

**T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**METAN KATKILI BİR DİZEL MOTORUNUN
PERFORMANS ve EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİNİN
TEK BOYUTLU MODELLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Fatih YAŞAR

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Gökhan ERGEN

TEMMUZ 2020

T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

METAN KATKILI BİR DİZEL MOTORUNUN
PERFORMANS ve EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİNİN
TEK BOYUTLU MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Fatih YAŞAR

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 21/08/2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

JÜRİ	BAŞARI DURUMU
Jüri Başkanı: Dr. Öğr. Üyesi Gökhan ERGEN	BAŞARILI
Üye: Doç. Dr. Gökhan COŞKUN	BAŞARILI
Üye: Doç. Dr. İdris CESUR	BAŞARILI



Eşime ve çocuklarıma,

BEYAN

Tez içindeki tüm sonuçların akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan sonuçların bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim

Mehmet Fatih YAŞAR

21/08/2020

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Gökhan ERGEN'e teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca değerli bilgileri ve tüm destekleri için kıymetli hocam Prof. Dr. Bahattin ÇELİK'e, çalışmalarım boyunca destek olan ve bilgilerini paylaşmakta geri durmayan Doç. Dr. İdris CESUR ve Doç. Dr. Vezir AYHAN hocalarıma, verdiği değerli bilgiler için hocam Doç. Dr. Gökhan COŞKUN'a teşekkürlerimi içtenlikle sunarım.

Hayatımı güzelleştiren ve renk katan eşim Ayşe YAŞAR ve yaşayışımın değerini görmemi sağlayan oğlum Mustafa Talha YAŞAR'a da bana sağladıkları destekler konusunda teşekkür ederim.

Temmuz 2020

Mehmet Fatih YAŞAR

(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
KISALTMALAR.....	v
SEMBOLLER	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Dizel Motorlarda Alternatif Yakıtlar	7
2. DİZEL MOTORLARDA YANMA, PERFORMANS ve EMİSYON	9
2.1 Dizel Yanma Süreci	9
2.1.1 Dizel setan sayısı	9
2.1.2 Dizel tutuşma gecikmesi.....	10
2.2 Motor ve Yanma Odası Performans Parametreleri	11
2.2.1 Motor geometrisi	11
2.2.2 Yanma ve basınç	13
2.2.3 Güç, tork ve verim	14
2.2.4 Ortalama efektif basınç.....	15
2.2.5 Efektif verim.....	16
2.2.6 Özgül yakıt sarfıyatı	16
2.2.7 Isı transferi.....	17
2.2.8 Hava fazlalık katsayısı.....	17
2.3 Yanma Odası Denge Parametreleri.....	18
2.3.1 Temel denge denklemleri	18
2.3.1.1 Egzoz ve emme akışı	19
2.3.1.2 Piston hareketi ve anlık hacim hesabı	21
2.4 Yanma Modelleri	22
2.4.1 MCC (mixing controlled combustion model) yanma modeli.....	23
2.4.1.1 Yakıt jetlerinin kinetik enerjisi için korunum	23
2.4.1.2 Tutuşma gecikmesi	24
2.4.1.3 Ön karışım yanma modeli.....	24

