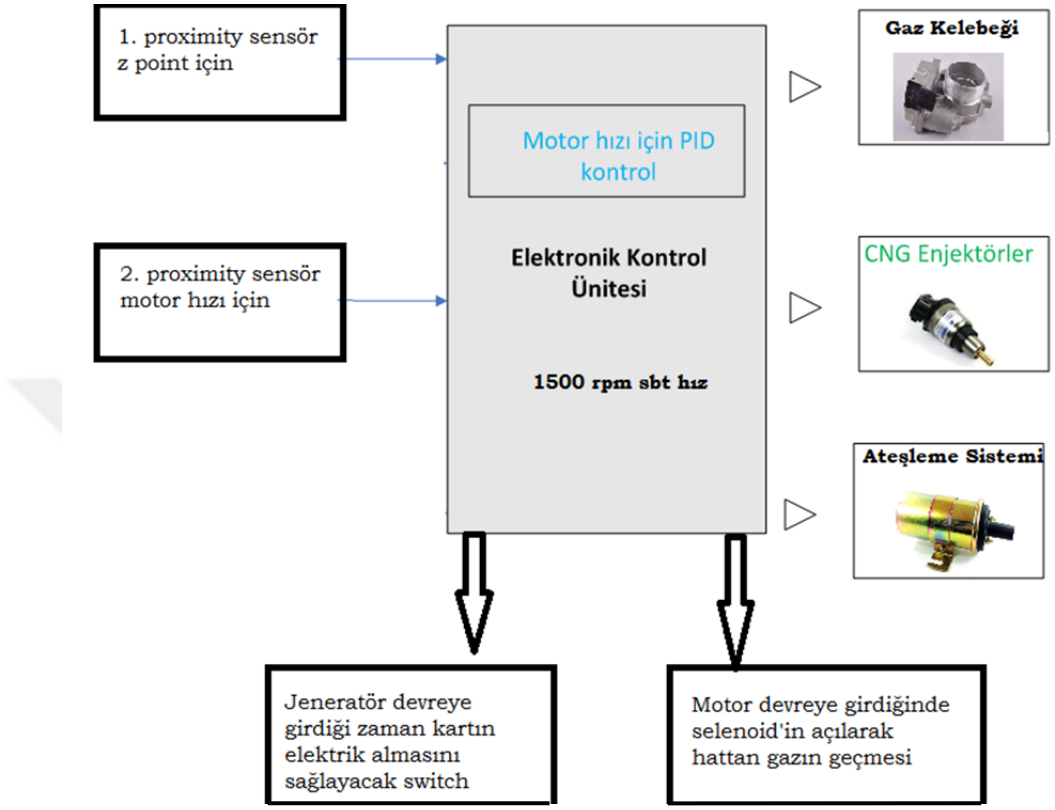


Şekil 3.6 (devamı) Motorda yapılan diğer değişiklikler

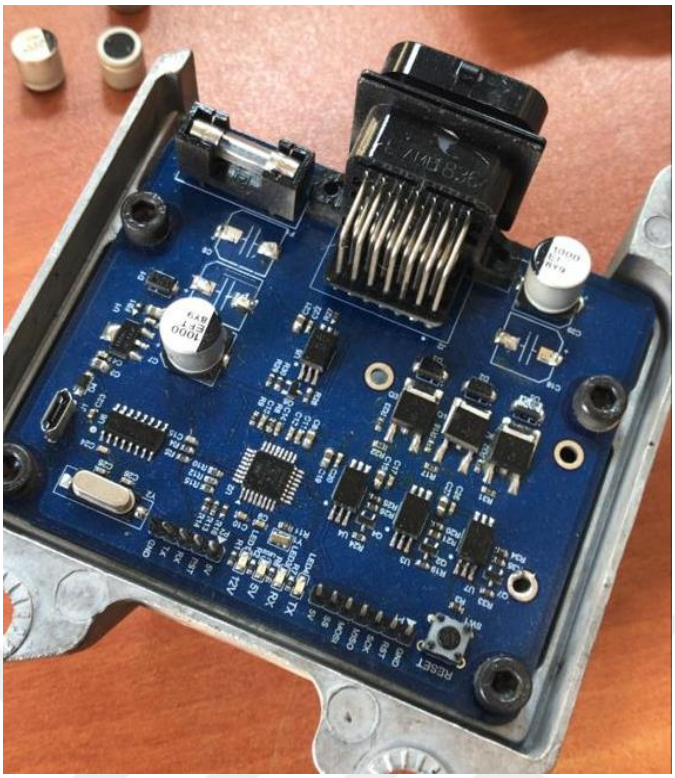
3.1.4 Elektronik Kontrol Ünitesi

Tamamen yerli imkanlar kullanılarak Elektronik Kontrol Ünitesi (EKÜ) geliştirilmiştir. Doğalgaz elektronik kontrol ünitesinin şematiği aşağıda verilmiştir. Şematikten de

anlaşılacağı üzere; sistemde 2 adet proximity (indüktif) sensör, 1 adet elektronik gaz kelebeği, 1 set enjektör, 1 adet ateşeleme sistemi (bobin ve buji) bulunmaktadır. Ayrıca, güvenlik açısından 1 adet gaz selenoidi de sistemde bulunmaktadır. Aşağıda geliştirilen EKÜ'nün tasarım mantığı gösterilmektedir.



Şekil 3.7 Elektronik kontrol ünitesi çalışma prensibi



Şekil 3.8 Elektronik kontrol ünitesi

3.2. Deney Ekipmanları

3.2.1 Motor Dinamometresi ve Kontrolcüsü

Deney motoru, ApiCom firmasına ait FR50 Eddy Current tipi motor dinamometresi ile yine ApiCom firmasına ait MP 2030 model dinamometre kontrol ünitesi kullanılmıştır. Kullanılan Eddy Current dinamometrenin teknik özellikleri Çizelge 3.8’ de gösterilmiştir. Ayrıca dinamometrenin motor frenleme gücü ve motor frenleme torku performans karakteristik eğrisi Şekil 3.10’ da verilmiştir. Sistemde Revere marka 363 D3 model load cell kullanılmaktadır.



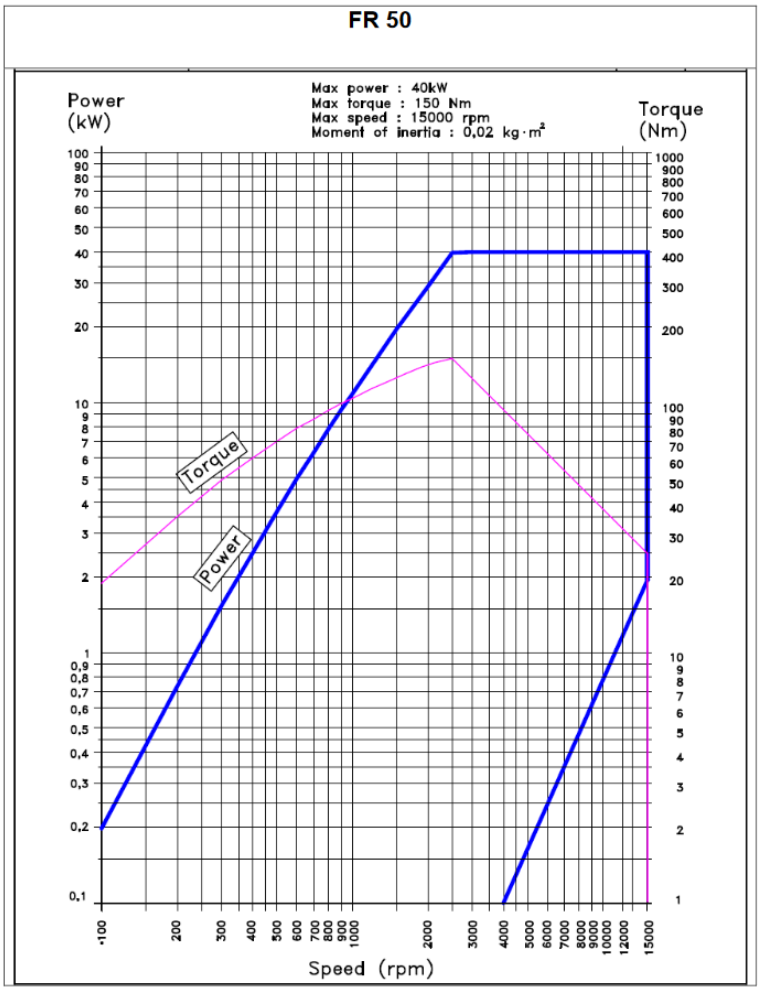




Şekil 3.9 ApiCom eddy current dinamometre, kontrol ünitesi ve yük hücresi

Tablo 3.3 ApiCom eddy current dinamometrenin teknik özellikleri

Üretici Firma	ApiCom
Çalışma Prensibi	Eddy Current
Tipi	FR 50
Maksimum Frenleme Gücü	40 kW
Maksimum Frenleme Torku	150 Nm
Maksimum Akım Kapasitesi	7 A
Maksimum Devir Sayısı	15000 rpm
Yükleme Şekilleri	Yük Kontrollü, Devir Kontrollü, Tork Kontrollü, Güç Kontrollü ve Bilgisayardan Kontrol



Şekil 3.10 Eddy-current devir/tork/güç karakteristiği

3.2.2 Gaz Yakıt Sistemi Özellikleri

Doğalgaz yakıt hattı ayrı bir proje olarak yapılmış ve imal edilmiştir. Burada güvenlik açısından hat başına bir emniyet valfi konmuş bu emniyet valfi kontrolü ise harici bir acil durum butonuna ve test odasındaki iki bölümde bulunan gaz dedektörlerine bağlanmıştır. Gaz kaçağı algılanması veya acil durum butonuna basılması durumunda emniyet valfi gazı kesmektedir. Emniyet valfi normalde kapalı pozisyonda olup enerji verildiğinde açık pozisyona gelmekmektedir. Buradaki maksat enerjideki herhangibir kesintinin hattı kapatarak emniyet problemlerine sebep olmamasıdır. Aksi halde örneğin kablo koptuğunda valf açık kalacak ve durdurma sinyalleri işe yaramayacaktır. Hattaki gaz basıncı 300 mbar'dır.









Şekil 3.11 Gaz hattı ekipmanlarının şematik gösterimi ve fotoğrafı

Tablo 3.4 Deneylerde kullanılan dizel ve doğalgazın özellikleri

Özellik	Birim	Dizel Yakıt	Doğalgaz
Kimyasal Formül	-	$C_{14}H_{25}$	CH_4
Yoğunlu @ 15°C	kg/m^3	840	0.72 - 0.75
Viskozite	(mm^2/s)	2.37	16.33
Setan Sayısı	-	52	-
Oktan Sayısı	-	-	120
Molekül Ağırlığı	kg/mol	193	16.04
Alt Isıl Değer	MJ/kg	42.87	46.0- 48.0
Gizli Buharlaşma Isısı	kJ/kg	270-375	511
Metan	Vol.%	-	92.5
Etan	Vol.%	-	3
Propan	Vol.%	-	0.71
Bütan	Vol.%	-	0.02
Pentan	Vol.%	-	0.1
Karbondioksit	Vol.%	-	0.6
Azot	Vol.%	-	3

3.2.3 Gaz Yakıt Debisinin Ölçülmesi

Doğalgaz tüketim miktarını ölçmek için; kalibrasyonu metan gazı için yapılmış, New-Flow Markalı, TMF serisi kütlesel debimetre kullanılmıştır. Kızgın tel (Hot-Wire) teknolojisi ile çalışan debimetre dakikada tüketilen doğalgaz miktarını standart litre olarak göstermektedir. Ayrıca ölçümlerin sağlamasını yapabilmek için hatta TSE onaylı

NATEK ENERJİ marka AG4 model diyaframlı doğalgaz saati kullanılmıştır. Doğalgaz saati ile ölçüm alabilmek için süreölçer kullanılarak 10 dk'lık ölçümler alınarak saatlik tüketilen doğalgaz miktarı hesap ile belirlenmiştir. Ölçüm doğruluğunu arttırabilmek için enjektörlerin önüne 5 litrelik bir doğalgaz tankı konmuştur, böylelikle ölçümler daha kararlı hale gelmiştir.



Şekil 3.12 a) Gaz akış ölçer, b) doğalgaz saati

3.2.4 Motor Soğutma Sistemi

Testlerde soğutma sistemi olarak endüstriyel bir sıvı hava eşanjörü ve genleşme tankı kullanılmıştır, sistemde aynı zamanda elektrikli bir fan ve bu fanın çalışmasını kontrol eden bir sürücü mekanizma bulunmaktadır. Radyatörün üstünde bulunan ısıl çiftten alınan sıcaklık bilgisine göre istenilen sıcaklığın üstüne çıktığında fan devreye girerek soğutma suyunun sıcaklığını düşürmekte, sıcaklık istenilen değerin altına düştüğünde ise devreden çıkarak soğutma suyunun ayarlanan sıcaklık değerlerinde kalmasını sağlamaktadır. Aynı zamanda motor üstünde bulunan 88°C lik bir termostat ilede motor sıcaklığının sabit olması sağlanmıştır. Böylelikle testlerde soğutma suyu kaynaklı farklılıkların oluşmasının önüne geçilmiştir.



Şekil 3.13 Motorun soğutma sisteminin fotoğrafı

3.2.5 Egzoz Manifoldu

Şekil 3.14'te egzoz manifoldu görülmektedir. Egzoz manifolduna K tipi ısıl çift takılarak egzoz sıcaklıklarının ölçümü yapılmıştır.



Şekil 3.14 Motorun egzoz manifoldunun fotoğrafı

3.2.6 Silindir-içi Gaz Basınçlarının Ölçülmesi

Silindir içi gaz basınçlarının ölçülmesi için şekil 3.15'te verilen Kistler marka 6502C kodlu M5X0,5 basınç sensörü ve Kistler marka şarj amplifikatörü kullanılmıştır. Buradan alınan veriler Teledyne T3DS01104 kodlu 4 kanallı osiloskop ile kayıt altına alınmıştır. Daha önce belirtildiği gibi motorun gerçek üst ölü noktası komparatör yardımı ile bulunarak sabitlenmiş ve bu noktaya karşılık olarak Ü.Ö.N sinyali için Kam dişlisi üstüne 1 adet pim yerleştirilmiş ve bu pim bir indüktif sensör ile okunarak silindir içi basınç oluşumunun Ü.Ö.N'ya göre pozisyonu belirlenmiştir. Osiloskopun kanalları şu şekilde ayarlanmıştır; 1. Kanal Ü.Ö.N sinyali, 2. Kanal Basınç Sinyali, 3. Kanal Ateşleme Sinyali, 4. Kanal ise Enjektör Sinaylini okuyup kayıt altına almaktadır. Veriler MAT uzantılı olarak kayıt altına alınmakta ve Matlab programı ile işlenebilecek hale getirilmektedir. 4 kanalın aynı anda kullanılması testler esnasında çevrim atlatma stratejilerinin gerçekleşip gerçekleşmediğinin kontrolü ve basıncın Ü.Ö.N'ya göre doğru pozisyonlanmasını kolaylaştırmıştır. Matlab programında kod yazılarak, ortalama basınçlar, ortalama indike basınçlar, ısı açığa çıkış oranları hesaplanmıştır.

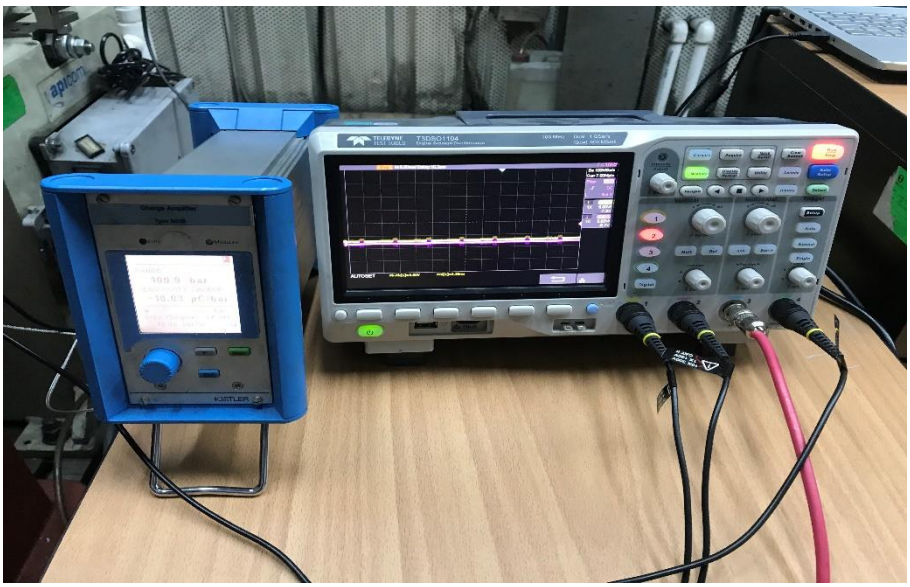






Type 6052C...		
Measuring range	bar	0 ... 250
Calibrated partial ranges	bar	0 ... 50, 0 ... 100, 0 ... 150, 0 .. 250
Overload	bar	300
Sensitivity	pC/bar	≈–20
Natural frequency (measuring element)	kHz	≈160
Linearity, all ranges (at 23 °C)	%/FSO	≤±0,3
Acceleration sensitivity		
axial	bar/g	<0,0002
radial	bar/g	<0,0005
Operating temperature range	°C	–20 ... 350
Temperature min./max.		–50 ... 400
Sensitivity change		
200 °C ±50 °C	%	≤±0,5
23 ... 350 °C	%	≤±2
Thermal shock error (at 1500 1/min, p_{mi} = 9 bar)		
Δp (short time drift)	bar	≤±0,5
Δp_{mi}	%	≤±2
Δp_{max}	%	≤±1,0
Insulation resistance at 23 °C	Ω	$\geq 10^{13}$
Shock resistance	g	2 000
Tightening torque	N·m	1,5
Capacitance, without cable	pF	5
Weight with cable	gram	30
Connector, ceramic insulator	–	M4 x0,35

Şekil 3.15 Silindir içi gaz basıncı ölçüm sistemi



Şekil 3.15 (devamı) Silindir içi gaz basıncı ölçüm sistemi

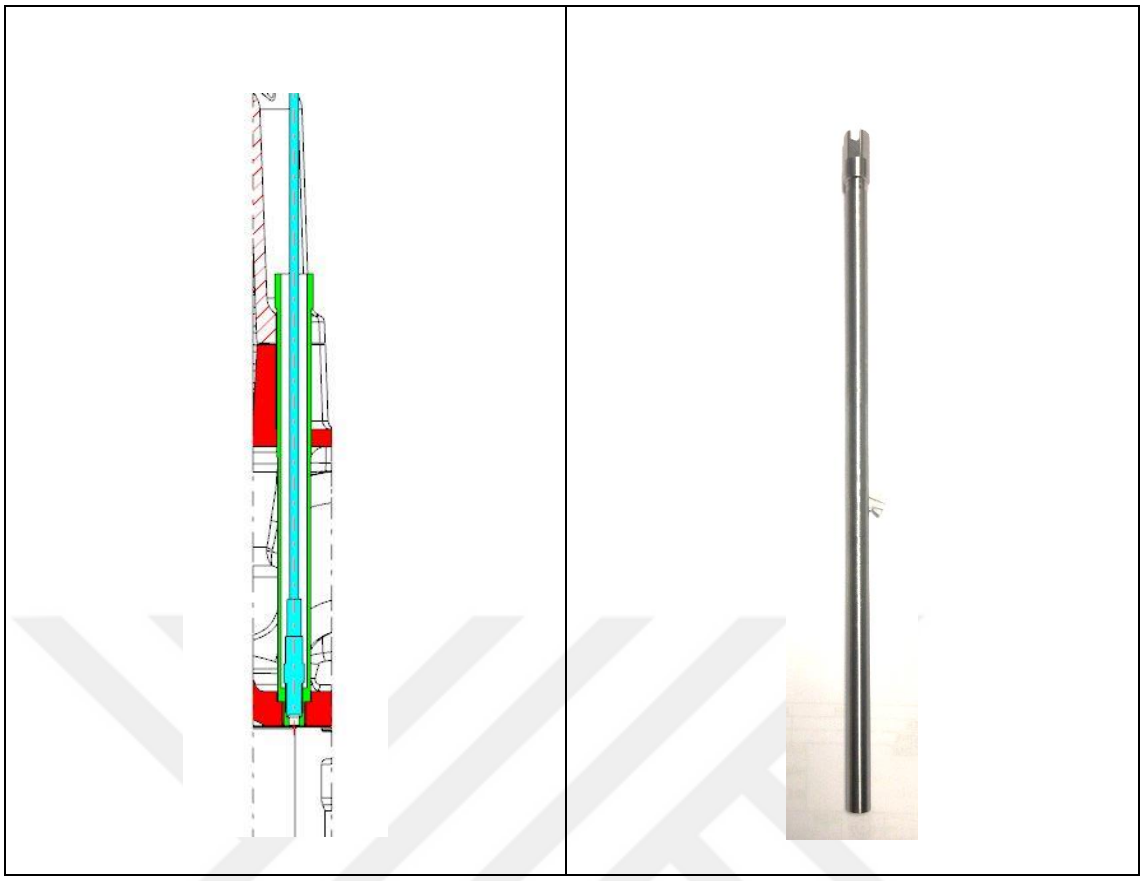
3.2.7 Silindir-içi Basınç Sensörü Kovanı

Basınç sensörünü doğru olarak yerleştirebilmek için sensör gömleği tasarlanmıştır, gömleği silindir kafasına yerleştirebilmek için gerekli tasarımsal değişikler yapılmış ve bu tasarıma uygun olarak kafaya tadilat uygunlanmıştır. Basınç sensörü tasarlanan özel bir montaj aparatı ile bu gömleğe montajlanmıştır. Silindir kafasında yapılan değişiklikler ve tasarlanan ve üretilen aparatlar Şekil3.16'da görülmektedir.





Şekil 3.16 Basınç sensörü kovanı



Şekil 3.16 (devamı) Basınç sensörü kovanı

3.2.8 Beş Gaz Emisyon Ölçüm Cihazı

Emisyonları ölçebilmek için Bosch firmasına ait BEA 060 5 gaz analizörü kullanılmıştır. Cihaz CO, CO2, HC, O2 ve NOx emisyonlarını ölçebilmektedir. O_2 ve NOx emisyonlarını elektrokimyasal metotla, CO, CO_2 ve HC emisyonlarını kızılötesi metotla ölçmektedir. Cihaz CO emisyonunu hacmen 0.001%, CO_2 emisyonunu hacmen 0.01%, HC emisyonunu 1 ppm, NOx emisyonunu 1 ppm, O_2 emisyonunu hacmen 0.01% ve lamdayı 0.001 hassasiyet ile ölçebilmektedir.



Şekil 3.17 Bosch BEA 060 egzoz emisyonu ölçer

3.2.9 İs Emisyonu Ölçümü

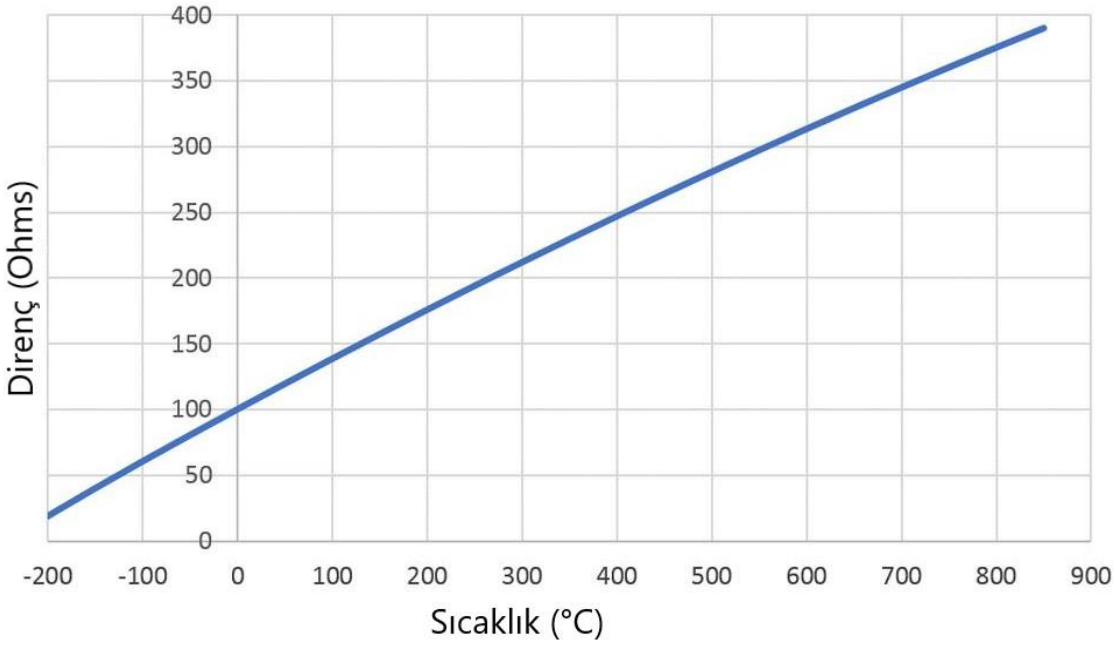
Mekanik dizel motor testlerinde Bosch firmasına ait BEA 070 model is ölçer kullanılmıştır. Cihaz oposite gradyanını 0%-100% arasında 0,1% hassasiyet ile absorsyon katsayısını ise 0-9,99 dev/dak arasında 0,01 dev/dak hassasiyet ile ölçmektedir.



Şekil 3.18 Bosch BEA 070 is emisyonu ölçer

3.2.10 Diğer Ölçüm Ekipmanları

Testler esnasında egzoz, emme havası, motor suyu giriş, motor suyu çıkış, yağ sıcaklığı ve ortam sıcaklıkları ölçülmüştür. Emme havası, motor su sıcaklıkları ölçen sensör birçok endüstiriyel uygulamada kullanılan hassasiyeti yüksek RTD tipi bir sıcaklık sensörüdür. Bulunduğu ortamın sıcaklığına bağlı olarak sensörün direnç değeri değişmektedir. RTD tipi sensörler ile doğrusal değişen direnç değeri takip edilerek ortam sıcaklığı tespit edilir. Testlerde kullanılan sensör PT100 olup, PT100, 0°C'de 100Ω; 100°C'de ise 138.51Ω dirence sahiptir. Sensörün kodu sonrasında gelen sayı, sensörün 0°C'de sahip olduğu direnç değerinden gelmektedir.



Şekil 3.19 Sıcaklık sensörü sıcaklığa bağlı direnç değerleri

Egzoz sıcaklığı ise K tipi ısılçift ile ölçülmüştür. Isıl çift (Termokupl), bir tür sıcaklık sensörüdür. İki farklı iletken malzemeden oluşur. Bu iki malzemenin ucu birleştirilirse ve ısıtılırsa, diğer uçlarda gerilim elde edilir. Gerilimin değeri kullanılan malzemenin cinsine ve ısınma miktarına bağlıdır. Sıcaklık dağılımı nasıl olursa olsun, gerilim sıcaklık farkıyla orantılıdır.

Aynı zamanda motor testlerini ISO 3046-1'e uygun yapabilmek için ortam sıcaklığı, atmosfer basıncı ve nem ölçümü yapılmıştır. Bunun için PCE-THB 40 cihazı kullanılmıştır. Sıcaklık santigrad derece olarak, nem % olarak, atmosfer basıncı ise hPa

olarak ölçülmüştür. Testler esnasında çevrim atlatmanın gürültü üzerindeki etkilerini görebilmek için SL 4012 Lutron gürültü ölçüm cihazı kullanılmıştır. Yağ basıncını ölçmek için hem yağ basınç müşiri hemde yağ basınç sensörü kullanılmıştır. Bunun için yağ filtre konsolunda değişiklik yapılarak sensör sisteme dâhil edilmiştir. Hem avansın doğruluğunun kontrolü hemde atlatılan çevrimlerde ateşlemenin olmadığının kontrolü için avans tabancası kullanılmıştır.



Şekil 3.20 Diğer ölçüm ekipmanları

3.2.11 Veri Toplama Sistemi

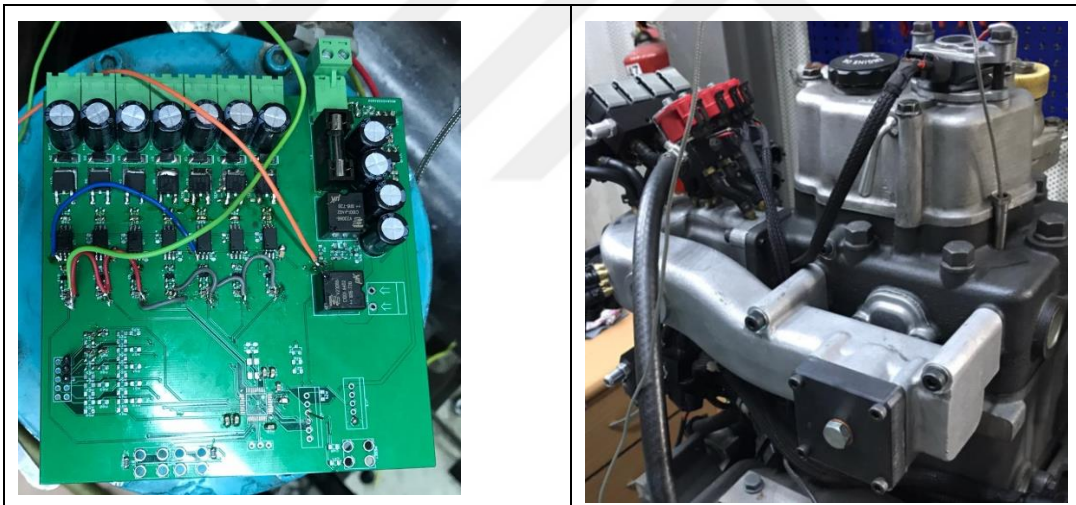
Testlerde veri toplama sistemi olarak National Instrument firmasına ait SC 2345, konnektörler ve LAB View Programı ile yazılan ara yüz kullanılmıştır. Motor devri, güç, tork, yağ basıncı, yakıt debisi, egzoz sıcaklığı, su giriş ve çıkış sıcaklıkları ve yağ sıcaklığı kayıt altına alınmıştır.