2.5 Emisyonlar.....	24
2.5.1 Azot oksit (NO_x) formasyonu	26
2.5.2 Karbonmonoksit CO formasyonu.....	27
2.6 Literatür Araştırması	28
3. MOTOR ÇEVİRİMİNİN SİMÜLASYONU.....	32
3.1 Tek Silindirli Modelin Oluşturulması.....	33
3.2 Deney Motoru.....	34
3.3 Deney Motorunun Teorik Olarak Modellenmesi.....	34
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	37
4.1 Deneysel Veriler ve Hesaplanan Teorik Sonuçların Performans ve Emisyon Değerleri	37
4.1.1 Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçların 1600 d/d ve 2400 d/d için basınç değerleri bakımından karşılaştırılması	37
4.1.2 Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının güç (kW) ve tork (N.m) değerleri bakımından karşılaştırılması	40
4.1.3 Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının hava fazlalık katsayısı λ ve hava debisi değerleri bakımından karşılaştırılması	41
4.1.4 Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının azot oksit (NO_x) emisyon değeri bakımından karşılaştırılması	42
4.1.5 Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının karbonmonoksit (CO) emisyon değeri bakımından karşılaştırılması	42
4.2 Metan Katkısının Motor Performans ve Emisyonlara Etkisi.....	44
4.2.1 Sabit hava/yakıt oranı (sabit hava miktarı, sabit yakıt miktarı) değerinde metan katkısının performans ve emisyonlara etkisi.....	44
4.2.1.1 Metan katkısının silindir içerisindeki maksimum basınca etkisi.....	45
4.2.1.2 Metan katkısının motor gücüne ve torkuna etkisi.....	46
4.2.1.3 Metan katkısının özgül yakıt tüketime etkisi.....	48
4.2.1.4 Metan katkısının efektif verime etkisi	49
4.2.1.5 Metan katkısının NO_x emisyon değerine etkisi	50
4.2.1.6 Metan katkısının CO emisyon değerine etkisi.....	51
4.2.2 Sabit hava fazlalık katsayısı (sabit hava debisi, azalan yakıt debisi) değerinde metan katkısının performans ve emisyonlara etkisi.....	52
4.2.2.1 Metan katkısının silindir içerisindeki maksimum basınca etkisi.....	52
4.2.2.2 Metan katkısının motor gücü ve torkuna etkisi	54
4.2.2.3 Metan katkısının özgül yakıt tüketime etkisi.....	55
4.2.2.4 Metan katkısının efektif verime etkisi	55
4.2.2.5 Metan katkısının NO_x emisyon değerine etkisi	56
4.2.2.6 Metan katkısının CO emisyon değerine etkisi	57

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER..... 59

KAYNAKLAR..... 65

ÖZGEÇMİŞ 70



KISALTMALAR

AB	: Avrupa Birliği
CFR	: Cooperative Fuel Research
MPG	: Miles Per Gallon
IC	: Internal Combustion Engine
HFK	: Hava Fazlalık Katsayısı
H/Y	: Hava Yakıt Oranı
kW	: Kilowatt
N.m	: Newton Metre
HCA	: Hierarchical Cluster Analysis
Mbps	: Megabits
St	: Station
SWAT	: Soil and Water Assessment Tool
UMN	: University of Minnesota

SEMBOLLER

τ_{id}	: Tutuşma gecikme süresi (deg)
\bar{U}_p	: Ortalama piston hızı (m/s)
R_u	: Gaz sabiti (8.314)
r	: Sıkıştırma oranı
CN	: Setan sayısı
m_c	: Silindir içerisindeki toplam kütle
u	: Özgül iç enerji
p_c	: Silindir içi basınç
V	: Silindir hacmi
Q_f	: Yakıt enerjisi
Q_w	: Duvara ısı kaybı
α	: Krank açısı
h_{BB}	: Blow-by entalpisi
$\frac{dm_{bb}}{d\alpha}$: Blow-by debisi
dm_i	: Silindire giren kütle miktarı
dm_e	: Silindirden çıkan kütle miktarı
h_i	: Silindire giren kütle entalpisi
h_e	: Silindirden çıkan kütle entalpisi
q_{ev}	: Yakıtın buharlaşma ısısı
f	: Silindir içerisindeki buharlaşan yakıtın oranı
m_{ev}	: Buharlaşan yakıt miktarı
A_{eff}	: Etkin akış alanı
P_0	: Silindir içi referans basıncı
T_0	: Silindir içi referans sıcaklığı
P_v	: Supap kanalı basıncı
R	: Gaz sabiti
y	: Anlık pistonun ÜÖN'ya olan mesafesi
a	: Krank yarı çapı
l	: Biyel kolu uzunluğu
ψ	: Dikey krank konumu ile piston Üst noktası arasındaki açı
e	: Piston öteleme mesafesi
θ	: Krank açısı
P_r	: Herhangi bir referans noktasındaki basınç, örneğin AÖN 'da
V_r	: Herhangi bir referans noktasındaki hacim değerini, örneğin AÖN 'da
$A(\theta)$: Krank açısına göre anlık, yanma odası duvar alanı
$V(\theta)$: Krank açısına göre anlık, yanma odası hacmini gösterir
$T_g(\theta)$: Silindir içi gaz sıcaklığını ve ideal gaz denklemleri ile hesaplanabilir
T_w	: Duvar sıcaklığı
$h_g(\theta)$: Isı iletim katsayısı
C_1, C_2	: Motor devir hızına bağlı sabit katsayılar

Q_{MCC}	: Açığa çıkan toplam ısıyı
C_{comb}	: Yanma oranı sabiti
C_{rate}	: Karıştırma oranı sabiti
k	: Türbülans kinetik enerjisinin yerel yoğunluğunu
m_f	: Gerçek buharlaşan yakıt kütesini
LHV	: Alt ısı değeri
V	: Silindir anlık hacmi
α	: Anlık krank açısını
$w_{Oxygen,available}$: Oksijenin kütle yüzdesini
C_{EGR}	: EGR sabitini
E_{kin}	: Jet kinetik enerjisini
C_{turb}	: Türbülans enerjisi üretim katsayısını
C_{Diss}	: Yayınım sabitini
$m_{F,I}$: Püskürtülen yakıt kütesini
μ	: Enjektör delik çapını
ρ_F	: Yakıt yoğunluğunu
n	: Motor devri
m_{stoich}	: Taze hava dolgusunun teorik kütesini
λ_{Diff}	: Difüzyon yanması için hava fazlalık katsayısı
t	: Zamanı göstermektedir
$m_{fuel,id}$: Tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarı
C_{PMC}	: Ön karışım parametresi
$C_{PMC-Dur}$: Ön karışım süresi faktörü
$C_{PostProcMult}$: NO_x Üretim hızını etkilemek için ayar parametresi
$C_{KineticMult}$: Denge koşullarından NO_x oluşum oranını için ayar parametresi
r_{CO}	: CO üretim veya imha miktarı
C_{Const}	: CO formasyon oranı ayar parametresi

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 1.1 : Hafif ticari ve yolcu araçları için EURO 6 standartları [3].....	5
Tablo 2.1 : Setan sayısı hesaplamak için gerekli olan standart koşullar [25].....	10
Tablo 2.2 : NO_x formasyon modeli.....	26
Tablo 2.3 : Karbonmonoksit formasyon modeli.....	28
Tablo 3.1 : Super Star motoru teknik verileri.	34
Tablo 4.1 : Stokiyometrik H/Y oranları.....	44
Tablo 5.1 : Deneysel çalışma sonuçları ile teorik sonuçların yüzdesel hatalar ile karşılaştırılması.....	60