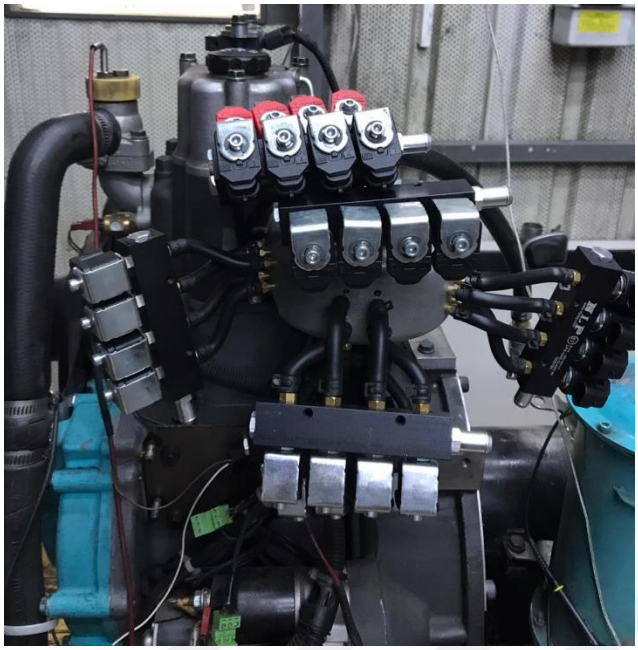
Şekil 3.21 Veri kayıt sistemi

3.2.12 Atlatılan Çevrimlerde Emme Havasını Kesebilmek İçin Yapılan Ek Sistemler ve Değişiklikler

Test motorunun tek silindirli olmasına rağmen dört supaplı oluşu ve enjektörün tam merkezde konumlanması, çevrim atlatma zamanlarında supapları kapatacak bir mekanizma yapmayı çok zorlaştırmaktadır. Bundan dolayı çalışma yapabilmek içim emme havasının kontrollünün yapılması için ek sistemler tasarlanmış ve mevcut sisteme ilave edilmiştir. İlk olarak emme manifoldunda bulunan gaz kelebeği sistemden çıkarılmıştır. Hava girişini engellemek için buraya bir kapak tasarlanarak üretilmiştir. Motorun emme portuna 20 adet hava enjektörü, 4 adet doğalgaz enjektörü bağlanlanarak emiş havasının enjektörler ile porta verilmesi için uygun hale getirilmiştir. Emme havası enjektörlerini kontrol edebilmek için yine yerli imkanlarla sürücü kart tasarlanarlanmıştır, yapılan devreye alma çalışmalarında emme enjektörlerinin açma başlangıçları emme strokunun başına alınmıştır. Motoring testleri yapılarak emme havasının silindir içine girişinde sorun olup olmadığı incelenmiştir.



Şekil 3.22 Emme havasını kontrol için yapılan sistem



Şekil 3.22 (devamı) Emme havasını kontrol için yapılan sistem

3.2.13 Buji Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Motor (SPCCI) Çalışması için Deney Sisteminde Yapılan Eklemeler ve Değişiklikler

Buji kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motor testleri yapabilmek için ek sistemler tasarlanmış ve mevcut sisteme ilave edilmiştir. Doğalgazın kendi kendine tutuşma sıcaklığı dizele göre yüksek olduğu için, sisteme emme havası ısıtıcısı eklenmiştir, burada amaç emme havasını ısıtarak sıkıştırma sonu sıcaklığı doğalgazın kendi kendine tutuşma sıcaklığı üstüne çıkarmak ve bujiyi devreden tamamen çıkartarak motorun çalışmasını sağlamaktır. Şekilden de görüldüğü üzere sisteme bir ısıtıcı ilave edilmiştir, ayrıca emme hava sıcaklığını kontrol altında tutabilmek için manifolt üzerinde bulunan sıcaklık sensörüne ilave olarak emme havası hortumu üstüne bir PT-100 tipi sıcaklık sensörü koyulmuştur. Ayrıca Lab-View programında bu sıcaklığı görebilmek için gerekli değişiklikler yapılmıştır.



Şekil 3.23 Emme havası ısıtılarak yapılan çalışma için yapılan sistem

3.2.14 Dinamometre Kalibrasyonu

Test düzeneği testler için hazır hale getirildikten sonra, testler başlamadan hemen önce dinamometre kalibrasyonu yapılmıştır. Bunun için 1 kg'dan başlayarak 2 kg, 5 kg, 10 kg ve 15 kg kalibrasyonlu ağırlıklar temin edilmiştir. Şekil 3.24'te gözüken dinamometre kalibrasyon kolları takılarak ağırlık bağlama kancalarına belirtilen ağırlıklar sırası ile

asılarak değerler okunmuştur. Kalibrasyon kolunun uzunluğu 509,7 mm olup 1 kg ağırlık asılması durumunda göstergede 5 Nm'lik bir tork değeri okunması gerekmektedir. Buna göre 2 kg için 10 Nm, 5 kg için 25 Nm, 10 kg için 50 Nm ve 15 kg için 75 Nm değerleri sırası ile asılarak hem dinomometre kontrolcüsü hemde LABview programındaki değerler düzeltilmiştir. Düzeltme işlemi bitince ağırlıklar tekrar asılarak değerlerin doğruluğu kontrol edilmiştir.



Şekil 3.24 Dinamometre kalibrasyonu

3.2.15 Diğer Ölçüm Ekipmanlarının Kalibrasyonu

Egzoz emisyonları Bosch yetkili servisine gönderilip kalibre ettirilmiştir, sıcaklık sensörlerinin kalibrasyonları ise test odasında, kalibre edilmiş harici bir sıcaklık ölçüm cihazı ile yapılmış ve 0,1 °C hassasiyet ile ölçüm yapacak hale getirilmiştir.



Şekil 3.25 Sıcaklık sensör kalibrasyonu

4
DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Deneysel Çalışmalar

Mekanik yakıt sistemine sahip olan dizel motor, gerekli tasarımsal değişiklikler ve dönüşüm için yeni parçalar tasarlanıp, üretilerek; elektronik yakıt sistemine sahip bir pozitif ateşlemeli motora dönüştürülmüştür. Burada kendi imkânlarımızla geliştirilen elektronik kontrol ünitesi kullanılarak motor devri, ateşleme avansı, yakıt püskürtme miktarı ve gaz kelebeği pozisyonları kontrol edilmiştir. Ayrıca yapılan yazılımsal değişiklik ile çevrim atlatma modlarının uygunması için ateşleme ve yakıt püskürtme kesilerek deneyler yapılmıştır. Deneylerde ilk olarak motorun elektronik kontrol ile çalıştırılması yapılmıştır, burada çeşitli sorunlar ile karşılaşılmış, bu sorunlar yapılan Ar-Ge çalışmaları ile aşılmış, ardından motor haritası çıkarılarılmıştır. Motor, devre bağlı olarak, ateşleme avansı, yakıt püskürtme miktarı ve gaz kelebeği açısı bakımından haritalanmıştır. Haritalama yapılırken, soğuk çalışma, ilk yük alma, rölanti durumları ve tam yük bakımından uygunluğu değerlendirilerek harita nihai hale getirilmiştir. Aynı zamanda jeneratör motoru olarak kullanılacak olan test motoru Avrupa Stasyoner Motor Çevrimine (ESC) uygun olarak 1500 d/d motor hızı olarak belirlenmiştir. Ayrıca deneylerde TS ISO 3046-1 ve TS ISO 8528-1 standartlarına uygun olarak çalışmalar yapılmıştır.

Deneylerde motorun ilk önce çalışma sıcaklığına gelmesi beklenmiş ardından testlere başlanmıştır, her mod için egzoz emisyonu, yakıt tüketimi ve tork verilerinin sabit hale gelmesi beklenerek veriler kayıt altına alınmıştır. Her deney 3 kere tekrarlanmış olup her tekrar farklı zamanlarda yapılarak verilerin kararlılığı kontrol edilmiştir. Her çalışma noktası için onlarca veri alınmış ve ortalama değerler hesaplanarak çalışmada kullanımıştır.

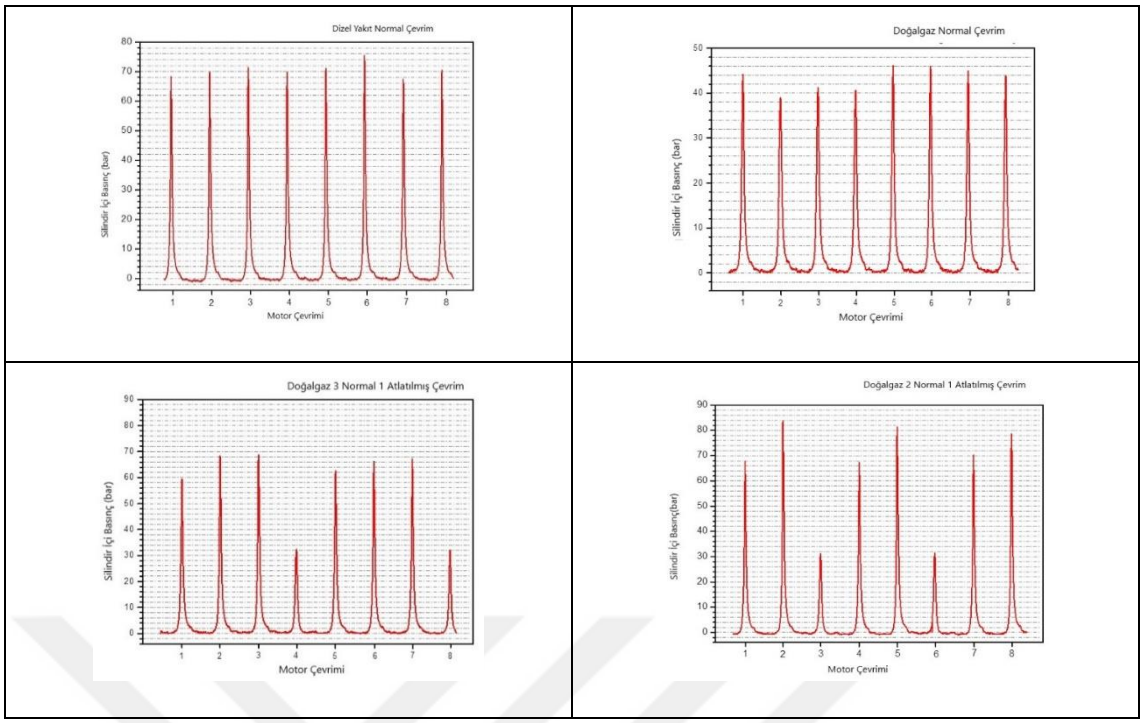
Bu tarz deneysel çalışmalarda ölçülen değerlerin doğruluğu, elde edilen sonuçlar kadar önemlidir. Her ne kadar testler dikkatli olarak yapılıp sonuçlar irdelense de, bazen elde olmayan hatalar çıkabilmektedir. Bu hatalar gözlem, okuma, ortam ve cihaz belirsizliklerinden kaynaklanmaktadır [53]. Alınan verilerin doğruluğunu ölçmek

amacıyla belirsizlik analizi yapılmıştır [54]. Deneysel doğruluk değerleri ve belirsizlik analizleri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1 Deney sonuçlarına ait belirsizlik analizi

Parametre	Ölçüm Aralığı	Belirsizlik (%)
Yakıt Ölçüm Oranı	0-150 L/dk	±0.41
Hava Akış Hızı	0-150 L/dk	±0.52
Motor Torku	0-50 Nm	±0.50
Sıcaklık	0-200 °C	±1.0
Motor Gücü	0-40 kW	±0.57
Devir	0-2000 rpm	±0.63
Özgül Yakıt Tüketimi	0-150 L/dk	±0.762
NO	0-5000 ppm	±0.601
O2	0-25 % vol.	±0.561
CO	0-5% vol.	±0.823
CO2	0-5 % vol.	±0.457
HC	0-3000 ppm	±0.925

Belirlenen çalışma hızı için %100, 75%, 50% ve 25% motor yüklerinde deneyler gerçekleştirilerek normal, 3 normal 1 atlatılmış, 2 normal 1 atlatılmış, 1 normal 1 atlatılmış ve 1 normal 2 atlatılmış çevrim atlatma modları için deneyler tekrarlanmıştır. Her mod için aynı güç şartının sağlanabilmesi için yakıt püskürtme miktarları değiştirilerek motor kararlı hale getirilmiştir. Yapılan çalışmada özellikle yüksek motor yüklerinde 1 normal 1 atlatımış ve 1 normal 2 atlatılmış çevrimlerde devir ve yük kararlığının zor sağlandığı görülmüş ve bu noktalardaki veriler karşılaştırma dışı bırakılarak çalışmaya dahil edilmemiştir. Şekil 4.1'de normal atlatılmış çevrimlerde basınç oluşumu görülmektedir. Yanma olmayan çevrimlerde sadece motoring basıncı görülmektedir.



Şekil 4.1 Motor çevrimlerine göre silindir içi basınç oluşumu

Karşılaştırmanın doğruluğunu arttırmak için deneyler TS ISO 3046-1'e uygun olarak; çevresel faktörler ölçülerek yapılmış ve veriler hesaplanarak çevresel şartlardan bağımsız hale getirilmiştir. Güç değerleri az da olsa farklılıklar gösterdiği için; tüm sonuçlar özgül hale çevirilerek sağlıklı bir karşılaştırma yapılabilmesi sağlanmıştır. Elde edilen sonuçlar özgül yakıt tüketimi, egzoz emisyonları (CO, CO_2 THC, NOx), silindir içi basınç ve ısı açığa çıkış oranı açısından karşılaştırılmıştır.

Egzoz emisyonlarının ölçüldüğü cihaz olan Bosch BAE 060 5 gaz analizörünün lamda değeri özellikle piyasadaki yaygın sıvı petrol yakıtlara kalibre olduğu için doğalgaz kullanımında hataya yol açacaktır. Bundan dolayı çalışmalar esnasında bu değer kullanılmamıştır.

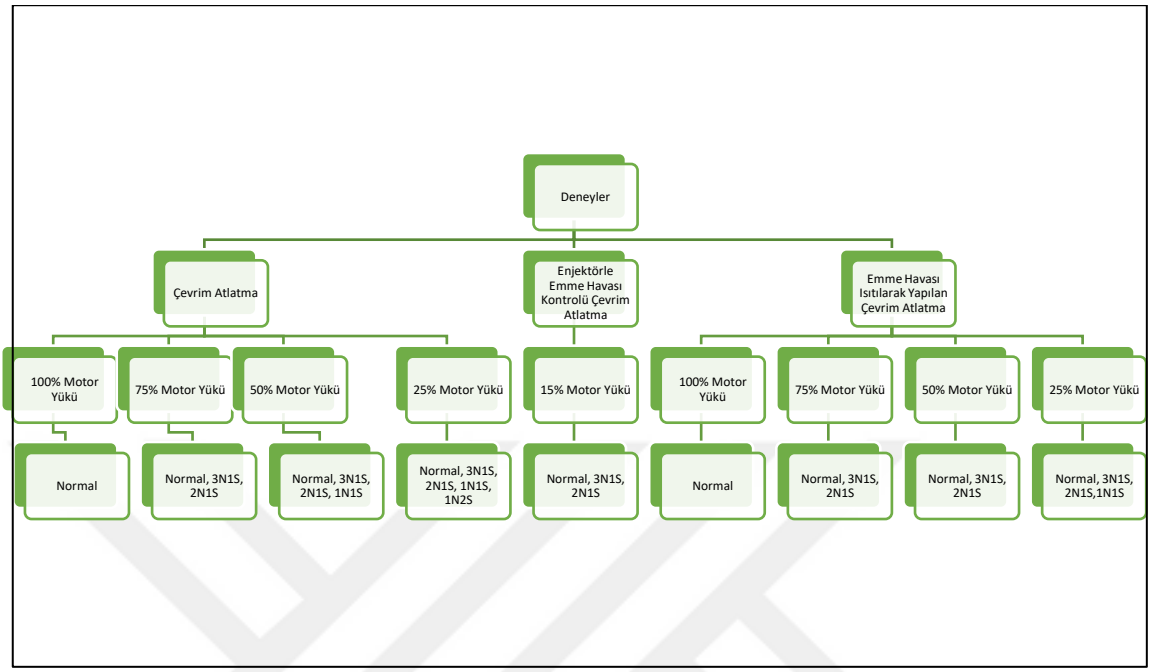
Lamda değeri, aşağıdaki denklem ile teorik olarak hesaplanmıştır.

$$\lambda_{teorik} = \frac{V_{hava}\rho_{hava}}{V_{CH4}\rho_{CH4}AF_{CH4} + V_{motorin}\rho_{motorin}AF_{motorin}} \quad (4.1)$$

Bosch BAE 060 5 gaz analizörü, CO, CO_2 ve O_2 sonuçlarını % hacim verirken, NOx ve HC sonuçlarını ise ppm olarak vermektedir, daha önce de belirtildiği gibi bu sonuçlar daha doğru karşılaştırma yapabilmek adına özgül emisyon değerlerine dönüştürülmüştür [26]. Dönüşüm esnasında ppm den g/kWh dönüşümü için 4.2 formülü kullanılmıştır.

$$\mathrm{EP}_i = \mathrm{EV}_{i,\mathrm{d}} \times \left(\frac{M_i}{M_{\mathrm{exh,d}}} \times \frac{m_{\mathrm{Exh,d}}}{P_{\mathrm{eff}}}\right) = \mathrm{EV}_{i,v} \times \left(\frac{M_i}{M_{\mathrm{exh,w}}} \times \frac{m_{\mathrm{Exh}}}{P_{\mathrm{eff}}}\right) \quad (4.2)$$

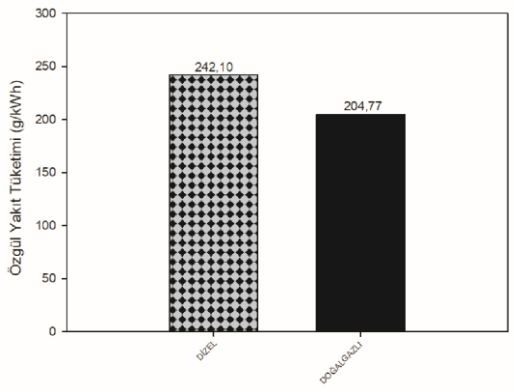
Şekil 4.2'de yapılan deneylerin şematiği verilmiştir.



Şekil 4.2 Yapılan deneylerin şematiği

4.1.1 Dizel-Doğalgazlı Motor Karşılaştırması

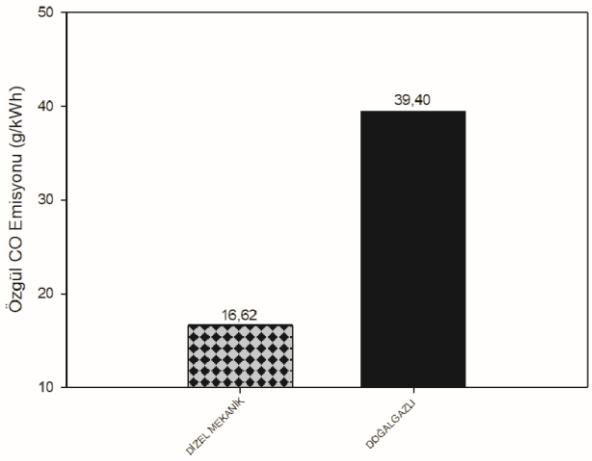
Dizel motor ve elektronik kontrollü doğalgazlı motor 1500 devirde ve 100% yük şartında test edilmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Buna göre aynı şartlarda test edilen iki motorun özgül yakıt tüketimleri Şekil 4.3'te verilmiştir. Dizel motor 242,1 g/kWh değerine sahipken doğalgazlı motorda bu değer 15,4% azalarak 204,77 g/kWh olarak tespit edilmiştir. Bunun sebebi olarak aynı sıkıştırma oranına sahip pozitif ateşlemeli motorun termik veriminin dizele göre daha yüksek olması olarak gösterilebilir. [55].



Şekil 4.3 Dizel ve doğalgazlı motor özgül yakıt tüketimi karşılaştırması

Şekil 4.4'te iki motorun CO egzoz emisyonu bakımından karşılaştırılması görülmektedir. CO emisyonu oluşumundaki ana parametre karışımın yakıt/hava oranıdır. Zengin karışımda, CO konsantrasyonu yakıt/hava oranı ile birlikte artmakta ve oksijenin gerekli düzeyde olmayışı tam olmayan yanmaya neden olmaktadır. Yanmış gazlar içindeki CO konsantrasyonuna ilk yaklaşım, 1600'den 1700 K e kadar olan sıcaklık için su gazı reaksiyonu dengesiyle verilmiştir. Fakir karışımlarda CO konsantrasyonu düşüktür ve yakıt/hava oranı ile sadece az miktarda değişmektedir. Bu olay hidrokarbonların desorbe edilmesi sırasındaki tamamlanmamış yanmadan, yağ filminden, ya da yanma odasındaki küçük hacimlerden dolayı olabilir. Pozitif ateşlemeli motorlar, kısmi yükte hava fazlalık katsayısı 1'e yakın değerde, tam yükte ve ilk harekette zengin karışımda çalışırlar. Bu koşullar altında CO emisyonu önemli miktarlardadır. Bununla birlikte pozitif ateşlemeli motorların egzozunda CO seviyesi her zaman yanma odasında bulunan değerinden daha düşüktür. CO emisyonunu düşürmek için, karışımın homojenliğinin arttırılması ve karışımın fakirleştirilmesi gerekir. Dizel motorları fakir karışım kullanırlar, CO emisyonları pozitif ateşlemeli motorlara göre çok daha düşüktür. Bununla birlikte karışımın homojen olmaması, yerel oksijen noksanlığı, farklı sıcaklık seviyeleri ya da farklı bölgelerdeki sıcaklıkların yanmayı CO_2 formunda tamamlayamayacak değerde oluşu CO emisyonuna neden olur [27][28].

Grafikte de görüleceği üzere dizel motorda 16,62 g/kWh olan CO emisyonu; yaklaşık 2,5 kat artarak 39,40 g/kWh olarak tespit edilmiştir.



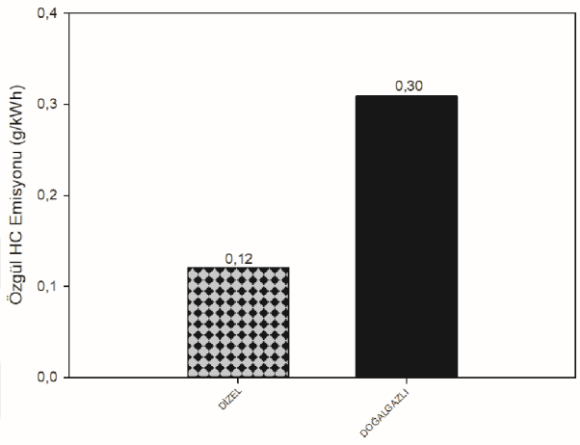
Şekil 4.4 Dizel ve doğalgazlı motor özgül CO emisyonu karşılaştırması

Şekil 4.5'te iki motorun özgül hidrokarbon emisyonları bakımından karşılaştırması verilmiştir. Yanmamış hidrokarbonlar çok geniş bir hidrokarbon çeşitliliği içermektedir.

Bunların insan sağlığı üzerine çeşitli derecelerde zararları ve tropospherik kimyasal değişimlerde farklı etkinlikleri vardır. Özellikle yanmamış hidrokarbon'lar metanın büyük bir bölümünü içermektedir. Buna ek olarak daha sık reaktif olan oksijenli bileşikler, aldehitler, ketonlar, fenoller, alkoller (methanol, ethanol), nitrometan ve esterler (metil formatında) vardır. Pozitif ateşlemeli motorlarda karbon bileşikleri hidrokarbon emisyonunun küçük bir kısmını oluşturmaktadır. Aldehitler dizel motorlarda hidrokarbon emisyonunun yaklaşık 10%'una kadar çıkabilmektedir, formaldehit ise toplam karbon bileşiklerinin yaklaşık 20% sini teşkil etmektedir. Karışımın yanmasından sonra geriye kalan artıkların, egzozda ölçülen yanmamış hidrokarbona katkısı önemli değildir. Alev söndükten sonra krank mili dönüşünün küçük bir kısmında tek silindirli motorda ölçülen farklı HC konsantrasyonları, egzozda ölçülen konsantrasyonların değerlerinin altına düşüşünü açıklamaktadır. Çevrimin sonlarında bu konsantrasyonlar artmakta bu da çeperlere yakın bölgelerdeki karışım tamamen yanmasına rağmen, ana yanma reaksiyonundan kaçan yakıtın HC emisyonunu arttırdığını akla getirmektedir. Alev sönme bölgesinin kalınlığı 0.05 ile 0.4 mm arasında değişmekte ve bu kalınlık düşük yüklerde daha da azalmaktadır. Bu bölgeler aldehit, $HCHO$ ve CH_3CHO gibi düşük sıcaklıkta oksidasyon ürünlerini içermektedir. Bu da söz konusu bölgelerin düşük sıcaklıkta oksidasyon reaksiyonlarının gerçekleştiği yerler olduğunu göstermektedir Yanma odası çeperlerinin özellikleri yanmamış hidrokarbon seviyesini etkileyebilmektedir. İnce işlenmiş silindir duvarları, döküm yüzeylerle karşılaştırıldığında hidrokarbon emisyonunu 14% oranında azaltabilmektedir. Yüzeyde biriken tortularda hidrokarbon emisyonuna etki edebilmektedir. Küçük hacimler yanmamış hidrokarbonun ana nedeni olarak belirlenmiştir. Hidrokarbon emisyonuna etki eden önemli küçük hacimler, piston, segmanlar ve silindir duvarı arasında bulunan küçük hacimlerdir. Diğer küçük hacimler ise buji vidasının köşe eğiminin olduğu bölge, bujinin ana elektrotunun çevresindeki boşluk, emme ve egzoz supap kafalarının çevresi ve silindir kafa contası birleşme noktalarıdır. Sıkıştırma esnasında yükselen basınçla birlikte karışım küçük hacimlere doğru hareket eder. Bu boşluklarda yüzey hacim oranı fazla olduğu için içeri giren gaz çeperler ile ısı değişimi yaparak hızlı bir şekilde soğur. Yanma esnasında basınç daha da yükselir ve küçük hacimlere dolan karışım miktarını arttırır. Alev küçük hacme ulaştığı zaman, içeriye girerek orda bulunan karışımın tamamını yakabileceği gibi küçük hacmin girişinde sönebilmektedir. Belirli çalışma koşullarında alev cephesinin silindir cidarına ulaşmadan sönmesi hidrokarbon oluşumunda başlıca nedenlerden biridir. Eğer basınç ve sıcaklık çok hızlı düşerse alevi söndürebilir. Bu olay

ralanti veya düşük yükte motor hızı yavaşken ve art gazların oranı fazlayken (aşırı EGR tarafından yüksek çözünme ya da karışım çok fakirse) belirgin ateşleme gecikmesiyle meydana gelir. Sabit hızda çalışmada ayarlar doğruysa alev sönümlenmesi hızlanma ve yavaşlama gibi geçici koşullarda meydana gelebilir [27][28].

Şekil 4.5'te görüleceği üzere dizelde 0,12 g/kWh olan hidrokarbon emisyonu, doğalgazlı motorda 2,5 kat artarak 0,30 g/kWh olmuştur.

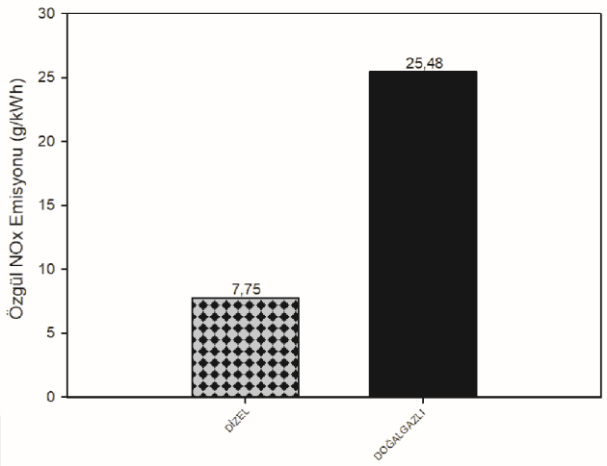


Şekil 4.5 Dizel ve doğalgazlı motor özgül HC emisyonu karşılaştırması

Şekil 4.6'de dizel ve doğalgazlı motor özgül NOx emisyonu karşılaştırması görülmektedir. Pozitif ateşlemeli motorlarda yanma odasında, emme fazı esnasında emme sisteminde homojenize edilmiş olan yakıt hava karışımı ve bir önceki çevrimden kalan art gazlar bulunur (EGR uygulaması olan motorlarda ek olarak geri dönüştürülmüş egzoz gazları da bulunur). Yüksek sıcaklıklarda yanmış gaz bölgelerindeki NO formunun konsantrasyonu sabittir ve gerçek konsantrasyon genişleme sırasında zirve yapan NO konsantrasyonu civarlarındadır. Fakat bu değerler işletme koşulları ve karışımın yanmasının erken veya geç olmasından etkilenir. Genişleme stroku sırasında fakir karışımlarda donma meydana gelmekte ve küçük bir miktar NO bozulmaya uğramaktadır. Zengin karışımlarda donma genişleme strokunun sonlarına doğru, bütün karışım tamamıyla yandıktan sonra meydana gelmekte ve önemli ölçüde NO bozulması meydana gelmektedir. Sonuç olarak NOx emisyonlarının oluşumu, motorun fakir karışımla çalışmasına nazaran zengin karışımla çalışmasından daha çok etkilenmektedir. NO konsantrasyonunun değerinde karışımın ilk yanan kısmının büyük önemi vardır. Güçlü

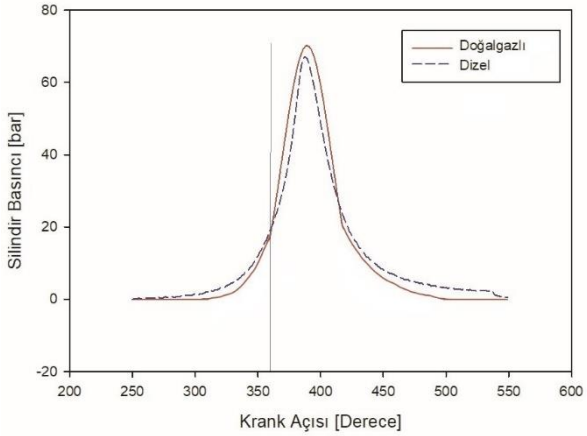
türbülansın olduğu ortamda en yüksek NO konsantrasyonu buji tırnak bölgesi civarında oluşur. NO emisyonu oluşumunda en önemli etkenler yakıt/hava oranı, yanma öncesi silindir içerisindeki karışımda bulunana art gaz miktarı ve ateşleme zamanıdır [27][28]. Karışım oranının NOx oluşumuna etkisi; en yüksek yanma sıcaklığı, yaklaşık olarak hava fazlalık katsayısının 1.1 mertebesinde gerçekleşmektedir. Karışım zenginleştikçe, yakıt/hava karışımında yakıt miktarı artmakta, oksijenin kısmi basıncı azalmaktadır. Bunun sonucu NO oluşumuna neden olan yanma sıcaklığında bir azalma meydana gelir. Karışım fakirleştikçe, fazla hava miktarı artar. Fakir karışım alev sıcaklığındaki azalma, NO oluşum reaksiyonunu ve özellikle atmosferik havada bulunan moleküler azottan azot radikallerinin oluşumunu yavaşlatır [27][28]. Yanmış gazların NOx oluşumuna etkisi; yanmadan önce, yanma odasındaki karışım, hava, yakıt ve yanmış gazları içerir. Bu yanmış gazlar, bir önceki çevrimden kalan art gazlar veya NOx konsantrasyonunu azaltmak amacıyla bilinçli olarak silindir içerisine yollanmış egzoz gazlarıdır. Art gaz miktarı, yüke, valf zamanlamasına ve sübap bindirmesine göre değişim gösterir. Art gaz miktarı aynı zamanda motor hızına, hava fazlalık katsayısına ve sıkıştırma oranına da bağlıdır. Yanmış gazlar karışım üzerinde seyreltici etki yaparlar ve sıcaklık artışını kısıtlarlar. Yanmış gazlar tarafından seyreltme sonucu alev sıcaklığının azalmasının nedeni, yanma esnasında sıcaklıkları artan seyrelticilerin ısı kapasitesidir. Bununla birlikte seyreltme yanmayı bozar. Bunun sonucu kısmi yanma veya yanmamadır. Minimum yakıt tüketimini korur iken NO emisyonunun en düşük seviyede tutulması, stokiometrik oranda yanmayı bozmadan en büyük egzoz gazı geri dönüşümünün yapılmasıyla sağlanabilir. Bunun için ideal çözüme elektronik kumandalı EGR valfleri ile yaklaşılabilir [27][28]. Ateşleme zamanının NOx oluşumuna etkisi; Ateleme zamanı NO emisyonunun önemli ölçüde etkiler. Avansın yükseltilmesiyle, yanma erken başlar ve silindir içi basınç en büyük değerine erken ulaşır. Bu yakıtın büyük bölümünün Ü.Ö.N dan önce yanmasına ve pik basıncın yanma odası hacminin en küçük olduğu Ü.Ö.N civarında oluşmasına neden olur. Yüksek silindir içi basıncıyla yanmış gazların sıcaklığı en büyük değere ulaşır ve yanmanın Ü.Ö.N civarında gerçekleşmesi ile uzun süre bu mertebede kalır. Bu durum NO oluşumunu arttırır. Aksi durum, avansın azaltılması, yanmanın büyük kısmının ÜÖN dan sonra gerçekleşmesine neden olur. Genişleyen yanma odası hacmiyle pik basınç ve sıcaklık değerleri düşük mertebelerde kalır. NO oluşumunu hızlandıran sıcaklığın düşük kalması NO emisyonunun düşük seviyelerde kalmasına neden olur [27][28]. Şekil 4.7'de de görüleceği üzere doğalgazlı motorun NOx değerleri dizel versiyondan yaklaşık 3,3 kat daha fazla olarak tespit edilmiştir, bu farkın

en önemli sebebinin zengin karışımla çalışan doğalgazlı versiyonda daha yüksek yanma sıcaklıklarının oluşması olarak gösterilebilir. Aynı zamanda doğalgazın yanma sıcaklıklarının dizele göre daha yüksek olduğun bilinmektedir.



Şekil 4.6 Dizel ve doğalgazlı motor özgül NOx emisyonu karşılaştırması

Şekil 4.7 dizel ve doğalgazlı motor silindir içi basınç karşılaştırması görülmektedir. Dizel versiyonda 65 bar olan maksimum yanma basıncı doğalgazlı verisyonda 68 bar olarak ölçülmüştür.



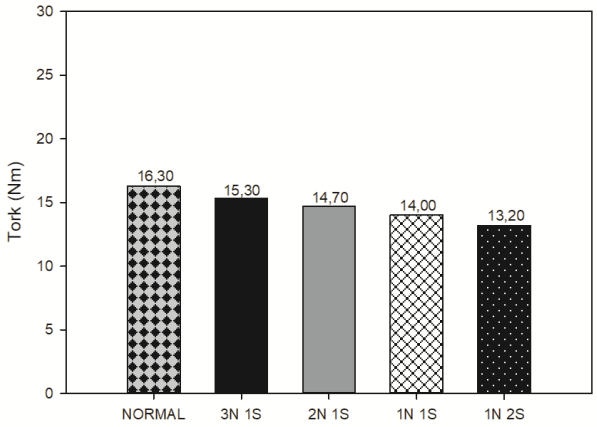
Şekil 4.7 Dizel ve doğalgazlı motor silindir içi basınç karşılaştırması

4.1.2 Doğalgazlı Motor Çevrim Atlatma Deney Sonuçları

Deneylere motor normal modda çalıştırılarak başlanmış ve rejime girmesi beklenmiştir. Ardından motor yükü, tam yükün 25%, 50% ve 75% değerlerine getirilerek deneyler yapılmıştır. Yazılım, atlatılan çevrimlerde yakıt enjeksiyonunu ve ateşlemeyi kesebilmesi için yeniden yazılmış ve yapılan değişikliğin etkinliği deneyler öncesinde ve deneyler esnasında osiloskop ile kontrol edilmiştir. Aynı gaz püskürtme değerleri için çevrim atlatma miktarı arttığında torkta ciddi miktarda düşüş meydana gelmektedir, bu düşüşü tolere edip yaklaşık aynı tork değerini elde edebilmek için yakıt miktarı her şart için ayrı ayrı ayarlanmıştır. Buna rağmen çevrim atlatma miktarı arttıkça torkta düşüş yaşanmaktadır. Yük miktarı arttıkça çevrim atlatma miktarının fazla olduğu bazı modlarda, tork değerlerinde 30%'dan fazla düşüş engellenemediği için; o modlar deney sonucu dışında bırakılmıştır. Buna göre 50% yük şatında 1N2S modu, 75% yük şartında ise 1N1S ve 1N2S çevrim atlatma modları verileri karşılaştırma dışı bırakılmıştır.

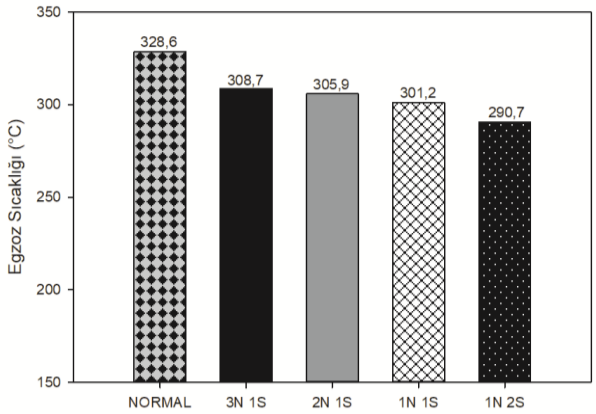
4.1.2.1 25% Yükte Çevrim Atlatma Deney Sonuçları

Şekil 4.8'da görüleceği üzere çevrim atlatmanın artması; iş elde edilen strokların azalması sebebi ile torku giderek düşürmektedir. Buna rağmen volanın ataleti 2160 krank mili açısında 1 kere iş alınan 1N2S modunda bile torkta sadece 19%'luk bir düşüşe sebep olmaktadır. Normal modda 16.30 Nm olan tork değeri çevrim atlatma miktarının artması ile birlikte 3N1S'te 15.30 Nm'ye, 2N1S'te 14.70 Nm'ye, 1N1S'te 14.00 Nm'ye ve son olarak 1N2S modunda 13.20 Nm'ye düşmüştür. Normal çevrim ile 1N2S arasında tork değerleri bakımından 19%'luk bir düşüş yaşanmaktadır. Bu düşüş sebebi ile tüm emisyon ve yakıt tüketim değeri özgül olarak hesaplanarak karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.8 25% Yükte motor modlarına göre tork değişimi

Egzoz gazı sıcaklıklarını ölçen sensör birçok endüstiriyel uygulamada kullanılan hassasiyeti yüksek K tipi ısılçiftdir. Bundan dolayı sıcaklık çevrim başına sıcaklık olmayıp egzoz gazının ortalama sıcaklığıdır. Şekil 4.9'da görülmekte olduğu gibi 25% yük şartı için toplam çevrim başına atlatılan çevrim miktarı artıkça buna bağlı olarak egzoz sıcaklarında önemli miktarda düşüş yaşanmaktadır. Normal çevrimlerde çevrim içi sıcaklık artsa bile toplamda düşüşün sebebi; yanmanın olduğu egzoz strokları arasının sıcaklığı azaltacak kadar uzun olmasıdır. Normal çevrimde 328 °C olarak ölçülen egzoz sıcaklığı 3N1S'te 20 °C düşerek 308 °C olarak ölçülmüştür. 2N1S'te 305°C, 1N1S'te 301°C ve 1N2S modunda 290°C egzoz sıcaklığı tespit edilmiştir. 25% yük için egzoz sıcaklığı açısından en uygun modun çevrimin maksimum atlatıldığı 1N2S modu olduğu görülmektedir. Egzoz sıcaklığının azalması egzoz susturucusu gibi elemanların ömürünü uzatırken, jeneratör olarak kullanılan motorun kabin sıcaklıklarının düşmesine ve soğutma performansının artmasına sebep olacaktır.

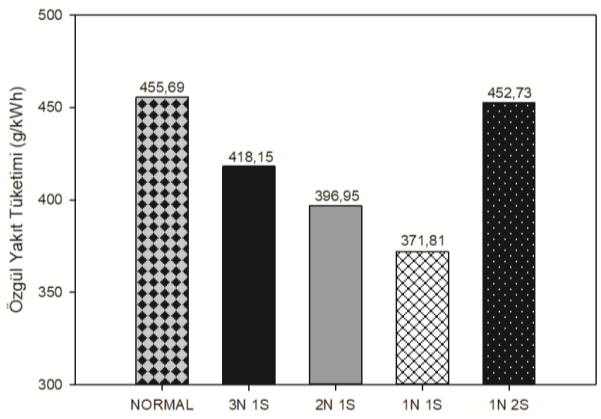


Şekil 4.9 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları

Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi haritalama çalışmaları esnasında çevrim atlatma moduna bağlı olarak aynı devirde aynı torku elde edebilmek için yakıt püskürtme miktarları ayarlanmıştır.

Çevrim atlatma sıklığının artması ile birlikte; püskürtülen yakıt miktarı çevrim başına artarken yine egzoz sıcaklığında olduğu gibi toplamda bir düşüş yaşandığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebinin atlanılan çevrimler ile silindir içinde kalan art gazların

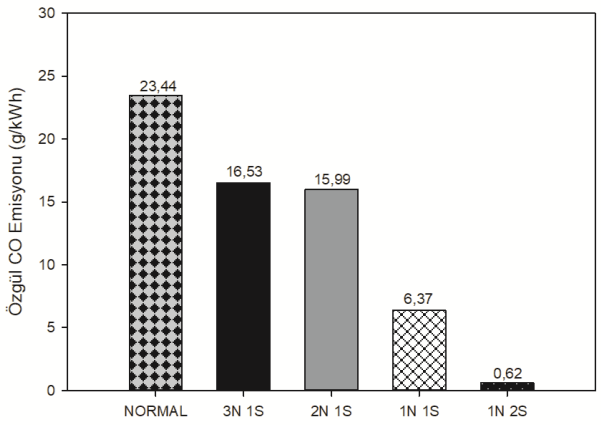
azalması ve bununla birlikte normal çevrimlerde volümetrik verimin ve buna bağlı olarak indike verimin artması olarak gösterilebilir. Motor testlerinde farklı çalışma şartlarındaki özgül yakıt tüketimi Şekil 4.10'de verilmiştir. Normal çevrime göre; 3N1S modu özgül yakıt tüketiminde 8,23%'lük biri iyileşme, 2N1S modunda 12,89%'luk bir iyileşme, 1N1S modunda 18,4%'lük bir iyileşme ve 1N2S modunda ise 0,65% lik bir iyileşme tespit edilmiştir. Benzer olarak Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada çevrim atlatma stratejisi ile 4,3% yakıt tüketimi azalmıştır. Wilcutts ve arkadaşları [30] ve Scassa ve arkadaşları [24] yaptıkları çalışmalarında da çevrim atlatmanın yakıt tüketimi üzerinde olumlu etkileri olduğunu belirtmişlerdir. 1N2S modunun genel gidişatı bozmasının sebebi olarak; diğer modlardaki torkun elde edilmeye çalışılması için yakıt püskürtme miktarının çok arttırılması fakat buna rağmen torkun ve gücün düşmesi özgül yakıt tüketimindeki iyileşme gidişatını bozmuş olarak değerlendirilebilir. Aynı yükün karşılanması için yakıt tüketimin düşük olduğu maksimum tork bölgesinden, yakıt tüketiminin daha yüksek olduğu nominal güç bölgesine geçildiği ortalama indike basınç grafiğinden de görülmektedir.



Şekil 4.10 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri

Alternatif yakıt çalışmalarında atmosfere salınan zararlı CO emisyonu oldukça önemli bir yere sahiptir. Çalışmada Şekil 4.11'de verildiği gibi CO emisyonları ölçülmüştür. Çevrim atlatma ile CO emisyonları azalmıştır. Bunun sebebinin atlatılan çevrimler ile silindir içinde kalan art gazların azalması ve bununla birlikte normal çevrimlerde volumetrik verimin ve indike veriminin artması olarak gösterilebilir. Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada çevrim atlatma ile elde edilen yanma verimliliği sonucunda

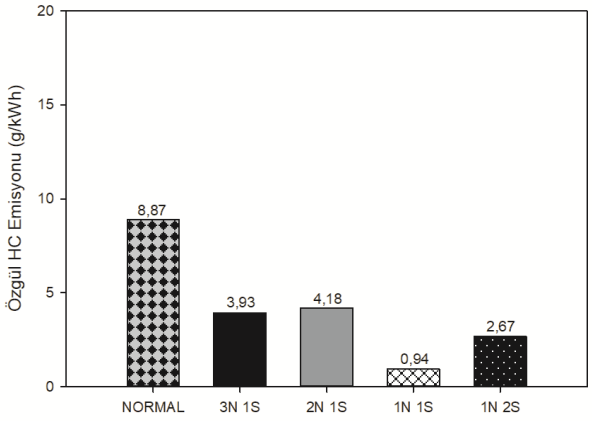
CO emisyon emisyon değerlerinin düştüğü belirtilmiştir. Özellikle düşük motor yük koşullarında normal motor çalışması için CO emisyonundan önemli ölçüde daha düşük olmuştur. Buna göre normal çevrimde 23,44 g/kWh olarak ölçülen değer, 29,47% azalarak 3N1S modunda 16,53 g/kWh olarak, 30,48% azalarak 2N1S modunda 15,99 g/kWh olarak, 72,82% azalarak 1N1S modunda 6,37 g/kWh olarak ve 97,35% azalarak 1N2S modunda 0,62 g/kWh olarak ölçülmüştür. Silindir içi yanma basınçları ve ortalama indike basınç değerlerinin artışı göz önünde bulundurulursa CO'nin azalması beklenen bir sonuçtur. Atlatılan çevrimlerde içeriye giren taze hava miktarının artması ile birlikte tam yanmama olayının sonucu olarak karşımıza çıkan CO ürünün azalması beklenildiği gibi parallel seyir göstermektedir.



Şekil 4.11 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri

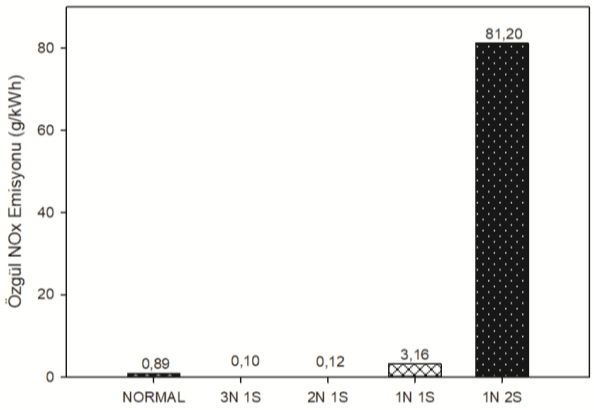
Şekil 4.12 te görüleceği üzere; artan çevrim atlatma miktarı ile birlikte basıncın ve dolayısı ile yanma sıcaklığının artması alev sönme mekanizmalarının azalmasına ve hidrokarbon emisyonlarınında düşmesine yol açmıştır. Testler esnasında hidrokarbon emisyonları ppm seviyelerinde ölçülmüş olup motor gücüne bağlı olarak özgül değere dönüştürülmüştür, değerlerdeki ufak salınımların görülmesi bu anlamda makul karşılanmaktadır. Salınımın yapılan belirsizlik hesabına uygun olduğu değelendirilimiştir. Yükün artması yine beklendiği gibi basınç ve sıcaklıkların artmasına sebep olduğu için hidrokarbon emisyonları azalmıştır. Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada hidrokarbon emisyonları minimum 5,4% artmıştır. Baykara ve arkadaşları [16] çalışmalarında çevrim atlatma stratejisinin yakıt tüketiminde azalma sağlamasına rağmen hidrokarbon emisyonunda önemli ölçüde artış olduğunu belirtmişlerdir. Yapılan deneylerde ise normal çevrimde 8,87 g/kWh olarak ölçülen

hidrokarbon emiyonu; 3N1S modunda 55,7% azalarak 3,93 g/kWh olarak, 2N1S modunda 52,87% azalarak 4,18 g/kWh olarak, 1N1S modunda 89,4% azalarak 0,94 g/kWh olarak ve 1N2S modunda 69,89% azalarak 2,67 g/kWh olarak tespit edilmiştir. Genel gidişatın atlatılan çevrimlerle birlikte HC emisyonunun azalması yönünde iken 1N2S modunda bir miktar artmasının sebebi artan yakıt miktarının soğuyan cidarlarda alev sönmesi sonucu HC oluşumunu tetiklemesi olarak gösterilebilir. Yakıt tüketim değerleri HC oluşumunu doğrular seviyelerdedir.



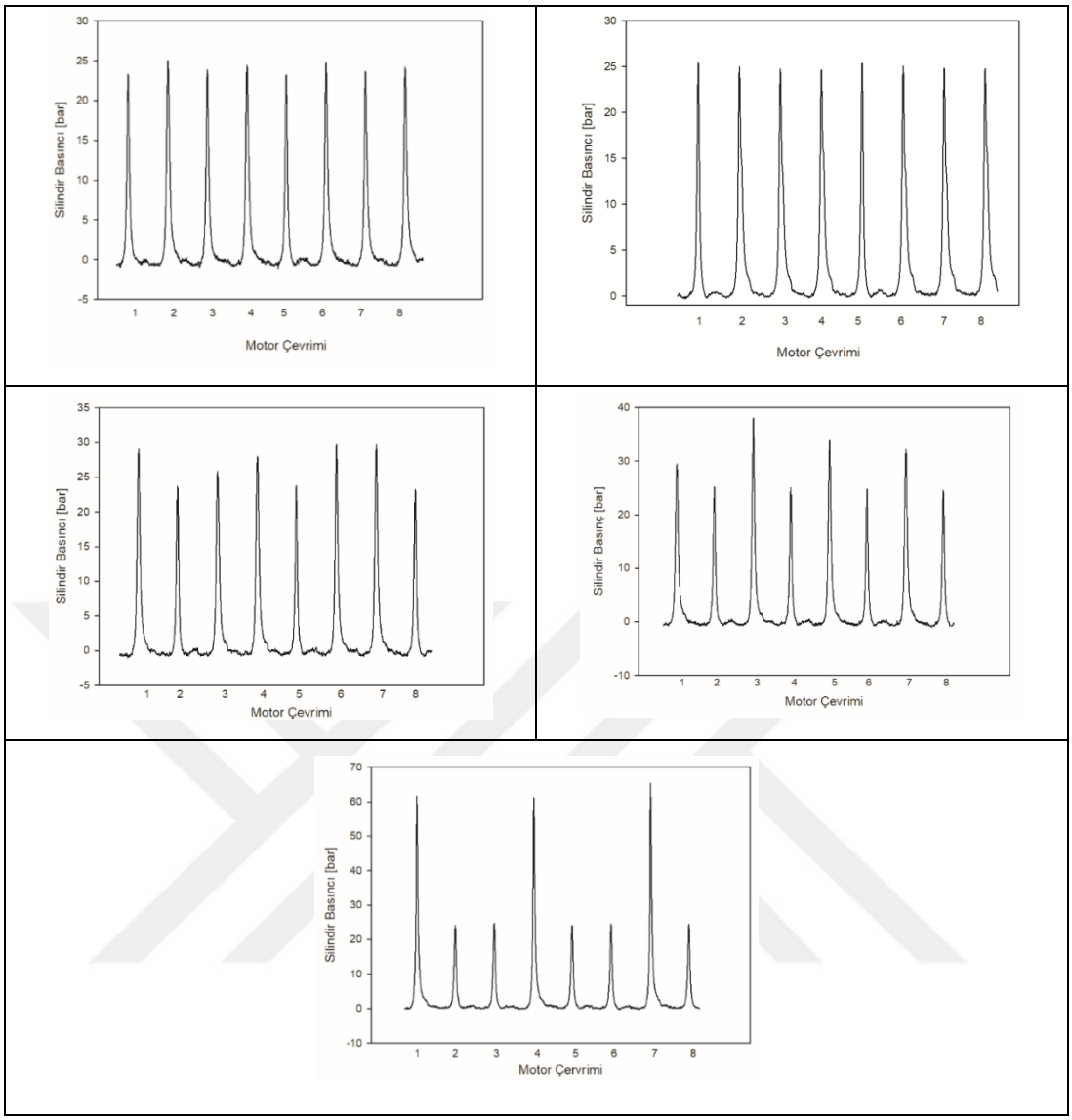
Şekil 4.12 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri

Şekil 4.13'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak NOx emisyon değerleri gösterilmektedir. Motorda çevrim atlatma miktarı arttıkça, artan basınç ve sıcaklıklar nedeniyle azotun oksitlenme miktarının arttığı tespit edilmiştir. Buna sebep olarak daha önce de bahsedildiği üzere atlatılan çevrimlerden sonraki çevrimlerde içeride bulunan art gazların azalması böylelikle volümetrik verimin artarak içeriye daha fazla taze dolgu alınması sonucu sıcaklıkların artması olarak yorumlanabilir, basınç verileride bu yorumu doğrular niteliktedir.



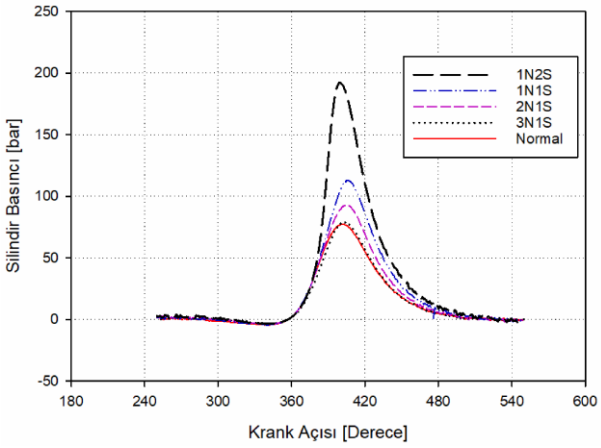
Şekil 4.13 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri

Şekil 4.14'te atlatılan ve normal çevrimlerdeki basınç oluşumları görülmektedir. Motor yükünün düşük olmasından dolayı motoring ve yanma basınçları birbirlerine oldukça yakın ölçülmüştür, bundan dolayı 3N1S ve 2N1S modunda atlatılan çevrimleri tespit etmek oldukça zordur. Fakat çevrim atlatma miktarının artmasıyla artan normal çevrim basınçları sayesinde 1N1S ve 2N1S modlarında atlatılan çevrimler net bir şekilde görülmektedir.



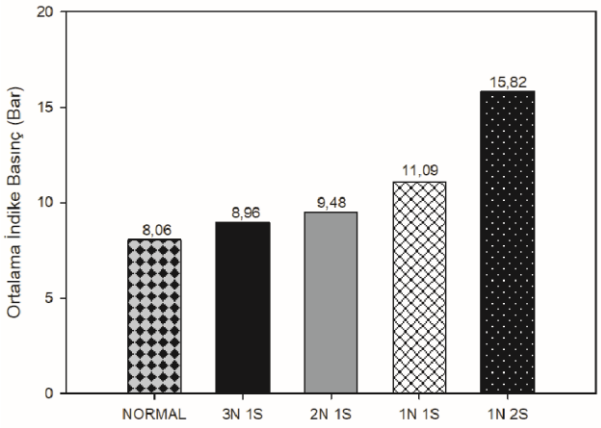
Şekil 4.14 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları

Şekil 4.15'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak silindir içi basınç karşılaştırma grafiği görülmektedir. Buna göre daha önce de belirtilen çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların giderek arttığı görülmektedir. Normal çevrimde 28 bar olan silindir içi yanma basıncı, 1N2S çevriminde 2 kattan fazla artarak 65 bar mertebesine çıkmıştır. Bu da NOx emisyonu ölçümünü destekleyici şekilde basınca bağlı olarak sıcaklıkların da arttığı tezini doğrulamaktadır.



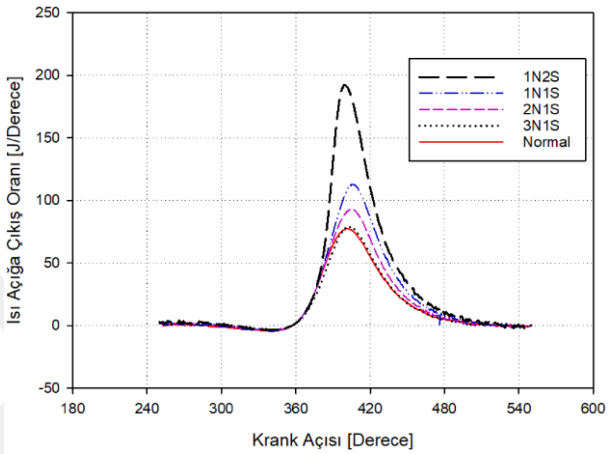
Şekil 4.15 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması

Şekil 4.16'da çevrim atlatma moduna bağlı ortamalama indike basınç grafiği görülmektedir. Yanmanın gerçekleştiği ve çevrim atlatmanın olduğu kısımlar hesaplama dışında bırakılarak hesaplanmış ve çevrim atlatma durumuna bağlı karşılaştırılması yapılmıştır. Normal çevrimde 8,06 bar olan ortalama indike basınç, 3N1S'te 11,16% artarak 8,96 bar, 2N1S'te 17,6% artarak 9,48 bar, 1N1S'te 37,59% artarak 11,09 bar ve 1N2S'te ise 96,27% artarak 15,82 bar olarak hesaplanmıştır. Neredeyse 2 kat artan ortalama indike basınç, silindir içinin zenginleştiği ve yanma sıcaklığının artarak Zeldoviç mekanizmasına göre NOx'lerin artmasını destekler niteliktedir.



Şekil 4.16 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması

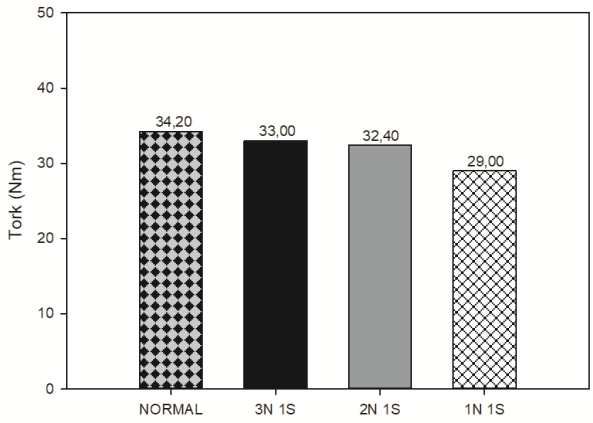
Şekil 4.17'de çevrim atlatma moduna bağlı olarak ısı açığa çıkış oranı grafiği görülmektedir. Çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların arttığı ve buna bağlı olarakta ısı açığa çıkış oranının da arttığı görülmektedir. Normal çevrimlerde yakıt miktarının giderek artması ile birlikte basıncında artması ısı açığa çıkış oranında beklendiği gibi artışa sebep olmuştur. Kümülatif olarak oran giderek artsa bile atlatılan çevrimler göz önüne alındığında bu değerin normal çevrime yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 4.17 25% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması

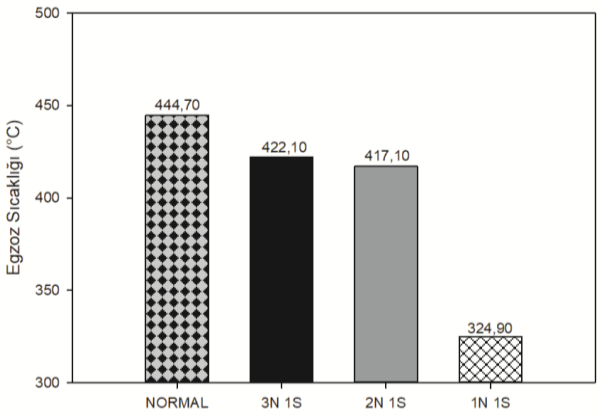
4.1.2.2 50% Yükte Çevrim Atlatma Deney Sonuçları

Şekil 4.18'de görüleceği üzere çevrim atlatmanın artması; iş elde edilen strokların azalması sebebi ile torku giderek düşürmektedir. Buna rağmen volanın ataleti 1440 krank mili açısında 1 kere iş alınan 1N1S modunda bile torkta sadece 15,2%'lik bir düşüşe sebep olmaktadır. Normal modda 32,2 Nm olan tork değeri çevrim atlatma miktarının artması ile birlikte 3N1S'te 33 Nm'ye, 2N1S'te 32,4 Nm'ye, 1N1S'te 29 Nm'ye düşmüştür. Normal çevrim ile 1N1S arasında tork değerleri bakımından 15,2%'luk bir düşüş yaşanmaktadır.