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1	: Avrupa Çevre Ajansına (2019) göre 2000-2017 yılları arasında DSÖ hava kalitesi yönergelerinin üzerinde hava kirletici konsantrasyonlarına maruz kalan AB kentsel nüfusu [3].	2
Şekil 1.2	: AB yolcu araçları için kara yolu filosunun Euro 3'den Euro 6'ya REMOTE SENSİNG [8] ile tahmin edilen azot oksit (NO _x) emisyonları (g / km cinsinden) [3]......	4
Şekil 1.3	: Ortalama CO ₂ emisyonları tarihsel gelişimi ve AB-28'deki yeni binek otomobiller ve kamyonetler için hedefler [11]......	6
Şekil 1.4	: Büyük Üreticiler İçin Tahmini Gerçek Dünya Yakıt Ekonomisi ve CO ₂ Değişimi [10]......	6
Şekil 2.1	: Basitleştirilmiş dizel yanması [13].	10
Şekil 2.2	: Şlider-Krank mekanizması [13]......	12
Şekil 2.3	: silindir içi enerji dengesi.	18
Şekil 2.4	: Emme ve egzoz akış katsayıları [34].	20
Şekil 2.5	: Sabit akış tezgahı.	20
Şekil 2.6	: Standart krank mekanizması [35].	21
Şekil 2.7	: Hava fazlalık katsayısına göre emisyon değişimleri [38].	25
Şekil 2.8	: Hacimce yüzde olarak, ham emisyonlar (katalizörsüz). (a) buji ateşlemeli motoru ve (b) dizel motor [38].	26
Şekil 2.9	: HFK ya göre ölçülen ve hesaplanan NO miktarı [40].	27
Şekil 3.1	: Boost kullanıcı arayüzü.	33
Şekil 3.2	: Deney motoru.	34
Şekil 4.1	: 1600 d/d için deneysel sonuçlar ile hesaplanan teorik sonuçlarının basınç (bar) karşılaştırılması.	38
Şekil 4.2	: 1600 d/d için deneysel sonuçlar ile hesaplanan teorik sonuçların ısı salınım oranları(J/deg) karşılaştırılması.	38
Şekil 4.3	: 2400 d/d için deneysel sonuçlar ile hesaplanan teorik sonuçların basınç(bar) karşılaştırılması.	39
Şekil 4.4	: 2400 d/d için deneysel sonuçlar ile hesaplanan teorik sonuçların ısı salınım oranları (J/deg) karşılaştırılması.	39
Şekil 4.5	: Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının güç (kW) değeri bakımından karşılaştırılması	40
Şekil 4.6	: Deneysel sonuçlar ile teorik sonuçlarının tork (N.m) bakımından karşılaştırılması.	41
Şekil 4.7	: Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının HFK (%) değeri bakımından karşılaştırılması.	41
Şekil 4.8	: Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının emilen hava debisi (g/s) değeri bakımından karşılaştırılması.	42

Şekil 4.9	: Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının NO_x (ppm) emisyon değeri bakımından karşılaştırılması.....	43
Şekil 4.10	: Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının CO (%) emisyon değeri karşılaştırılması.	43
Şekil 4.11	: Hava/Yakıt oranı.	45
Şekil 4.12	: Hava fazlalık katsayısı.	45
Şekil 4.13	: Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının maksimum basınca (bar) etkisi.	46
Şekil 4.14	: Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının motor gücüne (kW) etkisi.....	47
Şekil 4.15	: Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının motor torkuna (N.m) etkisi.	47
Şekil 4.16	: Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının özgül yakıt tüketimine (g/kW.h) etkisi.	48
Şekil 4.17	: Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının efektif verime (%) etkisi.	49
Şekil 4.18	: Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının azot oksit emisyon (ppm) değerine etkisi.	50
Şekil 4.19	: Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının karbonmonoksit (%) emisyon değerine etkisi.....	51
Şekil 4.20	: Değişken yakıt oranında hava fazlalık katsayısı.	52
Şekil 4.21	: Değişken yakıt miktarında hava/yakıt oranı.	53
Şekil 4.22	: Değişken yakıt oranında metan katkısının silindir içi maksimum basınca (bar) etkisi.	53
Şekil 4.23	: Değişken yakıt oranında metan katkısının motor gücüne (kW) etkisi.	54
Şekil 4.24	: Değişken yakıt oranında metan katkısının motor torkuna (N.m) etkisi.	54
Şekil 4.25	: Değişken yakıt oranında metan katkısının özgül yakıt tüketimine (g/kW.h) etkisi.....	55
Şekil 4.26	: Değişken yakıt oranında metan katkısının efektif verime (%) etkisi.	56
Şekil 4.27	: Değişken yakıt oranında metan katkısının NO_x (ppm) emisyon değerine etkisi.	57
Şekil 4.28	: Değişken yakıt oranında metan katkısının CO (%) emisyon değerine etkisi.	58

METAN KATKILI BİR DİZEL MOTORUNUN PERFORMANS ve EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİNİN TEK BOYUTLU MODELLENMESİ

ÖZET

Yüksek performansları, düşük yakıt tüketimleri ve maliyetleri gibi özellikleri nedeniyle dikkat çeken dizel motorlar araştırmaların odak noktası arasında yer almaktadır. Özellikle alternatif yakıt araştırmalarının da yoğunlaştığı çalışmalarda bilgisayar modellerinin kullanımının da yaygınlaştığı görülmektedir.