Şekil 4.18 50% Yükte motor modlarına göre tork değişimi

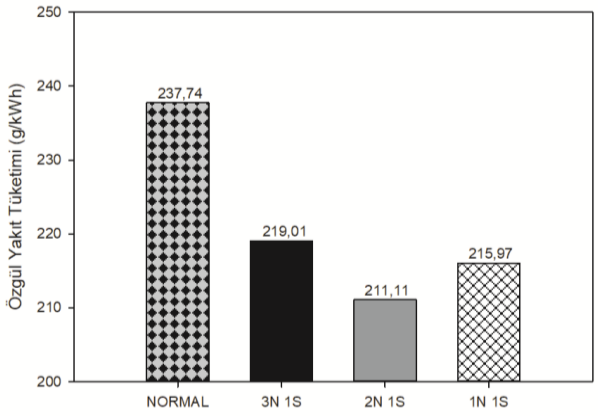
Şekil 4.19'da görülmekte olduğu gibi 50% yük şartı için toplam çevrim başına atlatılan çevrim miktarı artıkça buna bağlı olarak egzoz sıcaklarında önemli miktarda düşüş yaşanmaktadır. Normal çevrimlerde çevrim içi sıcaklık artsa bile toplamda düşüşün sebebi; yanmanın olduğu egzoz strokları arasının sıcaklığı azaltacak kadar uzun olmasıdır. Normal çevrimde 444,7 °C olarak ölçülen egzoz sıcaklığı 3N1S'te 42 °C düşerek 422,1 °C olarak ölçülmüştür. 2N1S'te 417,1°C, 1N1S modunda 324,9 °C egzoz sıcaklığı tespit edilmiştir. 50% yük için egzoz sıcaklığı açısından en uygun modun çevrimin maksimum atlatıldığı 1N1S modu olduğu görülmektedir.



Şekil 4.19 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları

Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi haritalama çalışmaları esnasında çevrim atlatma moduna bağlı olarak aynı devirde aynı torku elde edebilmek için yakıt püskürtme miktarları ayarlanmıştır.

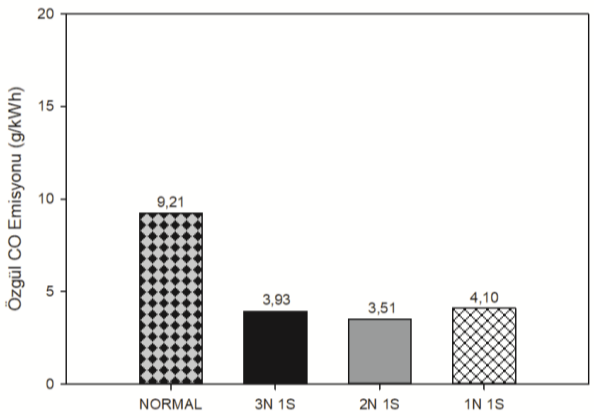
Çevrim atlatma sıklığının artması ile birlikte; püskürtülen yakıt miktarı çevrim başına artarken yine egzoz sıcaklığında olduğu gibi toplamda bir düşüş yaşandığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebinin atlanılan çevrimler ile silindir içinde kalan art gazların azalması ve bununla birlikte normal çevrimlerde volümetrik verimin artması olarak gösterilebilir. Motor testlerinde farklı çalışma şartlarındaki özgül yakıt tüketimi Şekil 4.20'de verilmiştir. Normal çevrime göre; 3N1S modu özgül yakıt tüketiminde 7,86%'lık biri iyileşme, 2N1S modunda 11,19%'luk bir iyileşme, 1N1S modunda ise 9,14%'lik bir iyileşme tespit edilmiştir. Benzer olarak Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada çevrim atlatma stratejisi ile 4,3% yakıt tüketimi azalmıştır. Wilcutts ve arkadaşları [30] ve Scassa ve arkadaşları [24] yaptıkları çalışmalarında da çevrim atlatmanın yakıt tüketimi üzerinde olumlu etkileri olduğunu belirtmişlerdir. 1N1S modunun genel gidişatı bozmasının sebebi olarak; diğer modlardaki torkun elde edilmeye çalışılması için yakıt püskürtme miktarının çok arttırılması fakat buna rağmen torkun ve gücün düşmesi özgül yakıt tüketimindeki iyileşme gidişatını bozmuş olarak değerlendirilebilir. Aynı yükün karşılanması için yakıt tüketimin düşük olduğu maksimum tork bölgesinden, yakıt tüketiminin daha yüksek olduğu nominal güç bölgesine geçildiği ortalama indike basınç grafiğinden de görülmektedir.



Şekil 4.20 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri

Alternatif yakıt çalışmalarında atmosfere salınan zararlı CO emisyonu oldukça önemli bir yere sahiptir. Çalışmada Şekil 4.21'de verildiği gibi CO emisyonları belirlenmiştir. Çevrim atlatma ile CO emisyonları azalmıştır. Bunun sebebinin atlatılan çevrimler ile silindir içinde kalan art gazların azalması ve bununla birlikte normal çevrimlerde

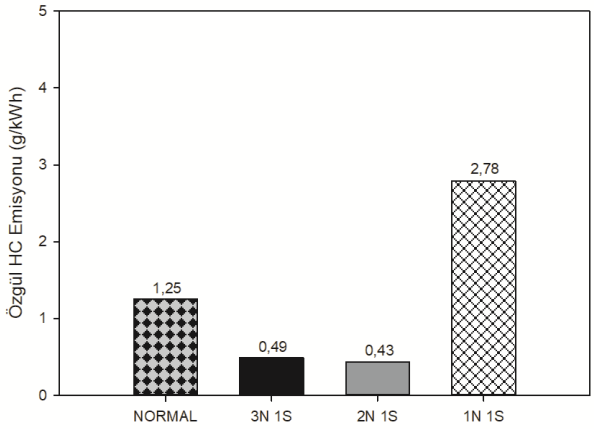
volumetrik verimin ve termal veriminin artması olarak gösterilebilir. Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada çevrim atlatma ile elde edilen termal verimlilik sonucunda CO emisyon değerlerinin düştüğü belirtilmiştir. Özellikle düşük motor yük koşullarında normal motor çalışması için CO emisyonundan önemli ölçüde daha düşük olmuştur. Buna göre normal çevrimde 9,21 g/kWh olarak ölçülen değer, 57,32% azalarak 3N1S modunda 3,93 g/kWh olarak, 61,88% azalarak 2N1S modunda 3,51 g/kWh olarak ve 55,48% azalarak 1N1S modunda 4.10 g/kWh olarak ölçülmüştür. Silindir içi yanma basınçları ve ortalama indike basınç değerlerinin artışı göz önünde bulundurulursa CO'nin azalması beklenen bir sonuçtur. Atlatılan çevrimlerde içeriye giren taze dolgu miktarının artması ile birlikte tam yanmama olayının sonucu olarak karşımıza çıkan CO ürünün azalması beklenildiği gibi paralel seyir göstermektedir.



Şekil 4.21 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri

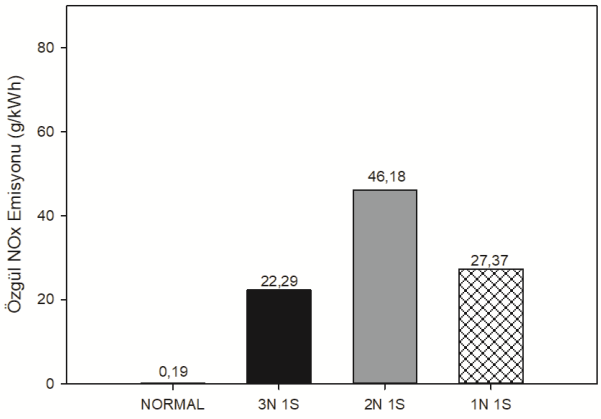
Şekil 4.22'de görüleceği üzere; artan çevrim atlatma miktarı ile birlikte basıncın ve dolayısı ile yanma sıcaklığının artması alev sönme mekanizmalarının azalmasına ve hidrokarbon emisyonlarınında düşmesine yol açmıştır. Yükün artması yine beklendiği gibi basınç ve sıcaklıkların artmasına sebep olduğu için hidrokarbon emisyonları azalmıştır. Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada hidrokarbon emisyonları minimum 5.4% artmıştır. Baykara ve arkadaşları [16] çalışmalarında çevrim atlatma stratejisinin yakıt tüketiminde azalma sağlamasına rağmen hidrokarbon emisyonunda önemli ölçüde artış olduğunu belirtmişlerdir. Yapılan deneylerde ise normal çevrimde 1,25 g/kWh olarak ölçülen hidrokarbon emiyonu; 3N1S modunda 60,8% azalarak 0,49 g/kWh olarak, 2N1S modunda 65,6% azalarak 0,43 g/kWh olarak, 1N1S modunda 2,2 kat artarak 2,78 g/kWh olarak tespit edilmiştir. Genel gidişatın atlatılan

çevrimlerle birlikte hidrokarbon emisyonunun azalması yönünde iken 1N1S modunda artmasının sebebi artan yakıt miktarının soğuyan cidarlarda alev sönmesi sonucu hidrokarbon oluşumunu tetiklemesi olarak gösterilebilir. Yakıt tüketim değerleri hidrokarbon oluşumunu destekler seviyelerdedir.



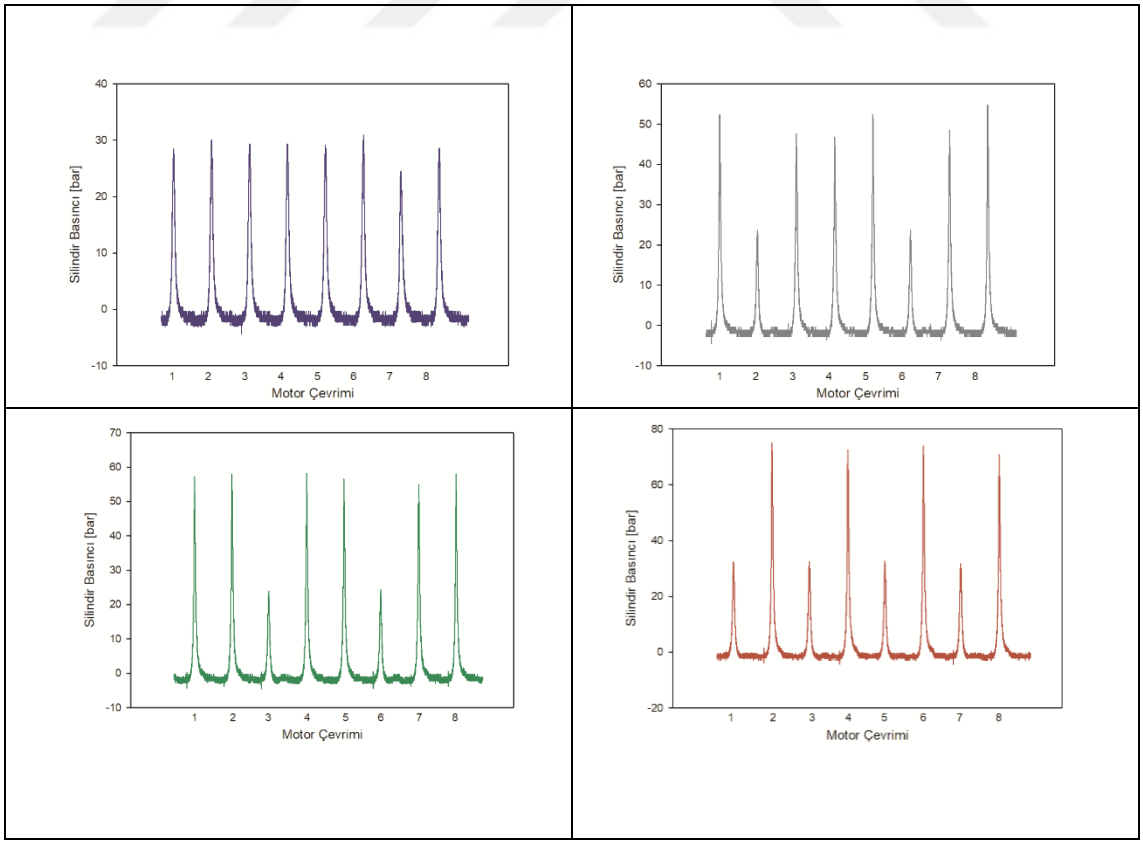
Şekil 4.22 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri

Şekil 4.23'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak NOx emisyon değerleri gösterilmektedir. Motorda çevrim atlatma miktarı arttıkça, artan basınç ve sıcaklıklar nedeniyle azotun oksitlenme miktarının arttığı tespit edilmiştir. Buna sebep olarak daha önce de bahsedildiği üzere atlatılan çevrimlerden sonraki çevrimlerde içeride bulunan art gazların azalması böylelikle volümetrik verimin artarak içeriye daha fazla taze dolgu alınması sonucu sıcaklıkların artması olarak yorumlanabilir, basınç verileride bu yorumu doğrular niteliktedir. Genel gidişatın 1N1S modunda değiştiği tespit edilmiştir. Burada CO ve HC emisyonlarından da anlaşılacağı üzere yanmada bir bozulma olduğu varsayımı yapılabilir.



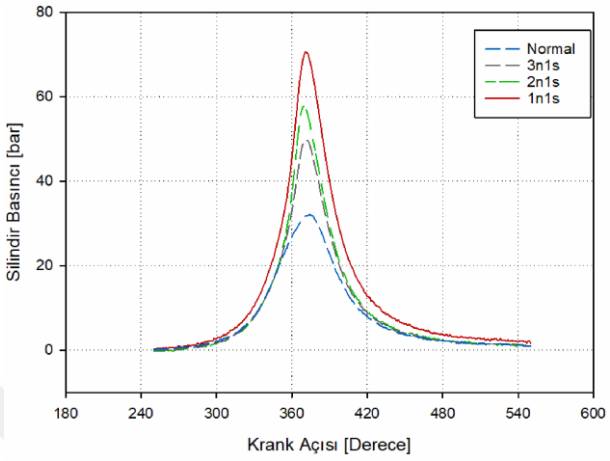
Şekil 4.23 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri

Şekil 4.24'te atlatılan ve normal çevrimlerdeki basınç oluşumları görülmektedir. Motor yükünün artması ile birlikte silindir içi basıncın artması motoring basıncı ile yanma basıcının aralarındaki farkın açılmasına sebep olmuş böylelikle atlatılan çevrimler net olarak görülmektedir.



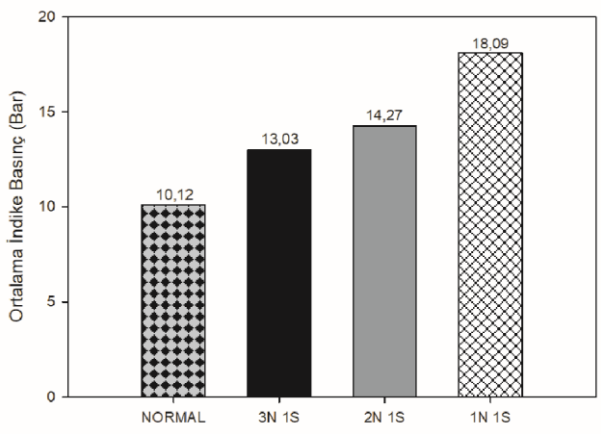
Şekil 4.24 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları

Şekil 4.25'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak silindir içi basınç karşılaştırma grafiği görülmektedir. Buna göre daha önce de belirtilen çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların giderek arttığı görülmektedir. Normal çevrimde 28 bar olan silindir içi yanma basıncı, 1N1S çevriminde 2 kattan fazla artarak 72 bar mertebesine çıkmıştır.



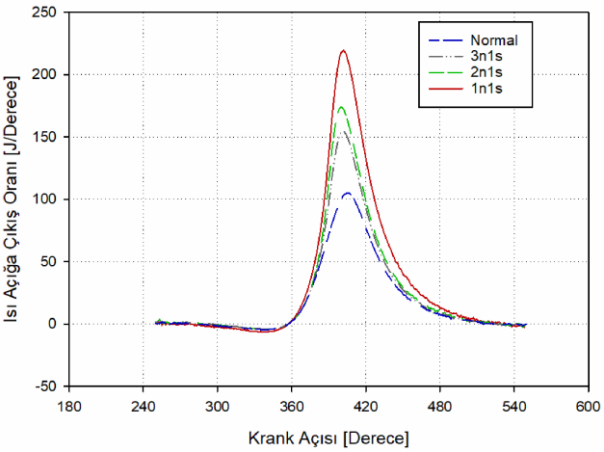
Şekil 4.25 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması

Şekil 4.26'da çevrim atlatma moduna bağlı ortamalama indike basınç grafiği görülmektedir. Yanmanın gerçekleştiği ve çevrim atlatmanın olduğu kısımlar hesaplama dışında bırakılarak hesaplanmış ve çevrim atlatma durumuna bağlı karşılaştırılması yapılmıştır. Normal çevrimde 10,12 bar olan ortalama indike basınç, 3N1S'te 28,75% artarak 13,03 bar, 2N1S'te 41% artarak 14,27 bar ve 1N1S'te 78,75% artarak 18,09 bar hesaplanmıştır. Neredeyse 2 kat artan ortalama indike basınç, yanma sıcaklığını arttırarak Zeldoviç mekanizmasına göre NOx'lerin artmasını destekler niteliktedir.



Şekil 4.26 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması

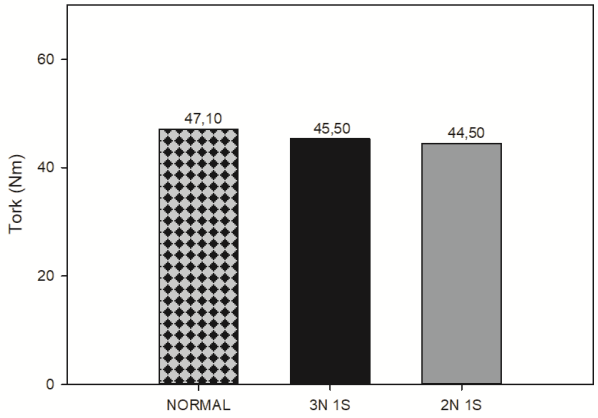
Şekil 4.27'de çevrim atlatma moduna bağlı olarak ısı açığa çıkış oranı grafiği görülmektedir. Çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların arttığı ve buna bağlı olarakta ısı açığa çıkış oranının da arttığı görülmektedir. Kümülatif olarak oran giderek artsa bile atlatılan çevrimler göz önüne alındığında bu değerin normal çevrime yakın olduğu görülmektedir. Normal çevrimlerde yakıt miktarının giderek artması ile birlikte basıncında artması ısı açığa çıkış oranında beklendiği gibi artışa sebep olmuştur.



Şekil 4.27 50% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması

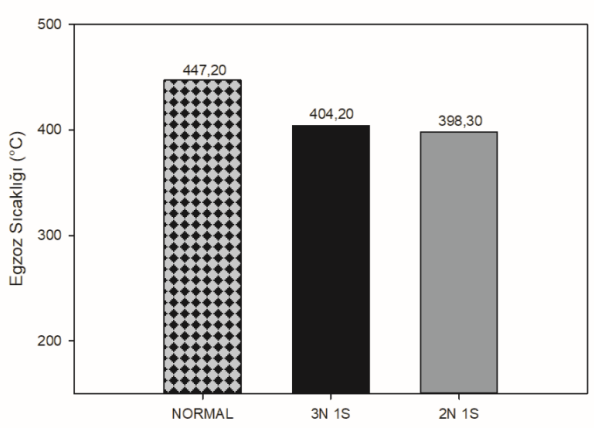
4.1.2.3 75% Yükte Çevrim Atlatma Deney Sonuçları

Şekil 4.28'de görüleceği üzere çevrim atlatmanın artması; iş elde edilen strokların azalması sebebi ile torku giderek düşürmektedir. Buna rağmen volanın ataleti 2160 krank mili açısında 2 kere iş alınan 2N1S modunda bile torkta sadece 5,5%'lik bir düşüşe sebep olmaktadır. Normal modda 47,1 Nm olan tork değeri çevrim atlatma miktarının artması ile birlikte 3N1S'te 45,5 Nm'ye, 2N1S'te 44,5 Nm'ye düşmüştür. Bu düşüş sebebi ile tüm emisyon ve yakıt tüketim değeri özgül olarak hesaplanarak karşılaştırılmıştır.



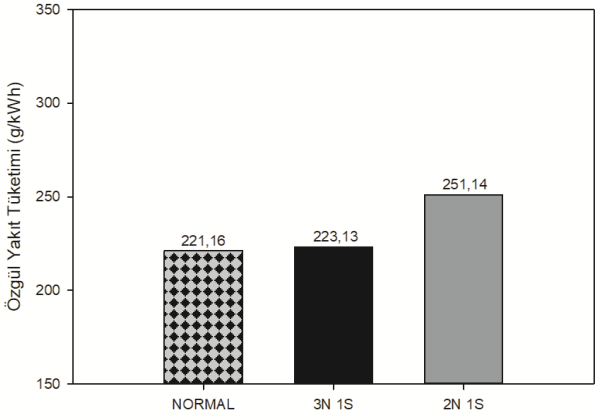
Şekil 4.28 75% Yükte motor modlarına göre tork değişimi

Şekil 4,29'da görülmekte olduğu gibi 75% yük şartı için toplam çevrim başına atlatılan çevrim miktarı artıkça buna bağlı olarak egzoz sıcaklarında önemli miktarda düşüş yaşanmaktadır. Normal çevrimlerde çevrim içi sıcaklık artsa bile toplamda düşüşün sebebi; yanmanın olduğu egzoz strokları arasının sıcaklığı azaltacak kadar uzun olmasıdır. Normal çevrimde 447,2 °C olarak ölçülen egzoz sıcaklığı 3N1S'te 43 °C düşerek 404 °C olarak ölçülmüştür. 2N1S'te 398,3°C, egzoz sıcaklığı tespit edilmiştir. 75% yük için egzoz sıcaklığı açısından en uygun modun çevrimin maksimum atlatıldığı 2N1S modu olduğu görülmektedir.



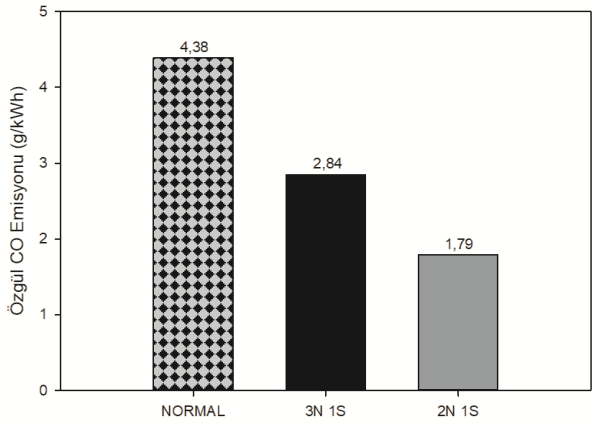
Şekil 4.29 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları

Yükün artması ile birlikte eş değer gücün sağlanabilmesi için yakıt miktarı önemli derecede arttırılmak zorunda kalımıştır bu sebeple diğer yük deneylerinden farklı olarak çevrim atlatma miktarının artması ile birlikte özgül yakıt tüketiminde bir artış meydana geldiği görülmektedir. Motor testlerinde farklı çalışma şartlarındaki özgül yakıt tüketimi Şekil 4.30'da verilmiştir. Normal çevrime göre; 3N1S modu özgül yakıt tüketiminde 0,89%'lük bir artış, 2N1S modunda ise 13,55%'lik bir artış tespit edilmiştir. Yükün artması çevrim atlatmanın özgül yakıt tüketimi üzerindeki olumlu etkilerini ortadan kaldırmaktadır. Kutlar ve arkadaşları [15] yaptıkları çalışmada artan yük ile birlikte yakıt tüketimin arttığını belirtmişlerdir.



Şekil 4.30 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri

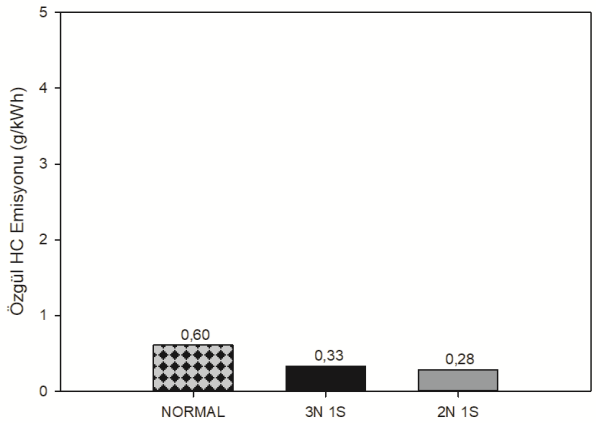
Alternatif yakıt çalışmalarında atmosfere salınan zararlı CO emisyonu oldukça önemli bir yere sahiptir. Çalışmada Şekil 4.31'de verildiği gibi CO emisyonları belirlenmiştir. Çevrim atlatma ile CO emisyonları azalmıştır. Bunun sebebinin atlatılan çevrimler ile silindir içinde kalan art gazların azalması ve bununla birlikte normal çevrimlerde volumetrik verimin ve termal veriminin artması olarak gösterilebilir. Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada çevrim atlatma ile elde edilen yanma verimliliği sonucunda CO emisyon emisyon değerlerinin düştüğü belirtilmiştir. Özellikle düşük motor yük koşullarında normal motor çalışması için CO emisyonundan önemli ölçüde daha düşük olmuştur. Buna göre normal çevrimde 4,38 g/kWh olarak ölçülen değer, 35,15% azalarak 3N1S modunda 2,84 g/kWh olarak, 59,13% azalarak 2N1S modunda 1,79 g/kWh olarak ölçülmüştür. Atlatılan çevrimlerde içeriye giren taze dolgu miktarının artması ile birlikte tam yanmama olayının sonucu olarak karşımıza çıkan CO ürünün azalması beklenildiği gibi parallel seyir göstermektedir.



Şekil 4.31 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri

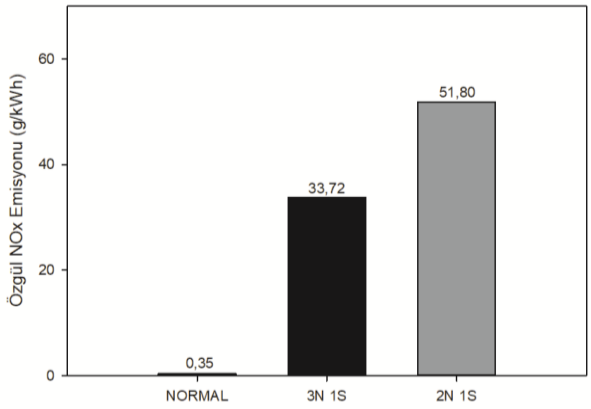
Şekil 4.32'te görüleceği üzere; artan çevrim atlatma miktarı ile birlikte basıncın ve dolayısı ile yanma sıcaklığının artması alev sönme mekanizmalarının azalmasına ve hidrokarbon HC emisyonlarınında düşmesine yol açmıştır. Yükün artması yine beklendiği gibi basınç ve sıcaklıkların artmasına sebep olduğu için hidrokarbon HC emisyonları azalmıştır. Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada hidrokarbon HC emisyonları minimum 5.4% artmıştır. Baykara ve arkadaşları [16] çalışmalarında çevrim atlatma stratejisinin yakıt tüketiminde azalma sağlamasına rağmen hidrokarbon HC emisyonunda önemli ölçüde artış olduğunu belirtmişlerdir. Yapılan deneylerde ise normal çevrimde 0,60 g/kWh olarak ölçülen HC emiyonu; 3N1S modunda

45% azalarak 0,33 g/kWh olarak, 2N1S modunda 53,3% azalarak 0,28 g/kWh olarak tespit edilmiştir. Yükün artması silindir içi basınçları ve sıcaklıkları arttırdığından HC emisyonlarında önemli miktarda düşüş meydana geldiği görülmektedir.