Özellikle motor tasarımı ve optimizasyonunda bilgisayar modellerinin kullanılması, araştırmacıları önemli bir maliyetten kurtarmakta ve araştırmacıların amaçlarına daha hızlı bir şekilde ulaşmalarını sağlamaktadır.

Günümüzde AVL-Boost, Ricardo-WAVE, GT-Power gibi pek çok farklı yazılım kullanılmakta olup her biri kendi içerisinde farklı özellikler taşımaktadır.

Bu çalışmada tek silindirli bir dizel motoru bilgisayar optimizasyonu yapılarak sanal ortamda modellenmiştir. Bu sayede yapılacak alternatif yakıt çalışmalarında gereksiz vakit ve maliyet kaybının önüne geçilmesi hedeflenmiştir. Aynı zamanda alternatif yakıt katkısı da eklenerek etkilerin deney yapılmadan incelenebilmesi sağlamıştır.

Çalışmada kullanıcı dostu ara yüzü farklı parametrelere kolayca kontrol edebilme gibi özelliklerinden dolayı ve yaygın kullanımı nedeniyle AVL-Boost yazılımı seçilmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında, daha önceden yapılan çalışmalar ışığında, standart bir dizel motorun model kapsamında optimizasyonu sağlanmış, ikinci aşamasında ise alternatif yakıt olarak metan gazı kullanımının etkileri model çerçevesinde teorik olarak analiz edilmiştir.

Alternatif Yakıt olarak rezervlerinin yeterli olması, yakıt özellikleri ve düşük fiyatı nedeniyle dizel motorlarında kullanımı uygun görülen Doğalgazın büyük çoğunluğunu ihtiva eden Metan gazı seçilmiştir. Metan (CH_4) gazı motorine %20, %40, %60 ve %80 oranına ilave edilmiş ve etkileri incelenmiştir.

Test biçimlerine göre iki farklı değerlendirme metodu uygulanmıştır. Birinci metotta her yakıt katkısı için silindir içine aynı miktarda yakıt girdisi sağlanarak elde edilen değişim, diğerinde ise yakıt miktarı değişimi ile sabit güç ve sabit tork değerlerinde elde edilen değişim incelenmiştir. Sabit yakıt miktarı ile maksimum basınç, güç, tork artarken ÖYT düştüğü, CO emisyonlarında ise azalma, NOx emisyonlarında da artma gözlemlenmiştir. Yakıt miktarının her yakıt miktarı değişimi ele alınan kısım için ise maksimum basınç düşük devirlerde farklılık gösterse de yüksek devirlerde motorin kullanımına göre aynı kalmış, güç ve tork ise sabit olarak hesaplanmış ve NOx ve CO emisyonlarında belirgin bir azalma tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçların, benzer parametreler ile yapılan deneysel çalışmalar ile örtüştüğü gözlemlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Metan, Motorin, AVL Boost, Bilgisayar Destekli Modelleme

ONE-DIMENSIONAL MODELING OF PERFORMANCE AND EMISSION CHARACTERISTICS OF A METHANE ADDITIVE DIESEL ENGINE

SUMMARY

Diesel engines, which draw attention due to their high performance, low fuel consumption and costs, are among the focal points of the research. It is observed that the use of computer models has also become widespread especially in studies where alternative fuel researches are also concentrated.

The use of computer models, especially in engine design and optimization, saves researchers from a significant cost and enables them to achieve their goals faster.

Today, many different software like AVL-Boost, Ricardo-WAVE, GT-Power are used and each of them has different features.