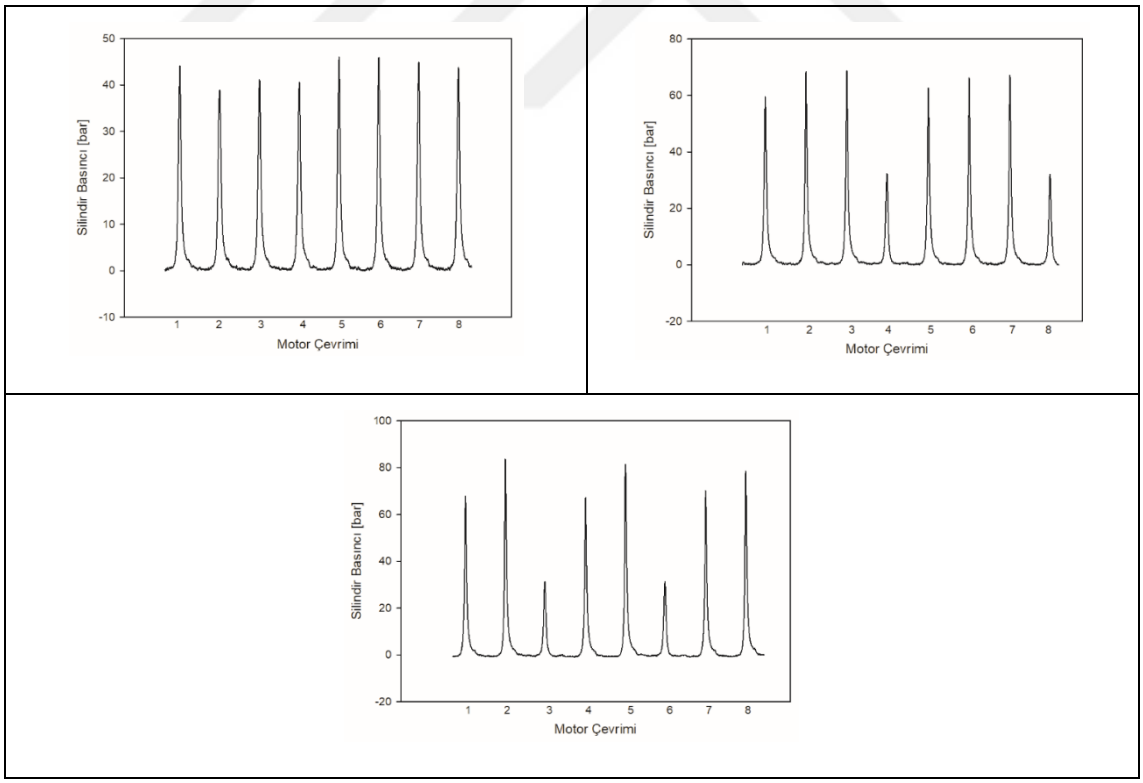
Şekil 4.32 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri

Şekil 4.33'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak NOx emisyon değerleri gösterilmektedir. Motorda çevrim atlatma miktarı arttıkça, artan basınç ve sıcaklıklar nedeniyle azotun oksitlenme miktarının arttığı tespit edilmiştir. Buna sebep olarak daha önce de bahsedildiği üzere atlatılan çevrimlerden sonraki çevrimlerde içeride bulunan art gazların azalması böylelikle volümetrik verimin artarak içeriye daha fazla taze hava alınması sonucu sıcaklıkların artması olarak yorumlanabilir, basınç verileride bu yorumu doğrular niteliktedir. Ayrıca pozitif ateşlemeli motorlarda NOx emisyonunun en önemli kaynağı olan zengin karışım, atlatılan çevrimlerde yakıtın tork değeri karşılaması için arttırılması sayesinde çevrim atlatma miktarı arttıkça artmakta ve karışım giderek zengin olmaktadır. Literatüdeki çalışmalarda da [16, 17] benzer durumlar görülmüştür.



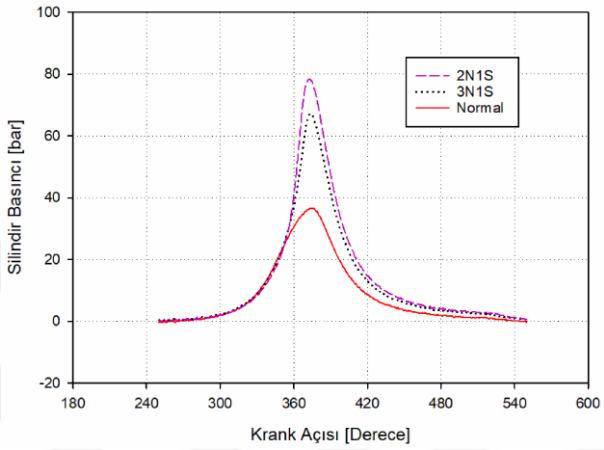
Şekil 4.33 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri

Şekil 4.34'te atlatılan ve normal çevrimlerdeki basınç oluşumları görülmektedir. Motor yükünün artması ile birlikte silindir içi basıncın artması motoring basıncı ile yanma basıcının aralarındaki farkın açılmasına sebep olmuş böylelikle atlatılan çevrimler net olarak görülmektedir.



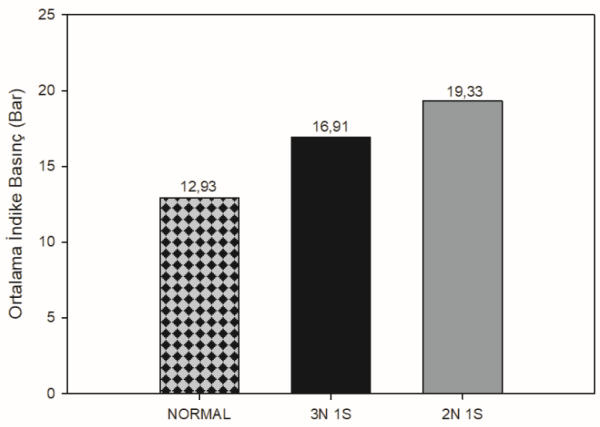
Şekil 4.34 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları

Şekil 4.35'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak silindir içi basınç karşılaştırma grafiği görülmektedir. Buna göre daha önce de belirtilen çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların giderek arttığı görülmektedir. Normal çevrimde 28 bar olan silindir içi yanma basıncı, 2N1S çevriminde neredeyse 3 kat artarak 78 bar mertebesine çıkmıştır. Bu da NOx emisyonu ölçümünü destekleyici şekilde basınca bağlı olarak sıcaklıklarında arttığı tezini doğrular.



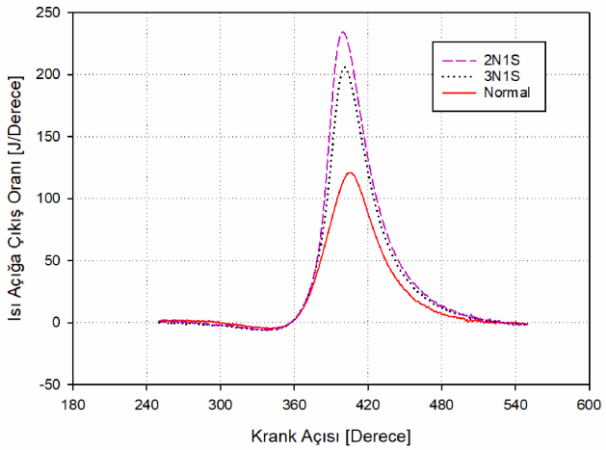
Şekil 4.35 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması

Şekil 4.36'da çevrim atlatma moduna bağlı ortamalama indike basınç grafiği görülmektedir. Yanmanın gerçekleştiği ve çevrim atlatmanın olduğu kısımlar hesaplama dışında bırakılarak hesaplanmış ve çevrim atlatma durumuna bağlı karşılaştırılması yapılmıştır. Normal çevrimde 12,93 bar olan ortalama indike basınç, 3N1S'te 30,78% artarak 16,91 bar, 2N1S'te 49,49% artarak 19,33 bar hesaplanmıştır. Artan ortalama indike basınç, silindir içinin zenginleştiği ve yanma sıcaklığının artarak Zeldoviç mekanizmasına göre NOx'lerin artmasını destekler niteliktedir.



Şekil 4.36 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması

Şekil 4.37'de çevrim atlatma moduna bağlı olarak ısı açığa çıkış oranı grafiği görülmektedir. Çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların arttığı ve buna bağlı olarakta ısı açığa çıkış oranının da arttığı görülmektedir. Kümülatif olarak oran giderek artsa bile atlatılan çevrimler göz önüne alındığında bu değerin normal çevrime yakın olduğu görülmektedir. Normal çevrimlerde yakıt miktarının giderek artması ile birlikte basıncında artması ısı açığa çıkış oranında beklendiği gibi artışa sebep olmuştur.

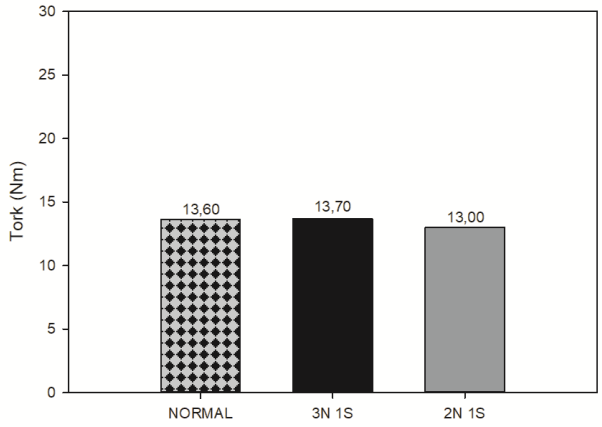


Şekil 4.37 75% Yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması

4.1.3 Doğalgazlı Motorda Enjektörle Emme Havasının Kontrol Edildiği Çevrim Atlatma Deney Sonuçları

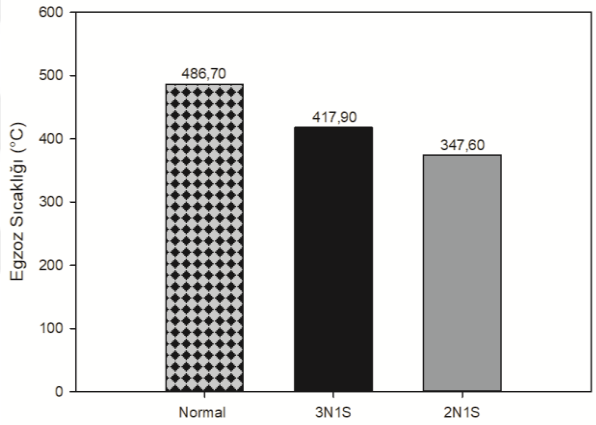
Pozitif ateşlemeli motorlar gaz kelebeğinin pozisyonuna bağlı olarak kontrol edilmektedir. Özellikle kısmi yüklerde gaz kelebeği poziyonu kapalıya yakın konumda olup bu pompalama kayıplarını arttırmaktadır. Bu çalışmanın amacı; gaz kelebeğini tamamen devreden çıkartılarak, buradaki pompalama kayıplarının etkisinin yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları üstündeki etkilerini incelemektir. Gaz kelebeği tamamen kaldırılarak, emme havası, gaz girişi atmosfere açık, gaz çıkışları ise emme manifolduna bağlı olan enjektörlerle sağlanmıştır. Böylelikle elektronik devre vasıtası ile normal çevrimlerde sinyal verildiğinde enjektörler ortamdan çektikleri havayı emme portuna göndermektedir, atlatılan çevrimlerde ise sinyal verilmediğinden dolayı emme portuna hava gönderilmemektedir. Yapılan testlerde enjektörlerin kalkış ataletleri olduğu ve bundan dolayı hava püskürtmenin emme supap açılışından 6 derece önce verilmesi gerektiği tespit edilmiştir ve bu nedenle hava enjektörleri buna göre ayarlanmıştır. Motorun bu şekilde çalıştırılması sağlanmış ve motor düzgün çalışmaya başladıktan sonra her çevrim atlatma modu için haritalaması gerçekleştirilmiştir. Motorun rejime girmesi beklenerek ardından testler yapılmaya başlanmıştır.

Şekil 4.38'de görüleceği üzere çevrim atlatmanın artması; iş elde edilen strokların azalması sebebi ile torku giderek düşürmektedir. Buna rağmen 2N1S modunda bile torkta sadece 4,41%'lik bir düşüşe sebep olmaktadır. Normal modda 13,6 Nm olan tork değeri çevrim atlatma miktarının artması ile birlikte 3N1S'te 13,7 Nm'ye, 2N1S'te 13,0 Nm'ye düşmüştür. Bu düşüş sebebi ile tüm emisyon ve yakıt tüketim değeri özgül olarak hesaplanarak karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.38 Çevrim atlatma moduna bağlı tork değişimi

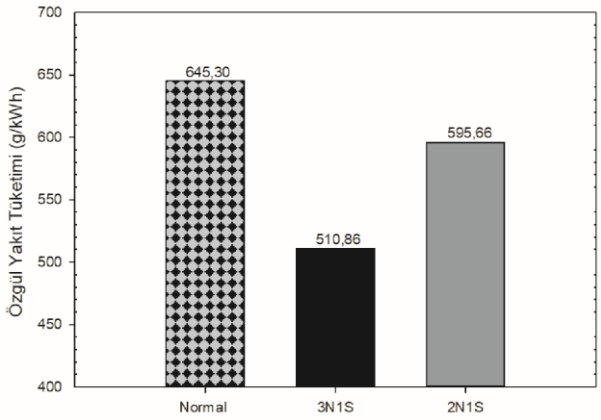
Şekil 4.39'da görülmekte olduğu gibi toplam çevrim başına atlatılan çevrim miktarı artıkça buna bağlı olarak egzoz sıcaklarında önemli miktarda düşüş yaşanmaktadır. Diğer çevrim atlatma çalışmaları ile benzer durum burada da gözlemlenmiştir. Normal çevrimlerde çevrim içi sıcaklık artsa bile toplamda düşüşün sebebi; yanmanın olduğu egzoz strokları arasının sıcaklığı azaltacak kadar uzun olmasıdır. Normal çevrimde 486 °C olarak ölçülen egzoz sıcaklığı 3N1S'te 69 °C düşerek 417 °C olarak ölçülmüştür. 2N1S modunda ise 347 °C egzoz sıcaklığı tespit edilmiştir. Egzoz sıcaklığı açısından en uygun modun çevrimin maksimum atlatıldığı 2N1S modu olduğu görülmektedir. Egzoz sıcaklığının azalması egzoz susturucusu gibi elemanların ömürünü uzatırken, jeneratör olarak kullanılan motorun kabin sıcaklıklarının düşmesine ve soğutma performansının artmasına sebep olacaktır.



Şekil 4.39 Çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları

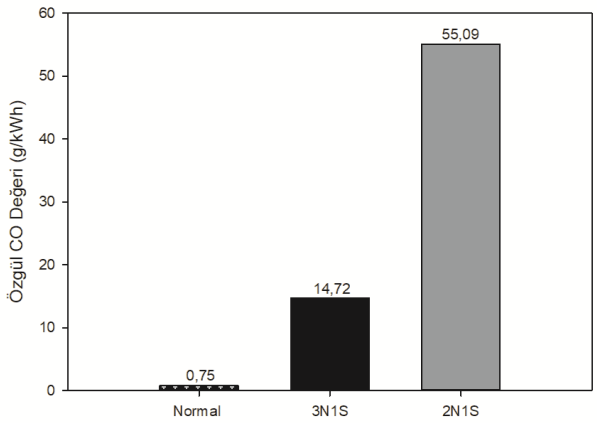
Çevrim atlatma sıklığının artması ile birlikte; püskürtülen yakıt miktarı çevrim başına artarken yine egzoz sıcaklığında olduğu gibi toplamda bir düşüş yaşandığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebinin atlanılan çevrimler ile silindir içinde kalan art gazların azalması ve bununla birlikte normal çevrimlerde volümetrik verimin artması olarak gösterilebilir. Motor testlerinde farklı çalışma şartlarındaki özgül yakıt tüketimi Şekil 4.40'ta verilmiştir. Normal çevrime göre; 3N1S modu özgül yakıt tüketiminde 20,83%'lük biri iyileşme, 2N1S modunda ise 7,7%'lik bir iyileşme tespit edilmiştir. Benzer olarak Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada çevrim atlatma

stratejisi ile 4,3% yakıt tüketimi azalmıştır. Wilcutts ve arkadaşları [30] ve Scassa ve arkadaşları [24] yaptıkları çalışmalarında da çevrim atlatmanın yakıt tüketimi üzerinde olumlu etkileri olduğunu belirtmişlerdir. 2N1S modunun genel gidişatı bozmasının sebebi olarak; diğer modlardaki torkun elde edilmeye çalışılması için yakıt püskürtme miktarının çok arttırılması fakat buna rağmen torkun ve gücün düşmesi özgül yakıt tüketimindeki iyileşme gidişatını bozmuş olarak değerlendirilebilir. Aynı yükün karşılanması için yakıt tüketimin düşük olduğu maksimum tork bölgesinden, yakıt tüketiminin daha yüksek olduğu nominal güç bölgesine geçildiği ortalama indike basınç grafiğinden de görülmektedir.



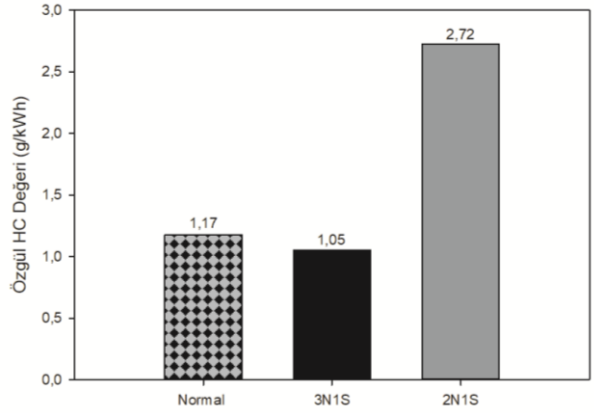
Şekil 4.40 Çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri

Çalışmada Şekil 4.41'de verildiği gibi CO emisyonları belirlenmiştir. Daha önce yapılan normal çevrim atlatma çalışmalarının tersine burada çevrim atlatma miktarı ile birlikte CO emisyonlarının artan bir gidişat izlediği görülmektedir. Burdan karışımın zengin olduğu ve karışımda yeterli oksijen bulunmadığı sonucu çıkartılabilir. Buna göre normal çevrimde 0,75 g/kWh olarak ölçülen değer 19 kat artarak 3N1S modunda 14,72 g/kWh olarak, 73 kat artarak 2N1S modunda 55,09 g/kWh olarak ölçülmüştür.



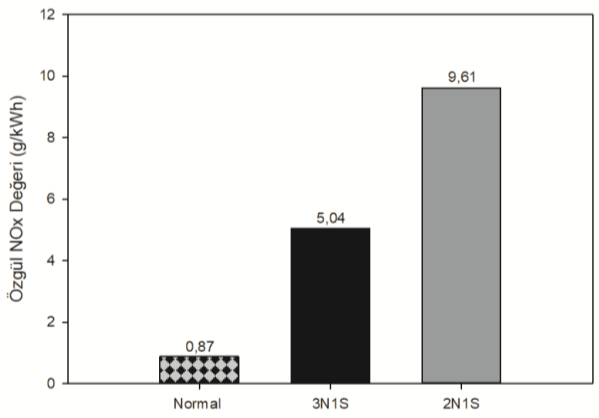
Şekil 4.41 Çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri

Şekil 4.42'de görüleceği üzere; artan çevrim atlatma miktarı hidrokarbon emisyonunun ilk olarak bir miktar düştüğü daha sonra ise ciddi oranda artığı tespit edilmiştir. Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada hidrokarbon emisyonları minimum 5,4% artmıştır. Baykara ve arkadaşları [16] çalışmalarında çevrim atlatma stratejisinin yakıt tüketiminde azalma sağlamasına rağmen hidrokarbon hidrokarbon emisyonunda önemli ölçüde artış olduğunu belirtmişlerdir. Yapılan deneylerde ise normal çevrimde 1,17 g/kWh olarak ölçülen HC emiyonu; 3N1S modunda 10,25% azalarak 1,05 g/kWh olarak, 2N1S modunda ise 132% artarak 2,72 g/kWh olarak tespit edilmiştir.



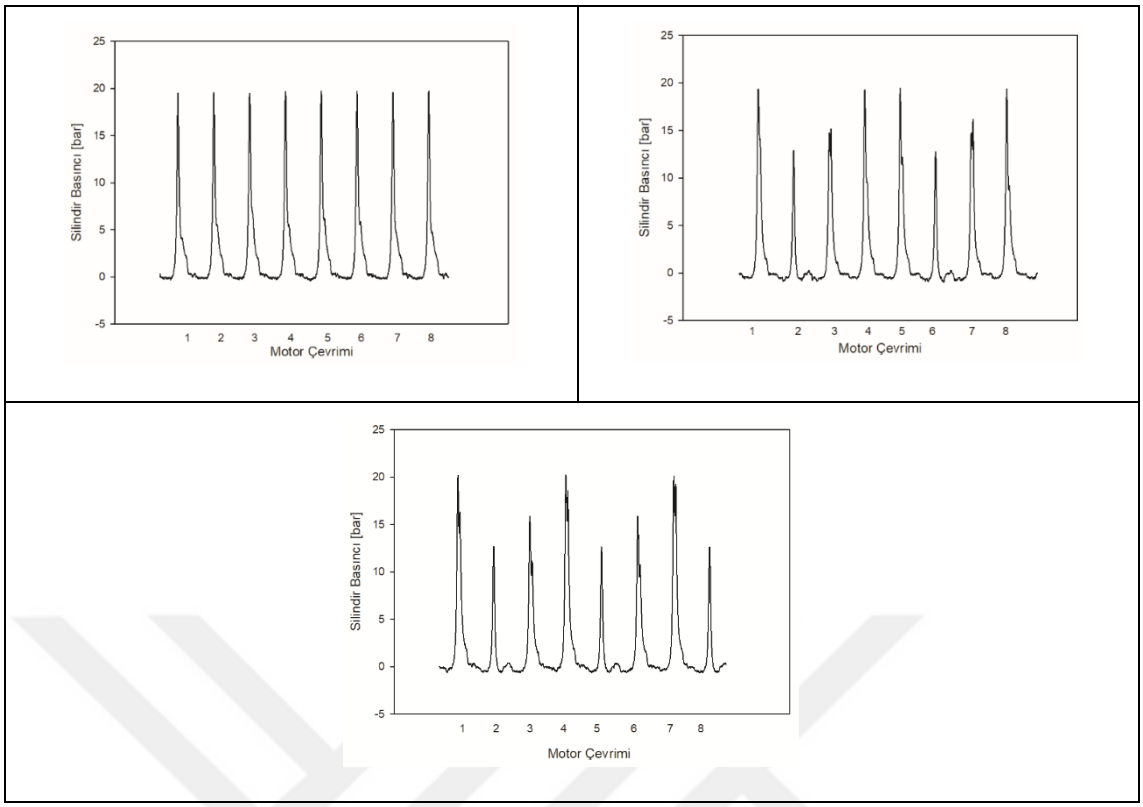
Şekil 4.42 Çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri

Şekil 4.43'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak NOx emisyon değerleri gösterilmektedir. Motorda çevrim atlatma miktarı arttıkça, artan basınç ve sıcaklıklar nedeniyle azotun oksitlenme miktarının arttığı tespit edilmiştir. Buna sebep olarak daha önce de bahsedildiği üzere atlatılan çevrimlerden sonraki çevrimlerde içeride bulunan art gazların azalması böylelikle volümetrik verimin artarak içeriye daha fazla taze hava alınması sonucu sıcaklıkların artması olarak yorumlanabilir, basınç verileride bu yorumu doğrular niteliktedir. Ayrıca pozitif ateşlemeli motorlarda NOx emisyonunun en önemli kaynağı olan zengin karışım, atlatılan çevrimlerde yakıtın tork değeri karşılaması için arttırılması sayesinde çevrim atlatma miktarı arttıkça artmakta ve karışım giderek zengin olmaktadır. CO emisyonlarıda karışımın zengin olduğunun en önemli kanıtlarından birtanesidir. Literatüdeki çalışmalarda da [16, 17] benzer durumlar görülmüştür.



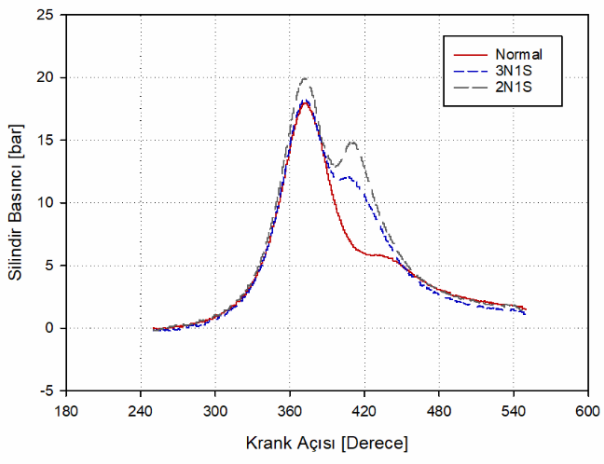
Şekil 4.43 Çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri

Şekil 4.44'te atlatılan ve normal çevrimlerdeki basınç oluşumları görülmektedir. Motor yükünün düşük olmasından dolayı motoring ve yanma basınçları birbirlerine oldukça yakın ölçülmüştür, bundan dolayı 3N1S ve 2N1S modunda atlatılan çevrimleri tespit etmek oldukça zordur. Normal motorda 25-28 bar arası olan motoring basıncının emme havasının tamamen kesilmesi ile 12-13 bar'a kadar düştüğü görülmektedir. Burdan da atlatılan çevrimlerde sıkıştırma kayıplarının azaldığı sonucu çıkartılabilir.



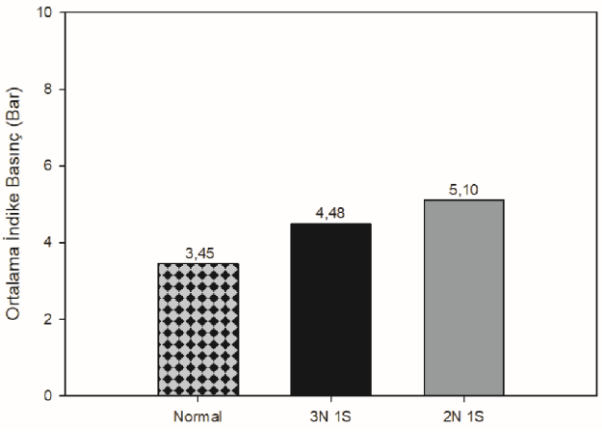
Şekil 4.44 Çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları

Şekil 4.45'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak silindir içi basınç karşılaştırma grafiği görülmektedir. Buna göre daha önce de belirtilen çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların giderek arttığı görülmektedir. Bu da NOx emisyonu ölçümünü destekleyici şekilde basınca bağlı olarak sıcaklıklarında arttığı tezini doğrular. Motoring basıncıyla birlikte maksimum yanma basınçlarının da düşük olduğu görülmektedir. Genişleme strokunda oluşan ikinci basınç tepesinin görülmesinin sebebi; CO emisyon değerlerinden de görüleceği üzere karışımın zenginleşmesi ve buna bağlı olarak yanma hızının düşmesi, tutuşmanın genişleme strokuna kaymasından kaynaklanmaktadır. Isı açığa çıkış oranı grafikleride bu durumu doğrulamaktadır.



Şekil 4.45 Çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması

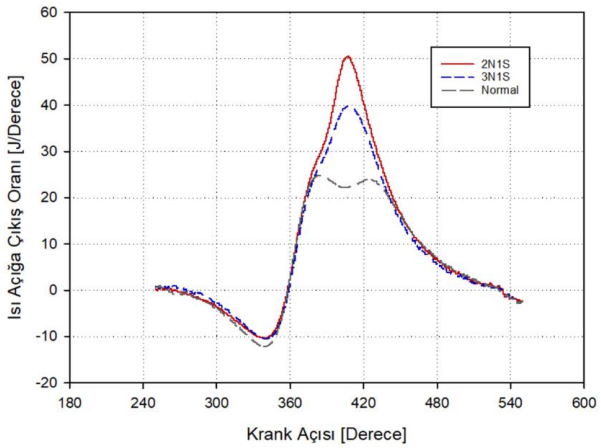
Şekil 4.46'da çevrim atlatma moduna bağlı ortamalama indike basınç grafiği görülmektedir. Yanmanın gerçekleştiği ve çevrim atlatmanın olduğu kısımlar hesaplama dışında bırakılarak hesaplanmış ve çevrim atlatma durumuna bağlı karşılaştırılması yapılmıştır. Normal çevrimde 3,45 bar olan ortalama indike basınç, 3N1S'te 29,85% artarak 4,48 bar ve 2N1S'te 47,82% artarak 5,10 bar olarak hesaplanmıştır. Neredeyse 1,5 kat artan ortalama indike basınç, yanma sıcaklığının artarak Zeldoviç mekanizmasına göre NOx'lerin artmasını destekler niteliktedir.



Şekil 4.46 Çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması

Şekil 4.47'de çevrim atlatma moduna bağlı olarak ısı açığa çıkış oranı grafiği görülmektedir. Çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların arttığı ve buna bağlı olarakta ısı açığa çıkış oranının da arttığı görülmektedir. Normal çevrimlerde yakıt miktarının giderek artması ile birlikte

basıncında artması ısı açığa çıkış oranında beklendiği gibi artışa sebep olmuştur. Kümülatif olarak oran giderek artsa bile atlatılan çevrimler göz önüne alındığında bu değerin normal çevrime yakın olduğu görülmektedir.



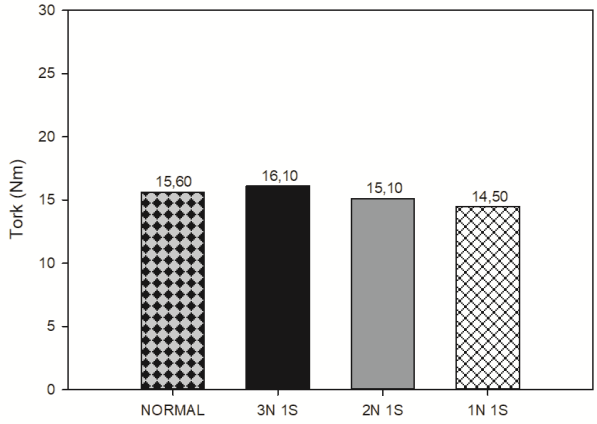
Şekil 4.47 Çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması

4.1.4 Buji Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Motor (SPCCI) Çevrim Atlatma Çalışması Deney Sonuçları

İlk olarak doğalgazlı pozitif ateşlemeli bir motorun emme havası ısıtılarak, sıkıştırma ile ateşlenmesi sağlanmış ve homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli motor olarak çalıştırılarak deneyler yapılmıştır. Bu çalışma, tez konusu ile direkt ilgili olmadığından veriler burada paylaşılmamıştır. Deneyler esnasında motorun bu şekilde çevrim atlatmalı olarakta çalışabileceği kanısına varılmış ve çevrim atlatma deneyleri kısmi yük durumları için yapılmıştır. Deneylerde HCCI motorun tutuşma başlangıcındaki farklılıkların; basınç oluşumlarında ve düzgün çalışma şartlarında büyük farklılıklar oluşturduğu tespit edilmiştir. Bu sebeple; HCCI motorda en erken ateşleme noktası olan krank açısı tespit edilmiştir. Bu noktanın 2 derece olduğu ve buraya en yakın 3 derece ile ateşleme yapılırsa motorun neredeyse HCCI şartlarında çalışacağı kabulüne uygun olarak çevrim atlatma çalışmaları 3 derece ateşleme avansı ile tamamlanmıştır. Buna göre 25%, 50% ve 75% yük şartları için buji kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (SPCCI) motor deneyleri yapılmıştır.

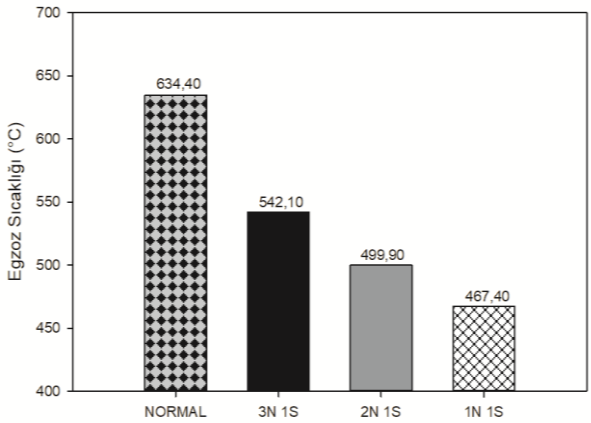
4.1.4.1 25% Yükte Buji Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Motor (SPCCI) Çevrim Atlatma Çalışması Deney Sonuçları

Şekil 4.48'de görüleceği üzere çevrim atlatmanın artması; iş elde edilen strokların azalması sebebi ile torku giderek düşürmektedir. Buna rağmen volanın ataleti 1440 krank mili açısında 1 kere iş alınan 1N1S modunda bile torkta sadece 7%'lik bir düşüşe sebep olmaktadır. Normal modda 15,6 Nm olan tork değeri çevrim atlatma miktarının artması ile birlikte 3N1S'te 3,2%'lik bir artışla 16,10 Nm'ye çıkmıştır, 2N1S'te 15,1 Nm'ye, 1N1S'te 14,50 Nm'ye düşmüştür. Normal çevrim ile 1N1S arasında tork değerleri bakımından 7%'lik bir düşüş yaşanmaktadır. Bu düşüş sebebi ile tüm emisyon ve yakıt tüketim değeri özgül olarak hesaplanarak karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.48 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı tork değişimi

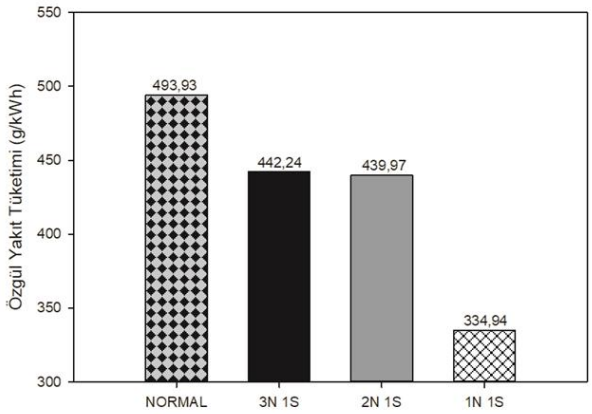
Şekil 4.49'da emme havasının ısıtılması ile birlikte sıkıştırma sonu sıcaklıkları ve yanma sıcaklıkları arttığı için egzoz sıcaklıklarınında normal emişli motora göre arttığı görülmektedir, aynı yükteki normal emişli motorda egzoz sıcaklığı 328 °C iken emme havası ıstılan motorda bu değer neredeyse 2 kat artarak 634 °C olarak ölçülmüştür. Şekil 'te görülmekte olduğu gibi 25% yük şartı için toplam çevrim başına atlatılan çevrim miktarı artıkça buna bağlı olarak egzoz sıcaklarında önemli miktarda düşüş yaşanmaktadır. Normal çevrimlerde çevrim içi sıcaklık artsa bile toplamda düşüşün sebebi; yanmanın olduğu egzoz strokları arasının sıcaklığı azaltacak kadar uzun olmasıdır. Normal çevrimde 634 °C olarak ölçülen egzoz sıcaklığı 3N1S'te 92 °C düşerek 542 °C olarak ölçülmüştür. 2N1S'te 499°C ve 1N1S modunda 467 °C egzoz sıcaklığı tespit edilmiştir. 25% yük için egzoz sıcaklığı açısından en uygun modun çevrimin maksimum atlatıldığı 1N1S modu olduğu görülmektedir.



Şekil 4.49 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları

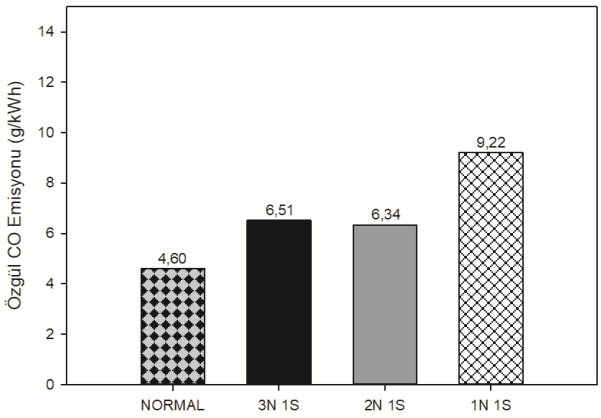
Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi haritalama çalışmaları esnasında çevrim atlatma moduna bağlı olarak aynı devirde aynı torku elde edebilmek için bu çalışmadada yakıt püskürtme miktarları ayarlanmıştır.

Çevrim atlatma sıklığının artması ile birlikte; püskürtülen yakıt miktarı çevrim başına artarken yine egzoz sıcaklığında olduğu gibi toplamda bir düşüş yaşandığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebinin atlanılan çevrimler ile silindir içinde kalan art gazların azalması ve bununla birlikte normal çevrimlerde volümetrik verimin ve termal verimin artması olarak gösterilebilir. Motor testlerinde farklı çalışma şartlarındaki özgül yakıt tüketimi Şekil 4.50'de verilmiştir. Normal çevrime göre; 3N1S modu özgül yakıt tüketiminde 10,46%'lık biri iyileşme, 2N1S modunda 10,92%'lik bir iyileşme, 1N1S modunda ise 32,18%'lik bir iyileşme tespit edilmiştir. Benzer olarak Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada çevrim atlatma stratejisi ile 4,3% yakıt tüketimi azalmıştır. Wilcutts ve arkadaşları [30] ve Scassa ve arkadaşları [24] yaptıkları çalışmalarında da çevrim atlatmanın yakıt tüketimi üzerinde olumlu etkileri olduğunu belirtmişlerdir.



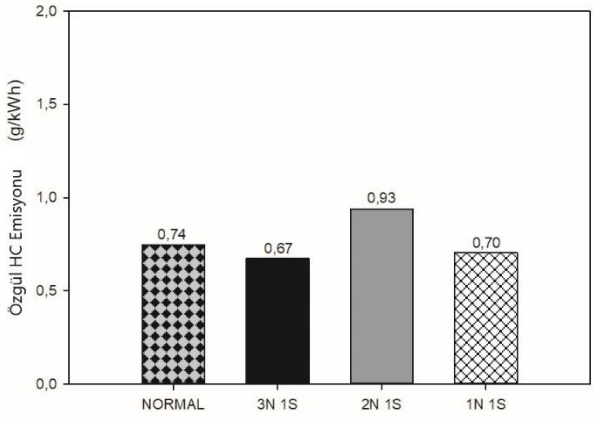
Şekil 4.50 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri

Çalışmada Şekil 4.51'de verildiği gibi CO emisyonları belirlenmiştir. Daha önce yapılan normal çevrim atlatma çalışmalarının tersine burada çevrim atlatma miktarı ile birlikte CO emisyonlarının artan bir gidişat izlediği görülmektedir. Literatürde HCCI bir motorda çevrim atlatma çalışması olmadığından elde edilen sonuçlar literatür ile karşılaştırılamamıştır. Isıtmış emme havası kullanılan çevrim atlatma çalışmasında çevrim atlatma miktarının artması, eksik yanmaya sebep olan oksijen yetersizliği, termal verimin düşmesi gibi sebeplerden olabilmektedir. Her ne kadar özgül yakıt tüketimi kümülatif olarak düşse dahi çevrim başına bakıldığında yakıtın arttığı bundan dolayı zengin karışım teşkili gerçekleştiği ve CO emisyonlarının buna bağlı olarak arttığı çıkarımı yapılabilir. Genel anlamda bakıldığında ise normal çevrim atlatmaya göre SPCCI çalışmasında CO emisyonlarının azaldığı tespit edilmiştir. Bu da sıcak emme havası sonucunda sıkıştırma sonu ve yanma sıcaklıklarının artması olarak ifade edilebilir. Parthasarathya ve arkadaşları [70] benzer şekilde HCCI motorda CO emisyonlarının normal motora göre düşük olduğunu belirtmişlerdir. Buna göre normal çevrimde 4,60 g/kWh olarak ölçülen değer, 41,52% artarak 3N1S modunda 6,51 g/kWh olarak, 37,8% artarak 2N1S modunda 6,34 g/kWh olarak, 100% artarak 1N1S modunda 9,22 g/kWh olarak ölçülmüştür.



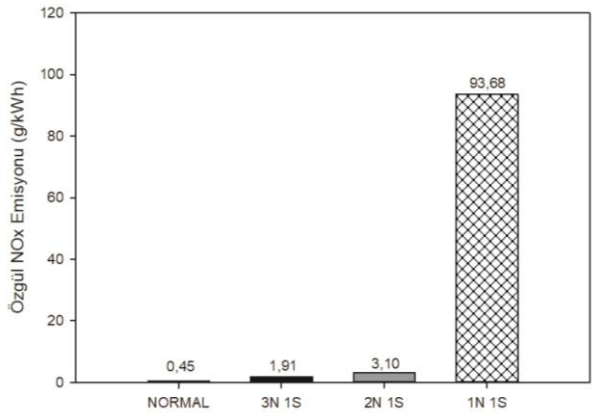
Şekil 4.51 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri

Testler esnasında HC emisyonları ppm seviyelerinde ölçülmüş olup motor gücüne bağlı olarak özgül değere dönüştürülmüştür, değerlerdeki ufak salınımların görülmesi bu anlamda makul karşılanmaktadır, değerlerin belirsizlik hesabına uygun olduğu değelendirilimiştir. Normal çevrim atlatma çalışması ile SPCCI çevrim atlatma çalışması karşılaştırıldığında emme havasının ısıtılmasının HC emisyonlarını düşürdüğü tespit edilmiştir. Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada hidrokarbon emisyonları minimum 5.4% artmıştır. Baykara ve arkadaşları [16] çalışmalarında çevrim atlatma stratejisinin yakıt tüketiminde azalma sağlamasına rağmen hidrokarbon emisyonunda önemli ölçüde artış olduğunu belirtmişlerdir. Şekil 4.52'de 25% yük şartında Hidrokarbon emisyonlarının çok fazla değişmediği görülmektedir. Ölçülen değerlerin 1 g/kWh altında kaldığı tespit edilmiştir.



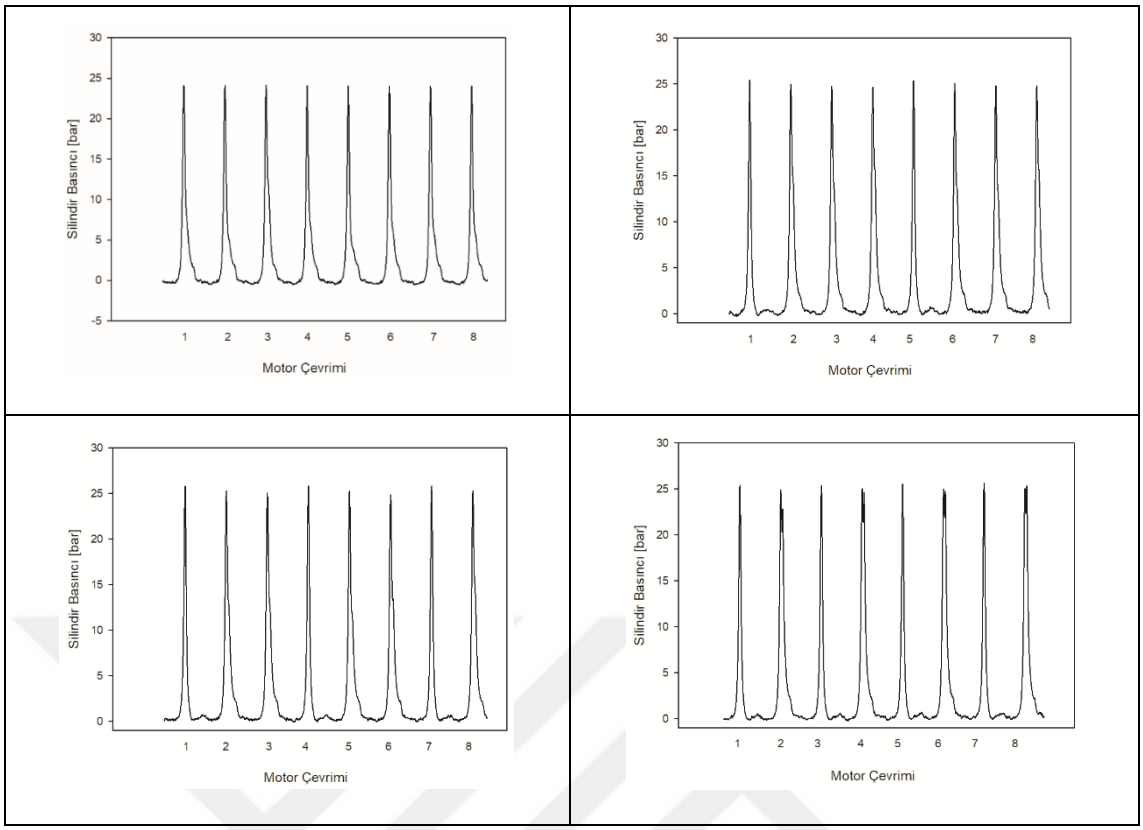
Şekil 4.52 spccı motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri

Şekil 4.53'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak NOx emisyon değerleri gösterilmektedir. Normal çevrim atlatma çalışmasına benzer olarak SPCCI çalışmasında da; çevrim atlatma miktarı arttıkça, artan basınç ve sıcaklıklar nedeniyle azotun oksitlenme miktarının arttığı tespit edilmiştir. Buna sebep olarak daha önce de bahsedildiği üzere atlatılan çevrimlerden sonraki çevrimlerde içeride bulunan art gazların azalması böylelikle volümetrik verimin artarak içeriye daha fazla taze hava alınması sonucu sıcaklıkların artması olarak yorumlanabilir, basınç verileride bu yorumu doğrular niteliktedir. Ayrıca pozitif ateşlemeli motorlarda NOx emisyonunun en önemli kaynağı olan zengin karışım, atlatılan çevrimlerde yakıtın tork değeri karşılaması için arttırılması sayesinde çevrim atlatma miktarı arttıkça artmakta ve karışım giderek zengin olmaktadır. Literatüdeki çalışmalarda da [16, 17] benzer durumlar görülmüştür. Emme havasının ısıtılması ile birlikte artan sıkıştırma sonu sıcaklıkların ve yanma sıcaklıkları ile birlikte NOx emisyonlarınında paralel şekilde arttığı tespit edilmiştir.



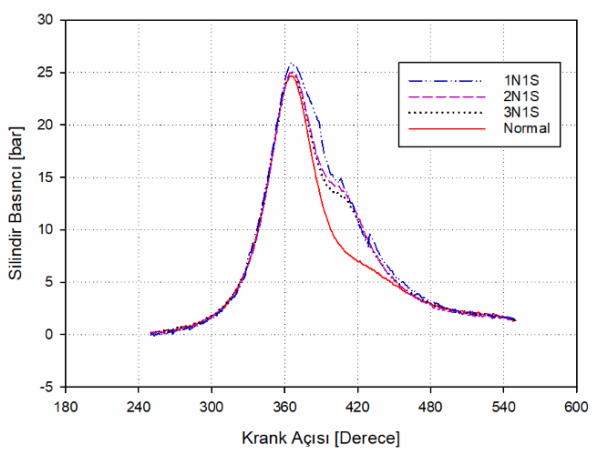
Şekil 4.53 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri

Şekil 4.54'te atlatılan ve normal çevrimlerdeki basınç oluşumları görülmektedir. Yük artsa dahi basınç oluşum noktasının genişleme stroku sonuna kayması ile birlikte yanma basınçlarında düşüş görülmektedir, ayrıca emme havasının ısıtılması motoring basıncınıda arttırmakta olup, bu sebepten dolayı atlatılan çevrimler SPCCI çalışmasında net olarak ayırt edilememektedir.



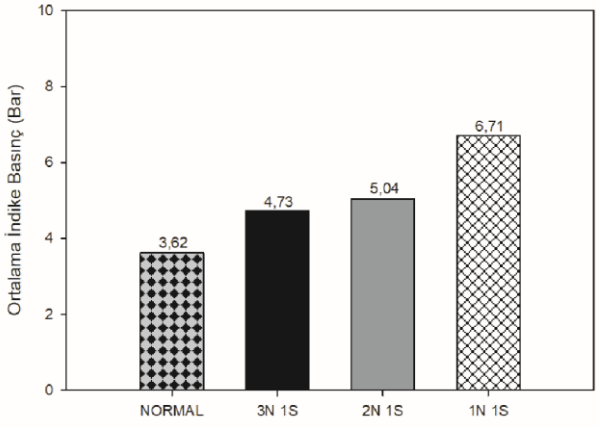
Şekil 4.54 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları

Şekil 4.55'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak silindir içi basınç karşılaştırma grafiği görülmektedir. Buna göre daha önce de belirtilen çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların giderek arttığı görülmektedir. Yükün düşük olması sebebi ile artış miktarınında oldukça düşük olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca burada daha önceki bölümde anlatılan emme havasının kontrol edildiği deneylerdeki benzer şekilde genişleme strokunda bir basınç artışı izlenmektedir. Karışımın zenginleşmesinden ötürü yanma hızının azalması ve pik basınç oluşumunun genişleme strokuna kayması olarak değerlendirilmiştir.



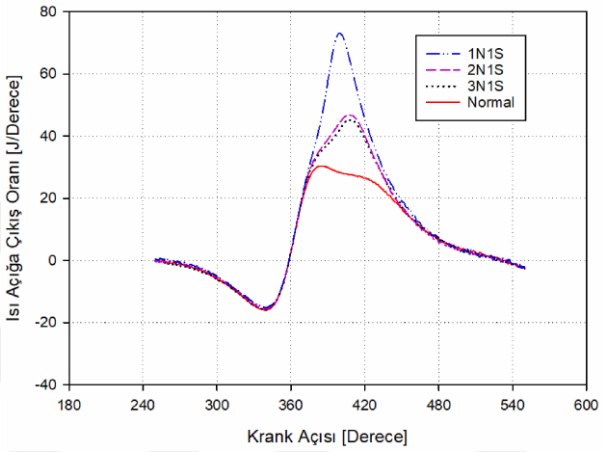
Şekil 4.55 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması

Şekil 4.56'da çevrim atlatma moduna bağlı ortamalama indike basınç grafiği görülmektedir. Yanmanın gerçekleştiği ve çevrim atlatmanın olduğu kısımlar hesaplama dışında bırakılarak hesaplanmış ve çevrim atlatma durumuna bağlı karşılaştırılması yapılmıştır. Normal çevrimde 3,62 bar olan ortalama indike basınç, 3N1S'te 30,6% artarak 4,73 bar, 2N1S'te 39,22% artarak 5,04 bar, 1N1S'te 85,35% artarak 6,71 bar olarak hesaplanmıştır. Neredeyse 2 kat artan ortalama indike basınç, silindir içinin zenginleştiği ve yanma sıcaklığının artarak Zeldoviç mekanizmasına göre NOx'lerin artmasını destekler niteliktedir.



Şekil 4.56 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması

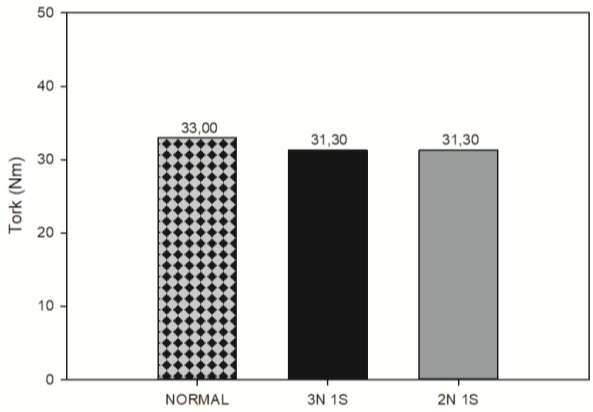
Şekil 4.57'de çevrim atlatma moduna bağlı olarak ısı açığa çıkış oranı grafiği görülmektedir. Çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların arttığı ve buna bağlı olarakta ısı açığa çıkış oranının da arttığı görülmektedir. Normal çevrimlerde yakıt miktarının giderek artması ile birlikte basıncında artması ısı açığa çıkış oranında beklendiği gibi artışa sebep olmuştur. Kümülatif olarak oran giderek artsa bile atlatılan çevrimler göz önüne alındığında bu değerin normal çevrime yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 4.57 SPCCI motorda 25% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması

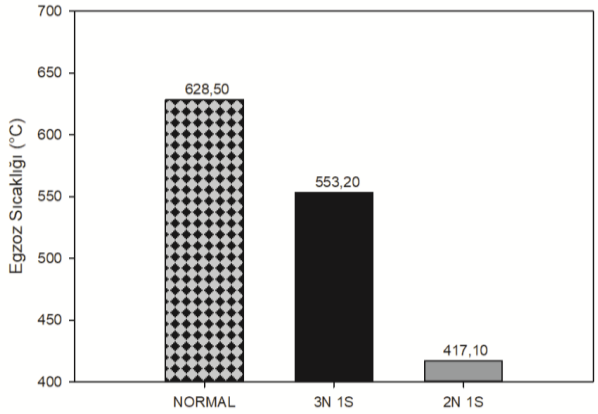
4.1.4.2 50% Yükte Buji Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Motor (SPCCI) Çevrim Atlatma Çalışması Deney Sonuçları

Şekil 4.58'de görüleceği üzere çevrim atlatmanın artması; iş elde edilen strokların azalması sebebi ile torku giderek düşürmektedir. Buna rağmen volanın ataleti 2160 krank mili açısında 1 kere iş alınan 2N1S modunda bile torkta sadece 5,15%'lik bir düşüşe sebep olmaktadır. Normal modda 33,0 Nm olan tork değeri çevrim atlatma miktarının artması ile birlikte 3N1S'te 2N1S'te 31,3 Nm'ye düşmüştür.



Şekil 4.58 SPCCI motorda 50% yükte motor modlarına göre tork değişimi

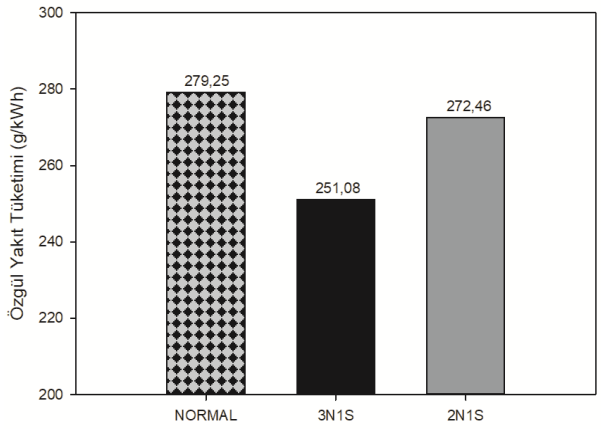
Emme havasının ısıtılması ile birlikte sıkıştırma sonu sıcaklıkları ve yanma sıcaklıkları arttığı için egzoz sıcaklıklarınında normal emişli motora göre arttığı Şekil 4.59'da görülmektedir, aynı yükteki normal emişli motorda egzoz sıcaklığı 444 °C iken emme havası ısıtılan motorda bu değer neredeyse 1,5 kat artarak 628 °C olarak ölçülmüştür. Şekil 'te görülmekte olduğu gibi 50% yük şartı için toplam çevrim başına atlatılan çevrim miktarı artıkça buna bağlı olarak egzoz sıcaklarında önemli miktarda düşüş yaşanmaktadır. Normal çevrimlerde çevrim içi sıcaklık artsa bile toplamda düşüşün sebebi; yanmanın olduğu egzoz strokları arasının sıcaklığı azaltacak kadar uzun olmasıdır. Normal çevrimde 628 °C olarak ölçülen egzoz sıcaklığı 3N1S'te 75 °C düşerek 553 °C olarak ölçülmüştür. 2N1S modunda 417 °C egzoz sıcaklığı tespit edilmiştir. 50% yük için egzoz sıcaklığı açısından en uygun modun çevrimin maksimum atlatıldığı 2N1S modu olduğu görülmektedir.



Şekil 4.59 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları

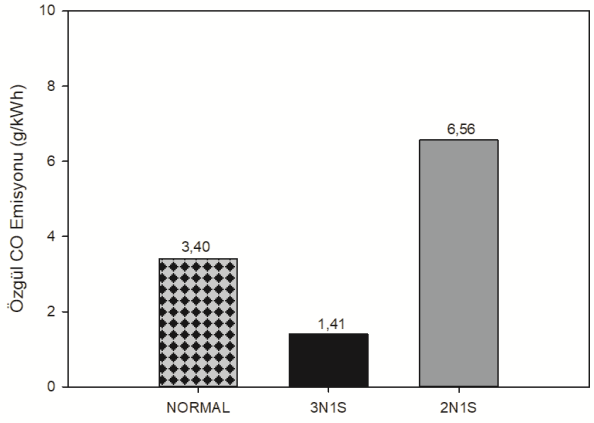
Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi haritalama çalışmaları esnasında çevrim atlatma moduna bağlı olarak aynı devirde aynı torku elde edebilmek için yakıt püskürtme miktarları ayarlanmıştır.

Çevrim atlatma sıklığının artması ile birlikte; püskürtülen yakıt miktarı çevrim başına artarken yine egzoz sıcaklığında olduğu gibi toplamda bir düşüş yaşandığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebinin atlanılan çevrimler ile silindir içinde kalan art gazların azalması ve bununla birlikte normal çevrimlerde volümetrik verimin artması olarak gösterilebilir. Motor testlerinde farklı çalışma şartlarındaki özgül yakıt tüketimi Şekil 4.60'ta verilmiştir. Normal çevrime göre; 3N1S modu özgül yakıt tüketiminde 10,08%'lik biri iyileşme, 2N1S modunda ise 2,43%'lük bir iyileşme tespit edilmiştir. Benzer olarak Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada çevrim atlatma stratejisi ile 4.3% yakıt tüketimi azalmıştır. Wilcutts ve arkadaşları [30] ve Scassa ve arkadaşları [24] yaptıkları çalışmalarında da çevrim atlatmanın yakıt tüketimi üzerinde olumlu etkileri olduğunu belirtmişlerdir. 2N1S modunun genel gidişatı bozmasının sebebi olarak; diğer modlarda ki torkun elde edilmeye çalışılması için yakıt püskürtme miktarının çok arttırılması özgül yakıt tüketiminde ki iyileşme gidişatını bozmuş olarak değerlendirilebilir. Aynı yükün karşılanması için yakıt tüketimin düşük olduğu maksimum tork bölgesinden, yakıt tüketiminin daha yüksek olduğu nominal güç bölgesine geçildiği ortalama indike basınç grafiğinden de görülmektedir.



Şekil 4.60 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri

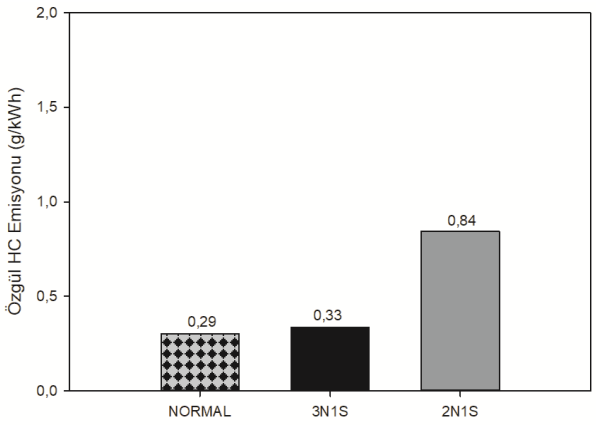
Çalışmada Şekil 4.61'de verildiği gibi CO emisyonları belirlenmiştir. Daha önce yapılan normal çevrim atlatma çalışmalarının tersine burada 3N1S modunda CO emisyonun düştüğü fakat 2N1S modunda ise artan bir gidişat izlediği görülmektedir. Literatürde HCCI bir motorda çevrim atlatma çalışması olmadığından elde edilen sonuçlar literatür ile karşılaştırılamamıştır. Isıtmış emme havası kullanılan çevrim atlatma çalışmasında çevrim atlatma miktarının artması, eksik yanmaya sebep olan oksijen yetersizliği, termal verimin düşmesi gibi sebeplerden olabilmektedir. CO emisyonlarının yakıt tüketim değerlerini destekler şekilde yakıtın artması ile birlikte arttığı net olarak görülmektedir. Normal çevrimde özgül yakıt tüketimi yüksek iken CO emisyonun düşük olmasının sebebi ise normal çevrimler bakımından incelendiğinde, çevrim başına püskürtülen yakıtın düşük olduğu bilinmektedir. Genel anlamda bakıldığında ise normal çevrim atlatmaya göre SPCCI çalışmasında CO emisyonlarının azaldığı tespit edilmiştir. Bu da sıcak emme havası sonucunda sıkıştırma sonu ve yanma sıcaklıklarının artması olarak ifade edilebilir. Parthasarathya ve arkadaşları [70] benzer şekilde HCCI motorda CO emisyonlarının normal motora göre düşük olduğunu belirtmişlerdir. Buna göre normal çevrimde 3,40 g/kWh olarak ölçülen değer, 58,52% azalarak 3N1S modunda 1,41 g/kWh olarak, 92,9% artarak 2N1S modunda 6,56 g/kWh olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.61 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri

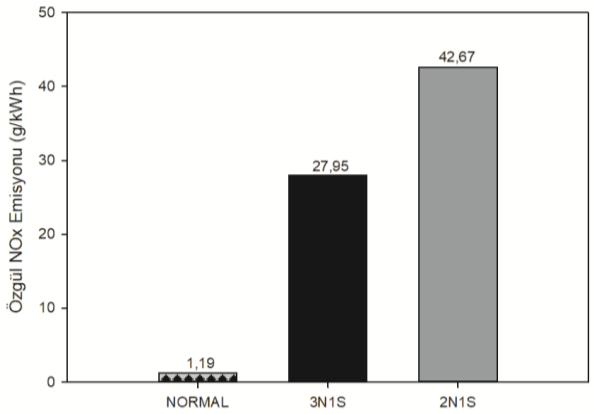
Testler esnasında HC emisyonları ppm seviyelerinde ölçülmüş olup motor gücüne bağlı olarak özgül değere dönüştürülmüştür, değerlerdeki ufak salınımların görülmesi bu anlamda makul karşılanmaktadır, değerlerin belirsizlik hesabına uygun olduğu

değelendirilimiştir. Normal çevrim atlatma çalışması ile SPCCI çevrim atlatma çalışması karşılaştırıldığında emme havasının ısıtılmasının HC emisyonlarını düşürdüğü tespit edilmiştir. Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada hidrokarbon emisyonları minimum 5.4% artmıştır. Baykara ve arkadaşları [16] çalışmalarında çevrim atlatma stratejisinin yakıt tüketiminde azalma sağlamasına rağmen hidrokarbon emisyonunda önemli ölçüde artış olduğunu belirtmişlerdir. Şekil 4.62'de 50% yük şartında Hidrokarbon emisyonlarının çok fazla değişmediği görülmektedir. Ölçülen değerlerin 1 g/kWh altında kaldığı tespit edilmiştir.



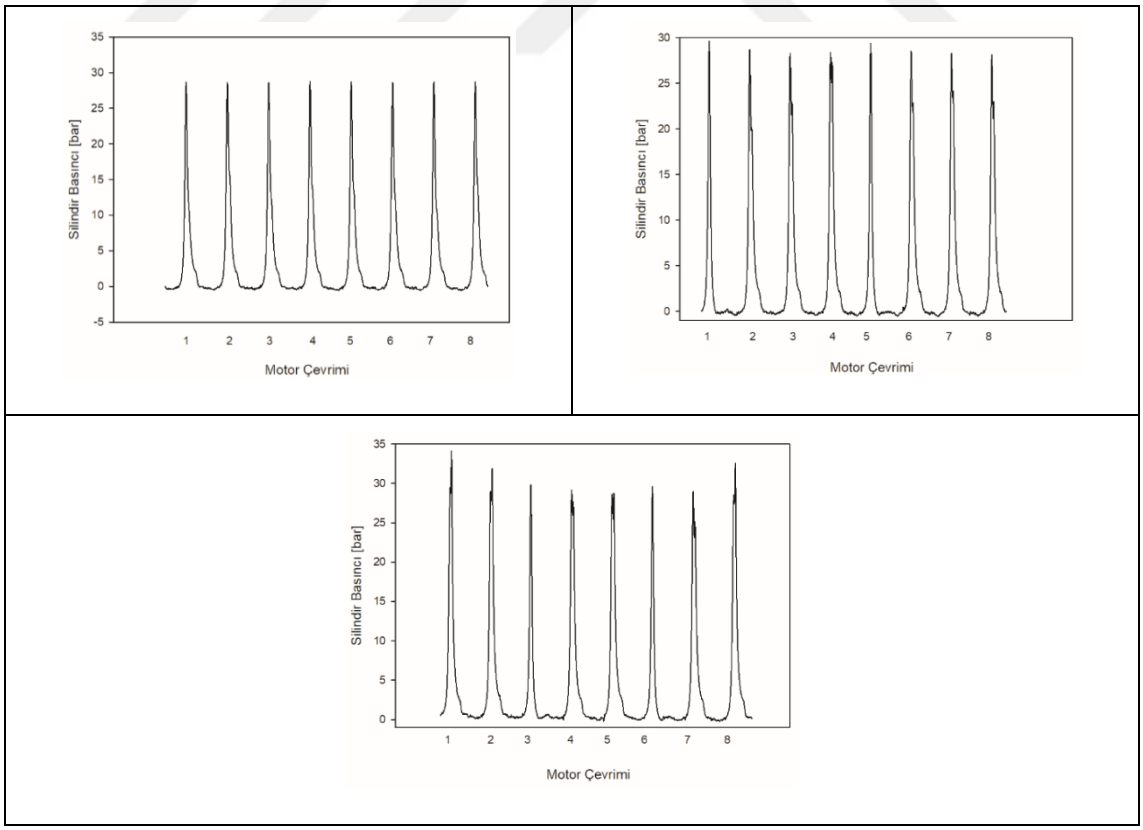
Şekil 4.62 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri

Şekil 4.63'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak NOx emisyon değerleri gösterilmektedir. Normal çevrim atlatma çalışmasına benzer olarak SPCCI çalışmasında da; çevrim atlatma miktarı arttıkça, artan basınç ve sıcaklıklar nedeniyle azotun oksitlenme miktarının arttığı tespit edilmiştir. Buna sebep olarak daha önce de bahsedildiği üzere atlatılan çevrimlerden sonraki çevrimlerde içeride bulunan art gazların azalması böylelikle volümetrik verimin artarak içeriye daha fazla taze hava alınması sonucu sıcaklıkların artması olarak yorumlanabilir, basınç verileride bu yorumu doğrular niteliktedir. Ayrıca pozitif ateşlemeli motorlarda NOx emisyonunun en önemli kaynağı olan zengin karışım, atlatılan çevrimlerde yakıtın tork değeri karşılaması için arttırılması sayesinde çevrim atlatma miktarı arttıkça artmakta ve karışım giderek zengin olmaktadır. Literatüdeki çalışmalarda da [16, 17] benzer durumlar görülmüştür. Emme havasının ısıtılması ile birlikte artan sıkıştırma sonu sıcaklıkların ve yanma sıcaklıkları ile birlikte NOx emisyonlarınında paralel şekilde arttığı tespit edilmiştir.



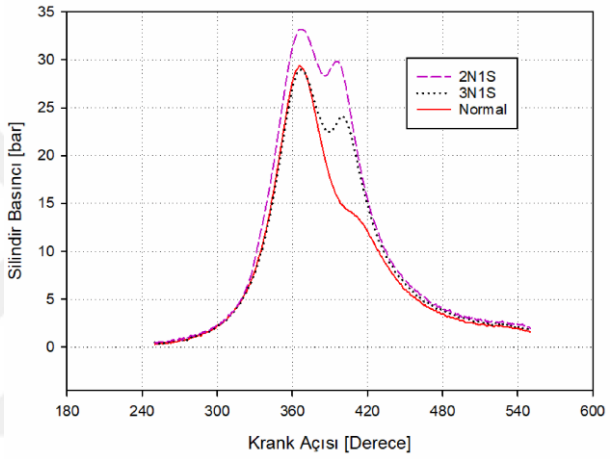
Şekil 4.63 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri

Şekil 4.64'te atlatılan ve normal çevrimlerdeki basınç oluşumları görülmektedir. Yük artsa dahi basınç oluşum noktasının genişleme stroku sonuna kayması ile birlikte yanma basınçlarında düşüş görülmektedir, ayrıca emme havasının ısıtılması motoring basıncınıda arttırmakta olup, bu sebepten dolayı atlatılan çevrimler SPCCI çalışmasında net olarak ayırt edilememektedir.



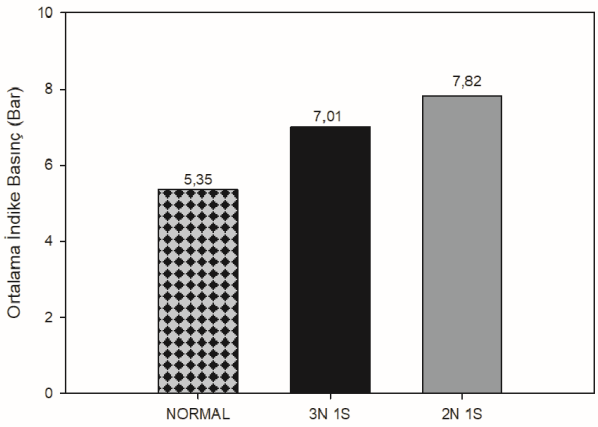
Şekil 4.64 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları

Şekil 4.65'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak silindir içi basınç karşılaştırma grafiği görülmektedir. Buna göre daha önce de belirtilen çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların giderek arttığı görülmektedir. Burada dikkat çekici olan ise çevrim atlatma miktarının sıklaşması ile birlikte genişleme strokunun ilerleyen aşamalarında bir kez daha basınç artışı görülmektedir, burada daha önceki bölümlerde de belirtildiği gibi yanmanın yavaşladığı ve genişleme stoğuna rağmen pik basınç oluşturduğu yorumu yapılabilmiştir, bu bulgu literatür açısından oldukça önemli bir sonuçtur.



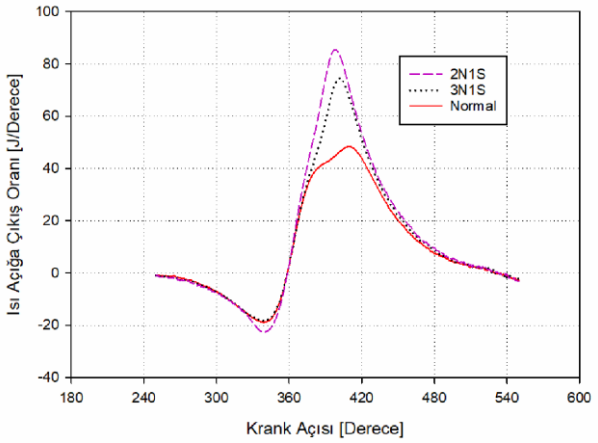
Şekil 4.65 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması

Şekil 4.66'da çevrim atlatma moduna bağlı ortamalama indike basınç grafiği görülmektedir. Yanmanın gerçekleştiği ve çevrim atlatmanın olduğu kısımlar hesaplama dışında bırakılarak hesaplanmış ve çevrim atlatma durumuna bağlı karşılaştırılması yapılmıştır. Normal çevrimde 5,35 bar olan ortalama indike basınç, 3N1S'te 31,0% artarak 7,01 bar ve 2N1S'te 46,1% artarak 7,82 bar hesaplanmıştır. Neredeyse 1,5 kat artan ortalama indike basınç, silindir içinin zenginleştiği ve yanma sıcaklığının artarak Zeldoviç mekanizmasına göre NOx'lerin artmasını destekler niteliktedir.



Şekil 4.66 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması

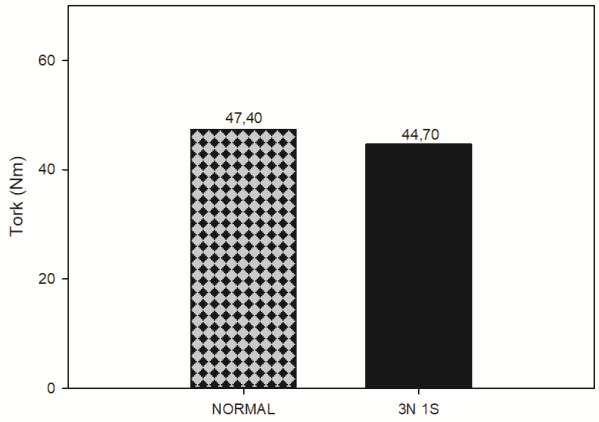
Şekil 4.67'de çevrim atlatma moduna bağlı olarak ısı açığa çıkış oranı grafiği görülmektedir. Çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların arttığı ve buna bağlı olarakta ısı açığa çıkış oranının da arttığı görülmektedir. Kümülatif olarak oran giderek artsa bile atlatılan çevrimler göz önüne alındığında bu değerin normal çevrime yakın olduğu görülmektedir. Normal çevrimlerde yakıt miktarının giderek artması ile birlikte basıncında artması ısı açığa çıkış oranında beklendiği gibi artışa sebep olmuştur.



Şekil 4.67 SPCCI motorda 50% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması

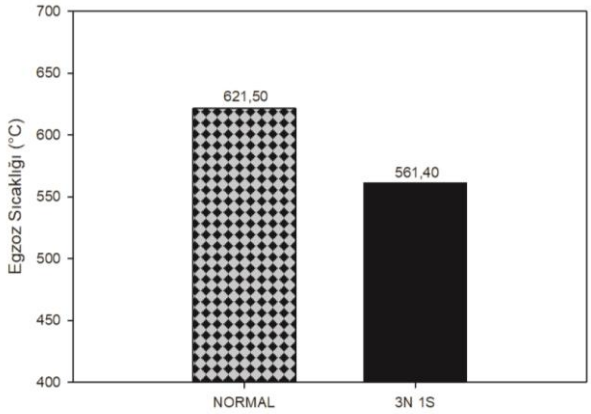
4.1.4.3 75% Yükte Buji Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Motor (SPCCI) Çevrim Atlatma Çalışması Deney Sonuçları

Şekil 4.68'de görüleceği üzere çevrim atlatmanın artması; iş elde edilen strokların azalması sebebi ile torku giderek düşürmektedir. 3N1S modunda torkta sadece 5,69%'luk bir düşüşe sebep olmaktadır. Normal modda 47,4 Nm olan tork değeri çevrim atlatma miktarının artması ile birlikte 3N1S'te 44,7 Nm'ye düşmüştür. Bu düşüş sebebi ile tüm emisyon ve yakıt tüketim değeri özgül olarak hesaplanarak karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.68 SPCCI motorda 75% yükte motor modlarına göre tork değişimi

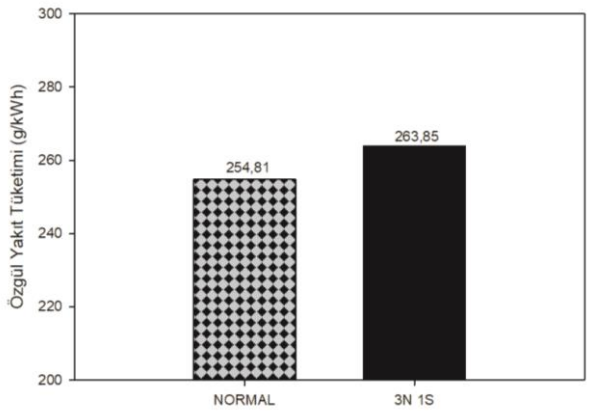
Şekil 4.69'da emme havasının ısıtılması ile birlikte sıkıştırma sonu sıcaklıkları ve yanma sıcaklıkları arttığı için egzoz sıcaklıklarınında normal emişli motora göre arttığı görülmektedir, aynı yükteki normal emişli motorda egzoz sıcaklığı 447 °C iken emme havası ıstılan motorda bu değer neredeyse 1,5 kat artarak 621 °C olarak ölçülmüştür. Şekil 'te görülmekte olduğu gibi 75% yük şartı için toplam çevrim başına atlatılan çevrim miktarı artıkça buna bağlı olarak egzoz sıcaklarında önemli miktarda düşüş yaşanmaktadır. Normal çevrimlerde çevrim içi sıcaklık artsa bile toplamda düşüşün sebebi; yanmanın olduğu egzoz strokları arasının sıcaklığı azaltacak kadar uzun olmasıdır. Normal çevrimde 621 °C olarak ölçülen egzoz sıcaklığı 3N1S'te 60 °C düşerek 561 °C olarak ölçülmüştür. 75% yük için egzoz sıcaklığı açısından en uygun modun çevrimin maksimum atlatıldığı 3N1S modu olduğu görülmektedir.



Şekil 4.69 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı egzoz sıcaklıkları

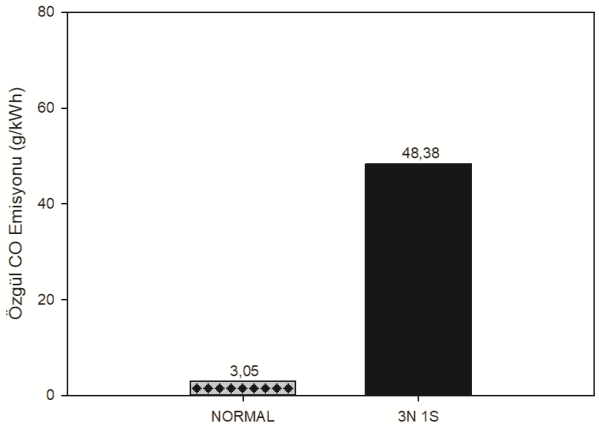
Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi haritalama çalışmaları esnasında çevrim atlatma moduna bağlı olarak aynı devirde aynı torku elde edebilmek için yakıt püskürtme miktarları ayarlanmıştır.

Yükün artması ile birlikte eş değer gücün sağlanabilmesi için yakıt miktarı önemli derecede arttırılmak zorunda kalımıştır bu sebeple diğer yük deneylerinden farklı olarak çevrim atlatma miktarının artması ile birlikte özgül yakıt tüketiminde bir artış meydana geldiği görülmektedir. Motor testlerinde farklı çalışma şartlarındaki özgül yakıt tüketimi Şekil 4.70'te verilmiştir. Normal çevrime göre; 3N1S modu özgül yakıt tüketiminde 3,54%'lük bir artış tespit edilmiştir. Yükün artması çevrim atlatmanın özgül yakıt tüketimi üzerindeki olumlu etkilerini ortadan kaldırmaktadır. Kutlar ve arkadaşları [15] yaptıkları çalışmada artan yük ile birlikte yakıt tüketimin arttığını belirtmişlerdir.



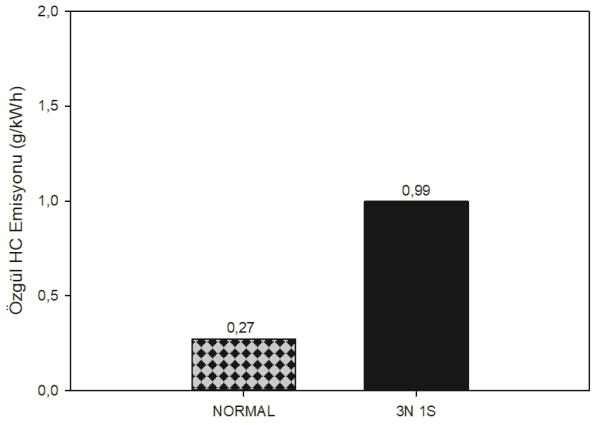
Şekil 4.70 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül yakıt tüketim değerleri

Çalışmada Şekil 4.71'de verildiği gibi CO emisyonları belirlenmiştir. Daha önce yapılan normal çevrim atlatma çalışmalarının tersine burada çevrim atlatma miktarı ile birlikte CO emisyonlarının artan bir gidişat izlediği görülmektedir. Literatürde HCCI bir motorda çevrim atlatma çalışması olmadığından elde edilen sonuçlar literatür ile karşılaştırılamamıştır. Isıtmış emme havası kullanılan çevrim atlatma çalışmasında çevrim atlatma miktarının artması, eksik yanmaya sebep olan oksijen yetersizliği, termal verimin düşmesi gibi sebeplerden olabilmektedir. Her ne kadar özgül yakıt tüketimi kümülatif olarak düşse dahi çevrim başına bakıldığında yakıtın arttığı bundan dolayı zengin karışım teşkili gerçekleştiği ve CO emisyonlarının buna bağlı olarak arttığı çıkarımı yapılabilir. Genel anlamda bakıldığında ise normal çevrimde SPCCI çalışmasında CO emisyonlarının azaldığı fakat atlatılmış çevrimlerde ise arttığı tespit edilmiştir. Parthasarathya ve arkadaşları [70] benzer şekilde HCCI motorda CO emisyonlarının normal motora göre düşük olduğunu belirtmişlerdir. Buna göre normal çevrimde 3,05 g/kWh olarak ölçülen değer, 3N1S modunda 15 kat artarak 15,86 g/kWh olarak ölçülmüştür.



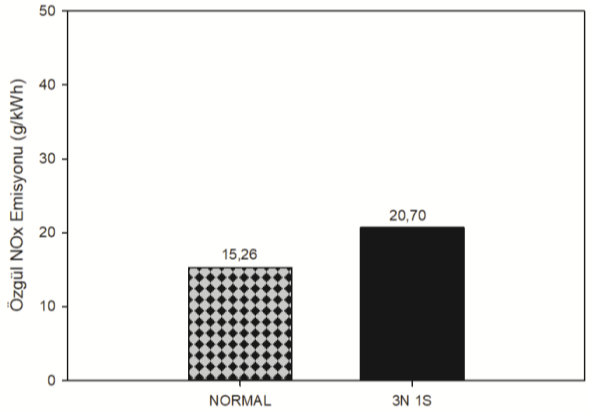
Şekil 4.71 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül CO emisyon değerleri

Testler esnasında HC emisyonları ppm seviyelerinde ölçülmüş olup motor gücüne bağlı olarak özgül değere dönüştürülmüştür, değerlerdeki ufak salınımların görülmesi bu anlamda makul karşılanmaktadır, değerlerin belirsizlik hesabına uygun olduğu değelendirilimiştir. Normal çevrim atlatma çalışması ile SPCCI çevrim atlatma çalışması karşılaştırıldığında emme havasının ısıtılmasının HC emisyonlarını düşürdüğü tespit edilmiştir. Yüksek ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada hidrokarbon emisyonları minimum 5,4% artmıştır. Baykara ve arkadaşları [16] çalışmalarında çevrim atlatma stratejisinin yakıt tüketiminde azalma sağlamasına rağmen hidrokarbon emisyonunda önemli ölçüde artış olduğunu belirtmişlerdir. Şekil 4.72'de 75% yük şartında Hidrokarbon emisyonlarının çok fazla değişmediği görülmektedir. Ölçülen değerlerin 1 g/kWh altında kaldığı tespit edilmiştir.



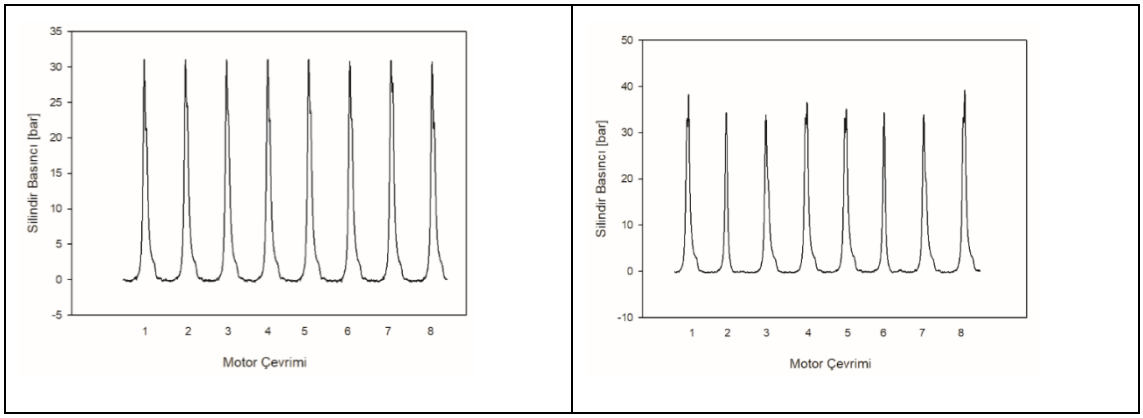
Şekil 4.72 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül HC emisyon değerleri

Şekil 4.73'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak NOx emisyon değerleri gösterilmektedir. Normal çevrim atlatma çalışmasına benzer olarak SPCCI çalışmasında da; çevrim atlatma miktarı arttıkça, artan basınç ve sıcaklıklar nedeniyle azotun oksitlenme miktarının arttığı tespit edilmiştir. Buna sebep olarak daha önce de bahsedildiği üzere atlatılan çevrimlerden sonraki çevrimlerde içeride bulunan art gazların azalması böylelikle volümetrik verimin artarak içeriye daha fazla taze hava alınması sonucu sıcaklıkların artması olarak yorumlanabilir, basınç verileride bu yorumu doğrular niteliktedir. Ayrıca pozitif ateşlemeli motorlarda NOx emisyonunun en önemli kaynağı olan zengin karışım, atlatılan çevrimlerde yakıtın tork değeri karşılaması için arttırılması sayesinde çevrim atlatma miktarı arttıkça artmakta ve karışım giderek zengin olmakta ve yanma sıcaklıklarının artarak azotun oksitlendiği yorumu yapılabilir. Literatüdeki çalışmalarda da [16, 17] benzer durumlar görülmüştür. Emme havasının ısıtılması ile birlikte artan sıkıştırma sonu sıcaklıkların ve yanma sıcaklıkları ile birlikte NOx emisyonlarınında paralel şekilde arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.73 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı özgül NOx emisyon değerleri

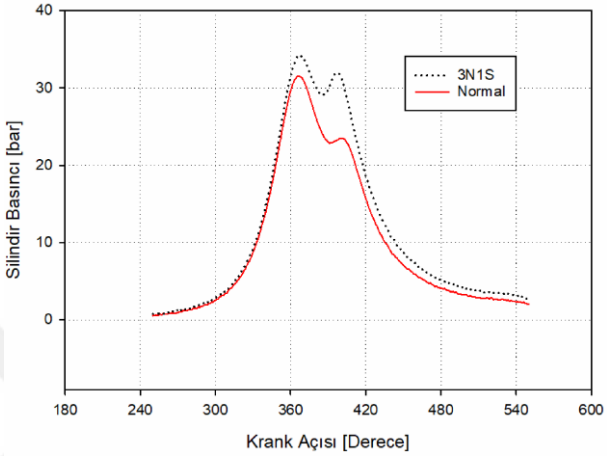
Şekil 4.74'te atlatılan ve normal çevrimlerdeki basınç oluşumları görülmektedir. Yük artsa dahi basınç oluşum noktasının genişleme stroku sonuna kayması ile birlikte yanma basınçlarında düşüş görülmektedir, ayrıca emme havasının ısıtılması motoring basıncınıda arttırmakta olup, bu sebepten dolayı atlatılan çevrimler SPCCI çalışmasında net olarak ayırt edilememektedir.



Şekil 4.74 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç oluşumları

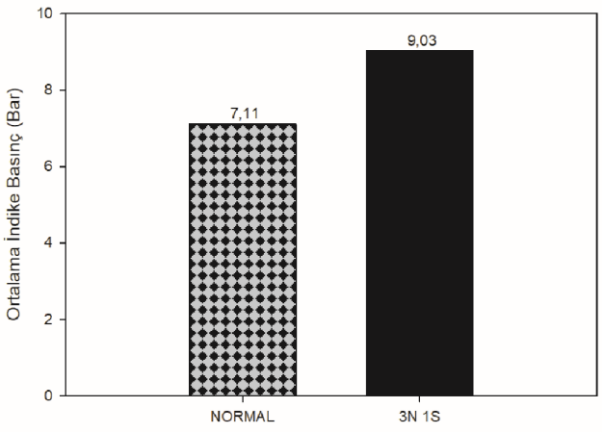
Şekil 4.75'te çevrim atlatma moduna bağlı olarak silindir içi basınç karşılaştırma grafiği görülmektedir. Buna göre daha önce de belirtilen çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak

volümetrik verimin artması ile birlike basınçların giderek arttığı görülmektedir. Burada dikkat çekici olan ise çevrim atlatma miktarının sıklaşması ile birlikte genişleme strokunun ilerleyen aşamalarında bir kez daha basınç artışı görülmektedir, daha önceki basınç verileri ile benzer şekilde karışımın zenginleşmesi, yanmanın yavaşlamasına ve genişleme strokunda basınç artışına bağlı olarak ikinci bir tepe oluşmasına sebep olmuştur diye yorumlanmaktadır.



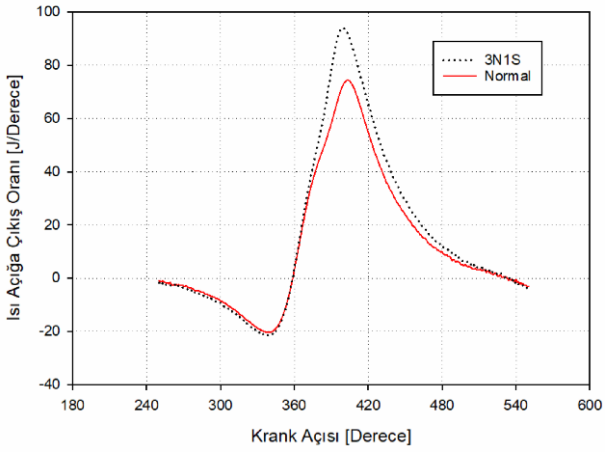
Şekil 4.75 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı silindir içi basınç karşılaştırması

Şekil 4.76'da çevrim atlatma moduna bağlı ortamalama indike basınç grafiği görülmektedir. Yanmanın gerçekleştiği ve çevrim atlatmanın olduğu kısımlar hesaplama dışında bırakılarak hesaplanmış ve çevrim atlatma durumuna bağlı karşılaştırılması yapılmıştır. Normal çevrimde 7,11 bar olan ortalama indike basınç, 3N1S'te 27,0% artarak 9,03 bar olarak hesaplanmıştır. Artan ortalama indike basınç, silindir içinin zenginleştiği ve yanma sıcaklığının artarak Zeldoviç mekanizmasına göre NOx'lerin artmasını destekler niteliktedir.



Şekil 4.76 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ortalama indike basınç karşılaştırması

Şekil 4.77'de çevrim atlatma moduna bağlı olarak ısı açığa çıkış oranı grafiği görülmektedir. Çevrim atlatılma miktarına bağlı olarak volümetrik verimin artması ile birlike basınçların arttığı ve buna bağlı olarakta ısı açığa çıkış oranının da arttığı görülmektedir. Kümülatif olarak oran giderek artsa bile atlatılan çevrimler göz önüne alındığında bu değerin normal çevrime yakın olduğu görülmektedir. Normal çevrimlerde yakıt miktarının giderek artması ile birlikte basıncında artması ısı açığa çıkış oranında beklendiği gibi artışa sebep olmuştur.



Şekil 4.77 SPCCI motorda 75% yükte çevrim atlatma moduna bağlı ısı açığa çıkış oranı karşılaştırması

5
SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1 Sonuç ve Öneriler

Mekanik yakıt sistemine sahip olan dizel motor, gerekli tasarımsal değişiklikler ve dönüşüm için yeni parçalar tasarlanıp, üretilerek; elektronik yakıt sistemine sahip bir pozitif ateşlemeli motora dönüştürülmüştür. Burada kendi imkânlarımızla geliştirilen elektronik kontrol ünitesi kullanılarak motor devri, ateşleme avansı, yakıt püskürtme miktarı ve gaz kelebeği pozisyonları kontrol edilmiştir. Tez kapsamında 3 farklı çalışma yapılmıştır, tezin ana konusu olan doğalgazlı bir motorda çevrim atlatma modlarının denenmesidir, ikinci olarak emme havasının enjektörler ile kontrol edildiği çevrim atlatma çalışması yapılmıştır, son olaraksa emme havasının ısıtılarak buji kontrollü sıkıştırma ateşlemeli bir motorda çevrim atlatma deneyleri yapılmıştır.

Aşağıda deneylerin sonuçlarının değerlendirmesi yapılmıştır.

5.1.1 Çevrim Atlatma Çalışması Değerlendirmesi ve Sonucu

- Egzoz sıcaklıkları bakımından çevrim atlatma modları karşılaştırıldığında; tüm yük koşulları için çevrim atlatma sıklığı arttıkça egzoz sıcaklıklarının ciddi anlamda düştüğü tespit edilmiştir. 25% kısmi yük şartı için 1N2S modunda egzoz sıcaklığının 290 °C olarak ölçüldüğü yükün artması ile birlikte normal çevrim egzoz sıcaklıklarınında arttığı tespit edilmiştir. Normal modta 25% yükte 328,6 °C, 50% yükte 444,7 °C ve 75% yükte 447,2 °C sıcaklık tespit edilmiştir. Fakat çevrim atlatma modlarında 75% yük için daha düşük egzoz sıcaklıkları tespit edilmiştir. Aynı çevrim atlatma modu karşılaştırıldığında 3N1S için; 50% yük koşulunda 422,1 °C ve 75% yük koşulunda 404,2 °C egzoz sıcaklıkları ölçülmüştür. 2N1S için; 50% yük koşulunda 417,1 °C ve 75% yük koşulunda 398,3°C egzoz sıcaklıkları ölçülmüştür. Böylelikle egzoz gazı sıcaklığı bakımından değerlendirildiğinde yüksek kısmi yüklerde çevrim atlatma uygun bir seçenek olarak karşımıza çıkmaktadır.
- Özgül yakıt tüketimi bakımından değerlendirildiğinde; 25% ve 50% gibi düşük kısmi yükler için çevrim atlatmanın her modunda normale göre daha düşük özgül

yakıt tüketimleri tespit edilmiştir. Fakat kısmi yük miktarının artması ile birlikte özgül yakıt tüketimininde arttığı tespit edilmiştir. En düşük özgül yakıt tüketimi ise 50% yük şartında 2N1S modu için 211,11 g/kWh olarak tespit edilmiştir. Daha önce de belirtildiği gibi jeneratörlerin ağırlıklı olarak düşük kısmi yüklerde çalıştırıldığı düşünülürse özgül yakıt tüketimi bakımından çevrim atlatmanın çok önemli bir seçenek olduğundan bahsedilebilir. 25% yük şartı için 1N1S modunun, 50% yük şartı için 2N1S modunun ve 75% yük şartı için normal modun en düşük özgül yakıt tüketimini sağladığı görülmüştür.

- CO emisyonları bakımından değerlendirildiğinde; her yük şartı için çevrim atlatma modlarının normal moda göre avantajlı olduğu tespit edilmiştir. Bilindiği gibi pozitif ateşlemeli motorların zengin karışım modunda çalıştığı düşük yüklerde ciddi miktarda CO oluştuğu bilinmektedir. Çevrim atlatmanın düşük kısmi yüklerde CO emisyonunu çok önemli ölçülde düşürdüğü tespit edilmiştir. 25% yük durumunda 1N2S modunda tüm deneyin en düşük değeri olan 0,62 g/kWh tespit edilmiştir.
- HC emisyonları bakımından değerlendirildiğinde; tüm yük şartları için çevrim atlatma ile birlikte HC emisyonunun düştüğü fakat düşüş gidişatının çevrim atlatma modunun çok fazla artması ile bir miktar bozulduğu tespit edilmiştir. Bu anlamda çevrim atlatmanın HC emisyonları bakımından da avataj sağladığı sonucu çıkarılabilir.
- NOx emisyonları bakımından değerlendirildiğinde ise normal şarta göre her çevrim atlatma modunun NOx miktarını önemli derecede arttırdığı tespit edilmiştir, fakat özellikle 25% gibi düşük kısmi yükler için 1N1S modunun dahi NOx emisyonunu kabul edilebilir miktarda arttırdığından söz edilebilir.

Sonuç olarak jeneratör olarak kullanılan motor için özellikle 25% gibi düşük kısmi yüklerde çevrim atlatma modalarının her anlamda avantajının önemli ölçüde olduğu tespit edilmiştir, çevrim atlatma modunu yüke bağlı olarak seçecek bir yazılım ile hem önemli miktarda yakıt tasarrufu sağlanırken hemde çok daha çevreci bir ürün elde edilmiş olacaktır.

5.1.2 Emme Havasının Kontrol Edildiği Çevrim Atlatma Çalışması Değerlendirmesi ve Sonucu

- Egzoz sıcaklığı bakımından değerlendirildiğinde; klasik çevrim atlatma çalışması ile benzer şekilde sıcaklıkların çevrim atlatma miktarının artması ile düştüğü tespit edilmiştir.
- Özgül yakıt tüketimi bakımından değerlendirildiğinde; Normal çevrime göre çevrim atlatma modlarında yakıt tüketiminin azaldığı tespit edilmiştir. Burada 3N1S'te 20,83%'lük bir iyileşme ölçülürken, 2N1S'te fayda azalarak 7,7%'lik bir iyileşme tespit edilmiştir. Burada aynı torku yakalayabilmek için normal çevrimlerde yakıt miktarının arttığı ve buna rağmen torkun ve gücün düşmesi özgül yakıt tüketimindeki iyileşmeyi azaltmıştır. Özgül yakıt tüketimi bakımından en uygun modun 3N1S olduğu değerlendirilmiştir.
- CO emisyonu bakımından incelendiğinde çevrim atlatma miktarının artması ile birlikte klasik çevrim atlatma miktarından farklı olarak CO emisyonunun önemli miktarda arttığı görülmektedir.
- HC emisyonları bakımından değerlendirildiğinde; 3N1S modunda 10,25%'lik bir düşüş ölçülürken, 2N1S modunda ise 132%'lik bir artış tespit edilmiştir. HC emisyonu bakımında en uygun modun 3N1S olduğu değerlendirilmiştir.
- NOx emisyonları bakımından değerlendirildiğinde; klasik çevrim atlatma çalışmasına benzer olarak çevrim atlatma miktarının artması ile birlikte NOx emisyonlarınında arttığı tespit edilmiştir.
- Basınç grafiğinde görülen; genişleşme strokunda ki basınç artışı (ikinci tepe noktası) literatür için önemli bir veridir. CO emisyonlarından da anlaşılacağı üzere; karışımın giderek zenginleştiği, bundan dolayı yanma hızının yavaşladığı ve maksimum yanma basıncının oluştuğu kısmın genişleme storoğunun ortalarına kaymasından dolayı burada ikinci bir tepe noktası oluşturuduğu olarak yorumlanmıştır.

Sonuç olarak değerlendirildiğinde; emme havasının kontrol edildiği çevrim atlatma çalışmasındada, çevrim atlatma modlarının özgül yakıt tüketimini düşürdüğü tespit edilmiştir, hem yakıt tüketimi hemde emisyonlar değerlendirildiğinde 3N1S modunun en uygun çalışma modu olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Tek silindirli bir motor için elde

edilen iyileşmenin, yapılacak tasarım değişiklikleri ve üretilecek yeni motor için yeterli olmadığı ve klasik çevrim atlatma metodlarının ilk yatırım maliyeti gerektirmeden yapılmasının avantaj sağlayacağı sonucuna ulaşılmaktadır.

5.1.3 Buji Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Motor (SPCCI) Çevrim Atlatma Çalışması Değerlendirmesi ve Sonucu

- Egzoz sıcaklığı bakımından değerlendirildiğinde; klasik çevrim atlatma çalışması ile benzer şekilde sıcaklıkların çevrim atlatma miktarının artması ile düştüğü tespit edilmiştir. Genel anlamda bakıldığında ise emme havasının ısıtılması egzoz sıcaklıklarında ciddi bir artışa sebep olduğu görülmektedir.
- Özgül yakıt tüketimi bakımından değerlendirildiğinde; 25% ve 50% gibi düşük kısmi yükler için çevrim atlatmanın her modunda normale göre daha düşük özgül yakıt tüketimleri tespit edilmiştir. Fakat kısmi yük miktarının artması ile birlikte özgül yakıt tüketimininde arttığı tespit edilmiştir. En düşük özgül yakıt tüketimi ise 50% yük şartında 3N1S modu için 251,08 g/kWh olarak tespit edilmiştir. Daha önce de belirtildiği gibi jeneratörlerin ağırlıklı olarak düşük kısmi yüklerde çalıştırıldığı düşünülürse özgül yakıt tüketimi bakımından çevrim atlatmanın çok önemli bir seçenek olduğundan bahsedilebilir. 25% yük şartı için 1N1S modunun, 50% yük şartı için 3N1S modunun ve 75% yük şartı için normal modun en düşük özgül yakıt tüketimini sağladığı görülmüştür. Emme havasının ısıtıldığı çalışma ile klasik çalışmada sonuçlar birbirine paralel olup emme havasının ısıtılmasının özgül yakıt tüketimini normal çalışmaya göre arttıdığı tespit edilmiştir.
- CO emisyonları bakımından değerlendirildiğinde; her yük şartı için çevrim atlatma modlarının normal moda göre CO emisyonunu arttırdığı tespit edilmiştir. 50% yük durumunda 3N1S modunda tüm deneyin en düşük değeri olan 1,41 g/kWh tespit edilmiştir. Genel olarak değerlendirildiğinde ise emme havasının ısıtılması klasik çevrim atlatma deneylerine göre genel olarak CO emisyonlarını düşürücü etki göstermiştir.
- HC emisyonları bakımından değerlendirildiğinde; emme havasının ısıtılmasının klasik motora göre HC emisyonlarını hissedilir biçimde düşürdüğü tespit edilmiştir. Deneylerdeki en düşük HC emisyonu ise 75% yük şartında 0,27 g/kWh olarak ölçülmüştür, tüm deneylerde 0,99 g/kWh üstünde değer ölçülmemiştir.

Genel anlamda bakıldığında emme havasının ısıtılmasının HC emisyonunu düşürücü etki gösterdiği görülmektedir.

- NOx emisyonları bakımından değerlendirildiğinde ise normal şarta göre her çevrim atlatma modunun NOx miktarını önemli derecede arttırdığı tespit edilmiştir, fakat özellikle 25% gibi düşük kısmi yükler için 2N1S modunun dahi NOx emisyonunu kabul edilebilir miktarda arttırdığından söz edilebilir. Genel anlamda değerlendirildiğinde emme havasının ısıtılması ile klasik motora göre NOx emisyonlarını beklenen şekilde arttırdığı tespit edilmiştir.
- Emme havasının ısıtılmasının, yoğunluğu azalmasından dolayı, silindir içine alınan oksijen miktarını azaltıcı etki yapacağı teorik olarak bilinmektedir. Aynı zamanda çevrim atlatma miktarının artmasıyla birlikte kararlı çalışmayı sağlamak için yakıt miktarı arttırılmakta ve zengin karışım oluşmaktadır. Dolayısı burada ki ikinci tepe oluşumunun sebebi olarak zengin karışımdan dolayı yanma hızının azalması ve maksimum yanma basınç noktasının genişleme stroğuna kaymasına sebep olduğu şeklinde yorumlanmıştır. Daha önce emme havasının enjektörlerle kontrol edildiği çalışmada da basınçlarda benzer yapı görülmüştür. Ayrıca her iki çalışmada da CO emisyonunun ikinci tepe oluşumuna paralel olarak artması diğer bir kanıt olarak gösterilebilir.

Sonuç olarak klasik motora göre emme havasının ısıtılması önemli bir fark yaratmasada HC ve CO emisyonları bakımından değerlendirildiğinde önemli bir iyileşme olarak karşımıza çıkmaktadır. Egzoz emisyonunun yakıt tüketimine göre daha önemli olduğu bazı jeneratör uygulamalarında; çevrim atlatma modunu yüke bağlı olarak seçecek bir yazılım ile hem önemli miktarda yakıt tasarrufu sağlanırken hemde daha çevreci bir ürün elde edilmiş olacaktır.

KAYNAKÇA

[1] EEA (European Environment Agency) Report (2013)., "Trends and Projections In Europe 2013: Tracking Progress Towards Europe's Climate And Energy Targets Until 2020." Report No 10/2013.

[2] McTaggart-Cowan, G.P., Jones, H.L., Rogak, S.N., Bushe, W.K., Hill, P.G. ve Munshi, S.R., (2006). "Direct-Injected Hydrogen-Methane Mixtures In A Heavy-Duty Compression Ignition Engine", SAE paper no. 2006-01-065.

[3] Patrick McGee, (2017). "Electric cars' green image blackens beneath the bonnet" Financial Times, November 8, 2017,

[4] Ünlü, N., Karahan, Ş., Tür, O., Uçarol, H., Özsu, E., Yazar, A., Turhan, L., Akgün, F. ve Tırıs, M., (2003). "Elektrikli Araçlar", TÜBİTAK – Marmara Araştırma Merkezi Enerji Sistemleri ve Çevre Araştırma Enstitüsü, Gebze-Kocaeli.

[5] Hairuddin, A. A., Yusaf, T. ve Wandel, A.P., (2014). "A Review of Hydrogen and Natural Gas Addition in Dizel HCCI Engines", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 32:739–761.

[6] Zhou, J.H., Cheung, C.S. ve Leung, C.W., (2014). "Combustion, Performance and Emissions of A Dizel Engine With H2, CH4 And H2-CH4 Addition" Int. J. Hydrogen Energy, 39:4611-4621.

[7] Wang, A., Ge, Y., Tan, J., Fu, M., Shah A.N., Ding, Y., Zhao, H. ve Liang, B., (2011). "On-Road Pollutant Emission and Fuel Consumption Characteristics of Buses in Beijing J Of Environmental Science",23:419-426.

[8] Köse, H. ve Ciniviz, M., (2013). "An Experimental Investigation of Effect On Dizel Engine Performance And Exhaust Emissions Of Addition At Dual Fuel Mode Of Hydrogen", Fuel Processing Technology, 114: 26–34.

[9] Garg, S., Parmar, A.J., Puri, S. ve Kumar, N., (2013). "Potential Utilization of CNG in Stationary HCCI Engine" SAE paper no. 2013-01-2508.

[10] Chien, L., Younkins, M., and Wilcutts, M., (2015). "Modeling and Simulation of Airflow Dynamics in a Dynamic Skip Fire Engine," SAE Technical Paper 2015-01-1717, doi:10.4271/2015-01-1717.

[11] Nigel N. Clark and Donald W., (2000). "An Evaluation of Natural Gas versus Diesel in Medium-Duty Buses" Lyons Dept. of Mech. and Aerospace Eng., College of Eng. and Mineral Resources West Virginia Univ. (WVU) SAE Technical Paper 2000-01-2822

[12] Ortiz-Soto, E., Wang, R., Nagashima, M., Younkins, M., (2018). "λDSF: Dynamic Skip Fire with Homogeneous Lean Burn for Improved Fuel Consumption, Emissions and Drivability," SAE Technical Paper 2018-01-0891, doi:10.4271/2018-01-0891.

[13] Joel Van Ess, Benjamin Wolk, Jerry Fuschetto, Robert Wang, and Matthew Younkins, (2018), Tula Technology, USA Article ID: 2018-01-1162 Copyright, SAE International doi:10.4271/2018-01-1162

[14] Dogru B, Lot R, Ranga Dinesh KKJ. Valve timing optimisation of a spark ignition engine with skip cycle strategy. Energy Conversion and Management 2018; 173: 95-112.

[15] Kutlar OA, Arslan H, Calik AT. Skip cycle system for spark ignition engines: an experimental investigation of a new type working strategy. Energy Conversion and Management 2007; 48: 370–379.

[16] Baykara C, Kutlar OA, Dogru B, Arslan H. Skip cycle method with a valve-control mechanism for spark ignition engines. Energy Conversion and Management 2017; 146: 134-146.

[17] Yüksek L, Özener O, Sandalcı T. Cycle-skipping strategies for pumping loss reduction in spark ignition engines: An experimental approach. Energy Conversion and Management 2012; 64: 320-327.

[18] Abbas NA, Tamaldin N, Yamin AKM. Experimental Investigation of Cylinder Deativation Impact On Engine Performance And Emission For SI Engıne. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences 2019; 14-2: 470-475.

[19] Maoyang Hu, Siqin Chang, Liang Liu, Yaxuan Xu, Jiangtao Xu. Design and analysis of skip fire valve strategies based on electromagnetic valve train. Applied Thermal Engineering 129 (2018) 833–840.

[20] Thomas Buitkamp, Michael Günthner, Florian Müller, Tim Beutler. A detailed study of a cylinder activationconcept by efficiency loss analysis and1D simulation. Automotive and Engine Technology 5, 159 – 172 (2020) 740

[21] Ahmed Yar, Qadeer Ahmed, Carrie Hall, Aamer Iqbal Bhatti. Model-based Selective Cylinder Deactivation Strategies in an Inline Four Cylinder Gasoline Engine. 2018 Annual American Control Conference (ACC). Milwaukee, WI, USA. 27-29 June 2018. IEEE. DOI: 10.23919/ACC.2018.8431794

[22] Johannes Ritzmann, Norbert Zsiga, Christian Peterhans, Christopher Onder. A control strategy for cylinder deactivation. Control Engineering Practice 103 (2020) 104566. DOI: 10.1016/j.conengprac.2020.104566

[23] Jinxing Zhao, Qingyuan Xi, Shuwen Wang, Sen Wang. Improving the partial-load fuel economy of 4-cylinder SI engines by combining variable valve timing and cylinder-deactivation through double intake manifolds. Applied Thermal Engineering 141 (2018) 245–256.

[24] Mauro Scassa, Shino George, Marco Nencioni, S Kevin Chen, Matthew Younkins, Robert Wang, Thomas Körfer. Dynamic Skip Fire Applied to a Diesel Engine for Improved Fuel Consumption and Emissions. SAE Technical Paper 2019-01-0549, 2019, DOI:10.4271/2019-01-0549.

[25] Cody M Allen, Dheeraj B Gosala, Gregory M Shaver, James McCarthy Jr. Comparative study of diesel engine cylinder deactivation transition strategies. International Journal of Engine Research. 20 (5), 570-580 (2019) DOI:10.1177/1468087418768117.

[26] Heseding M, Daskalopoulos P, Exhaust emission legislation-diesel-and gas engines. VDMA, (2006) Frankfurt am Main

[27] Merker G.P., Schwarz, C., Stiesch, G., Otto, F. Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development, Springer, Verlag Berlin Heidelberg. (2006)

[28] Heywood, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill International Editions, New York. (1988)

[29] Demidow, K. ve Kolchin, A. Design of Automotive Engines, Mir Publishers, Moscow. (1984)

[30] Wilcutts, M., Switkes, J., Shost, M., and Tripathi, A. Design and benefits of dynamic skip fire strategies for cylinder deactivated engines. SAE International Journal of Engines, 2013;6(1):278-288.

[31] Abdelaal, M. M., and Hegab, A. H. Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR. Energy Conversion and Management, 2012;64:301-312.

[32] Movahed, M. M., Tabrizi, H. B., and Mirsalim, M. Experimental investigation of the concomitant injection of gasoline and CNG in a turbocharged spark ignition engine. Energy Conversion and Management, 2014;80:126-136.

[33] Karabektas, M., Ergen, G., and Hosoz, M. The effects of using diethylether as additive on the performance and emissions of a diesel engine fuelled with CNG. Fuel, 2014;115:855-860.

[34] Lounici, M. S., Loubar, K., Tarabet, L., Balistrou, M., Niculescu, D. C., and Tazerout, M. Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions. Energy, 2014;64:200-211.

[35] Gharehghani, A., Hosseini, R., Mirsalim, M., and Yusaf, T. F. A comparative study on the first and second law analysis and performance characteristics of a spark ignition engine using either natural gas or gasoline. Fuel, 2015;158:488-493.

[36] Zhang, Q., Li, M., and Shao, S. Combustion process and emissions of a heavy-duty engine fueled with directly injected natural gas and pilot diesel. Applied Energy, 2015;157:217-228.

[37] Putrasari, Y., Praptijanto, A., Nur, A., Wahono, B., and Santoso, W. B. Evaluation of performance and emission of SI engine fuelled with CNG at low and high load condition. Energy Procedia, 2015;68:147-156.

[38] Mittal, M., Donahue, R., Winnie, P., and Gillette, A. Exhaust emissions characteristics of a multi-cylinder 18.1-L diesel engine converted to fueled with natural gas and diesel pilot. Journal of the Energy Institute, 2015;88(3):275-283.

[39] Li, J., Wu, B., and Mao, G. Research on the performance and emission characteristics of the LNG-diesel marine engine. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2015;27:945-954.

[40] Nithyanandan, K., Lin, Y., Donahue, R., Meng, X., Zhang, J., and Chia-fon, F. L. Characterization of soot from diesel-CNG dual-fuel combustion in a CI engine. Fuel, 2016;184:145-152.

[41] Yang, B., Wang, L., Ning, L., and Zeng, K. Effects of pilot injection timing on the combustion noise and particle emissions of a diesel/natural gas dual-fuel engine at low load. Applied Thermal Engineering, 2016;102, 822-828.

[42] Li, W., Liu, Z., and Wang, Z. Experimental and theoretical analysis of the combustion process at low loads of a diesel natural gas dual-fuel engine. Energy, 2016;94:728-741.

[43] Verma, S., Das, L. M., Bhatti, S. S., and Kaushik, S. C. A comparative exergetic performance and emission analysis of pilot diesel dual-fuel engine with biogas, CNG and hydrogen as main fuels. Energy Conversion and Management, 2017;151:764-777.

[44] Yousefi, A., Birouk, M., and Guo, H. An experimental and numerical study of the effect of diesel injection timing on natural gas/diesel dual-fuel combustion at low load. Fuel, 2017;203:642-657.

[45] Dhyani, V., and Subramanian, K. A. Experimental based comparative exergy analysis of a multi-cylinder spark ignition engine fuelled with different gaseous (CNG, HCNG, and hydrogen) fuels. International Journal of Hydrogen Energy, 2019;44(36):20440-20451.

[46] Ghaffarzadeh, S., Toosi, A. N., and Hosseini, V. An experimental study on low temperature combustion in a light duty engine fueled with diesel/CNG and biodiesel/CNG. Fuel, 2020;262:116495.

[47] Prasad, R. K., Mustafi, N., and Agarwal, A. K. Effect of spark timing on laser ignition and spark ignition modes in a hydrogen enriched compressed natural gas fuelled engine. Fuel, 2020;276:118071.

[48] Prasad, R. K., and Agarwal, A. K. Experimental evaluation of laser ignited hydrogen enriched compressed natural gas fueled supercharged engine. Fuel, 2021;289:119788.

[49] Pan, K., and Wallace, J. Computational studies of fuel injection strategies on natural gas combustion characteristics in direct-injection engines. Fuel, 2021;288:119823.

[50] Gómez, A., Fernández-Yáñez, P., Soriano, J. A., Sánchez-Rodríguez, L., Mata, C., García-Contreras, R., Armas, O., and Cárdenas, M. D. Comparison of real driving emissions from Euro VI buses with diesel and compressed natural gas fuels. Fuel, 2021;289:119836.

[51] Pathak, S. K., Nayyar, A., and Goel, V. Optimization of EGR effects on performance and emission parameters of a dual fuel (Diesel+ CNG) CI engine: An experimental investigation. Fuel, 2021;291:120183.

[52] Melaika, M., Herbillon, G., and Dahlander, P. Spark ignition engine performance, standard emissions and particulates using GDI, PFI-CNG and DI-CNG systems. Fuel, 2021;293:120454.

[53] Hepbasli, A., Akdemir, O. Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. Energy Conversion and Management, 2004;45(5):737-753.

[54] Holman, Jack Philip, and Walter J. Gajda. Experimental methods for engineers. Experimental Thermal and Fluid Science, 1994;9(2):250-250.

[55] Tunçer, E., Sandalci, T. Elektronik Yakıt Sistemi Uyarlanmış Bir Dizel Motorunda Performans Açısından Püskürtme Karakteristiklerinin Belirlenmesi, Yıldız Teknik Üniversitesi Yüksek Lisans Tezi, 2016.

[56] Salek, F., Babaie, M., Ghodsi, A., Hosseini, S. V., and Zare, A. Energy and exergy analysis of a novel turbo-compounding system for supercharging and mild hybridization of a gasoline engine. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2020;1-12.

[57] Yesilyurt, M. K. The examination of a compression-ignition engine powered by peanut oil biodiesel and diesel fuel in terms of energetic and exergetic performance parameters. Fuel, 2020;278:118319

[58] Bharathiraja, M., Venkatachalam, R., and Senthilmurugan, V. Performance, emission, energy and exergy analyses of gasoline fumigated DI diesel engine. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2019;136(1):281-293.

[59] Şanli, B. G., Uludamar, E., and Özcanli, M. Evaluation of energetic-exergetic and sustainability parameters of biodiesel fuels produced from palm oil and opium poppy oil as alternative fuels in diesel engines. Fuel, 2020;258:116116.

[60] Kumar, R. A critical review on energy, exergy, exergoeconomic and economic (4-E) analysis of thermal power plants. Engineering Science and Technology, an International Journal, 2017;20(1):283-292.

[61] Doğan, B., Cakmak, A., Yesilyurt, M. K., and Erol, D. Investigation on 1-heptanol as an oxygenated additive with diesel fuel for compression-ignition engine applications: An approach in terms of energy, exergy, exergoeconomic, enviroeconomic, and sustainability analyses. Fuel, 2020;275:117973.

[62] Doğan, B., Yesilyurt, M. K., Erol, D., and Çakmak, A. A study toward analyzing the energy, exergy and sustainability index based on performance and exhaust emission characteristics of a spark-ignition engine fuelled with the binary blends of gasoline and methanol or ethanol. International Journal of Engineering Research and Development, 2020;12(2):529-548.

[63] Aghbashlo, M., Tabatabaei, M., Mohammadi, P., Khoshnevisan, B., Rajaeifar, M. A. and Pakzad, M. Neat diesel beats waste-oriented biodiesel from the exergoeconomic and exergoenvironmental point of views. Energy Conversion and Management, 2017;148:1-15.

[64] Şanli, B. G. Energetic and exergetic performance of a diesel engine fueled with diesel and microalgae biodiesel. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 2019;41(20):2519-2533.

[65] Karagoz, M., Uysal, C., Agbulut, U., and Saridemir, S. Energy, exergy, economic and sustainability assessments of a compression ignition diesel engine fueled with tire pyrolytic oil− diesel blends. Journal of Cleaner Production, 2020;264:121724.

[66] Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., and Bailey, M. B. Fundamentals of engineering thermodynamics. 2010, John Wiley & Sons.

[67] Doğan, B., Erol, D., Yaman, H. and Kodanlı, E. The effect of ethanol-gasoline blends on performance and exhaust emissions of a spark ignition engine through exergy analysis. Applied Thermal Engineering, 2017;120:433-443.

[68] Doğan, B., Erol, D., and Kodanlı, E. The investigation of exergoeconomic, sustainability and environmental analyses in an SI engine fuelled with different ethanol-gasoline blends. International Journal of Exergy, 2020;32(4):412-436.

[69] Caliskan, H., and Mori, K. Environmental, enviroeconomic and enhanced thermodynamic analyses of a diesel engine with diesel oxidation catalyst (DOC) and diesel particulate filter (DPF) after treatment systems. Energy, 2017;128:128-144.

[70] M. Parthasarathya, S. Ramkumara, J. Isaac JoshuaRamesh Lalvanib, P.V. Elumalaic, B. Dhineshd, R. Krishnamoorthye, S. Thiyagarajanf, Performance analysis of HCCI engine powered by tamanu methyl ester with various inlet air temperature and exhaust gas recirculation ratios. Fuel, 282 (2020) 118833.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Erdal Tunçer, Tarkan Sandalcı. Pozitif Ateşlemeli Doğalgazlı Motora Dönüştürülmüş Bir Motorda Çevrim Atlatma Yöntemlerinin Araştırılması, 5th International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2020) Alanya Lonicera Resort & Spa Hotel, October 21-23, 2020 – Alanya, Antalya / TÜRKİYE

Pages: 539-542, Paper ID:241

2. Erdal Tunçer, Tarkan Sandalcı, Şaban Pusat, Özgün Balcı, Yasin Karagöz. Et Al., "Cycle Skipping Strategies For Natural Gas SI Engine," International Conference on Progresses in Automotive Technologies 2020, İstanbul, Turkey, pp.1-7, 2020

Makaleler

1. Tunçer E., Sandalci T., Pusat Ş. Balcı Ö. Karagöz Y. (2021). Cycle Skipping Strategy With Intake Air Cut Off For Natural Gas Fuelled Si Engine. Science Progress, Vol. 104(3) 1–20, DOI: 10.1177/00368504211031074

2. Tunçer E., Sandalci T., Karagöz Y. (2021). Investigation Of Cycle Skipping Methods In An Engine Converted To Positive Ignition Natural Gas Engine. Advances in Mechanical Engineering, Vol. 13(9), 1-10, DOI 10.1177/16878140211045454

Projeler

1. Proje Adı: Jeneratör, Endüstriyel Motor Pazarları ve Savunma Sanayi İçin Dizel veya Alternatif Yakıt Kullanan İçten Yanmalı Motorların Tasarım, Üretim Ve Ar-Ge Faaliyetleri İle Yatırım Süreçleri, Proje No: 1209017, Proje Süresi: 30 Ay, Proje Yürütücüsü: Erdal Tunçer.