In this study, a single cylinder diesel engine was modeled in a virtual environment by computer optimization. In this way, it is aimed to prevent unnecessary time and cost loss in alternative fuel studies. At the same time, an alternative fuel additive was added, allowing the effects to be examined without experiment.

In the study, AVL-Boost software was chosen due to its features such as easy control of the user-friendly interface to different parameters and its widespread use. In the first stage of the study, a standard diesel engine was optimized within the scope of the model, and in the second stage, the effects of using methane gas as an alternative fuel were analyzed theoretically within the framework of the model.

As an alternative fuel, methane gas, which contains the majority of natural gas, which is deemed suitable for use in diesel engines due to its fuel properties and low price, was chosen. Methane (CH_4) gas was added to the engine at the rate of 20%, 40%, 60% and 80% and its effects were investigated.

Two different evaluation methods were applied according to the test formats. In the first method, the change obtained by providing the same amount of fuel input into the cylinder for each fuel additive, in the other, the change in the amount of fuel and the change in constant power and constant torque values were examined. It was observed that while the maximum amount of pressure, power and torque increased with the fixed fuel amount, it was observed that there was a decrease in the bsfc, a decrease in CO emissions and an increase in NOx emissions. Although the maximum pressure differs at low speeds for each part of the fuel quantity change, the amount of fuel remained the same with the use of diesel at high speeds, the power and torque were calculated constant and a significant decrease in NOx and CO emissions was determined.

Keywords: Methane, Diesel, AVL Boost, Computer Aided Modeling

1. GİRİŞ

Enerji, yaşamın temel ihtiyaçlarının karşılanmasında önemli bir araçtır. Nüfusun artması ve genişlemekte olan sanayileşme süreci, enerjiye duyulan ihtiyacı artırmaktadır. Bu sebeple, enerji tanımında çeşitli zorluklara yol açmakta ve enerji ihtiyacına sebep olmaktadır. 1970'li yıllar enerji için dönüm noktasıdır. 1973 yılında ki yaşanan petrol krizi ile petrol ve türevleri tarafından elde edilen enerji konusunda ülkeler büyük sıkıntılar yaşamıştır. Yaşanan kriz ile toplumlar enerji alanında farklı yaklaşımların arayışı içine girerek, özellikle yeni kaynak arayışı ülkelerin başlıca gündemine yerleşmiştir. Kriz ile birlikte yerel kaynaklara ilgi artarak, sahip olunan bu kaynakların verimliliği artırılması hedeflenmiştir. Ayrıca tek bir kaynağa bağımlı kalmamak içinde bir çok farklı enerji türüne yatırım yapılmaktadır. Bununla birlikte, güvenli, ekonomik, çevre dostu ve rezerv sorunu olmayan enerji kaynaklarını, günümüz teknolojisi ile ve sosyal yaşamı destekleyecek bir yöntemle kullanılması gerekmektedir.

18.yy.'ın sonlarında içten yanmalı motorların tarihi başlamaktadır. Benzin ve dizel motorlarının ortaya çıkması ile bu tarih süreci başlamaktadır. İçten yanmalı motorlar 18.yy.'dan itibaren geliştirilerek günümüz teknolojisine ulaşmıştır. İçten yanmalı motorlar, günümüzde güç sistemleri, tahrik sistemleri ve enerji gibi pek çok alanda önemli bir yere sahip olmaktadır [1]. İçten yanmalı motorlar taşımacılık dışında bir çok farklı alanda kullanılması önemini günden güne artırmaktadır. Ancak petrol esaslı yakıtlar ile enerji üretimini gerçekleştiren içten yanmalı motorlarda, petrolün kısıtlı rezervlere sahip olması ve petrol esaslı yakıtların yanması ile ortaya çıkan kirletici emisyonların hava kirliliğine sebep olması ile hava kirliliğini azaltmak için ülkeler kısıtlamalar getirmek zorunda kalmaktadır [2].

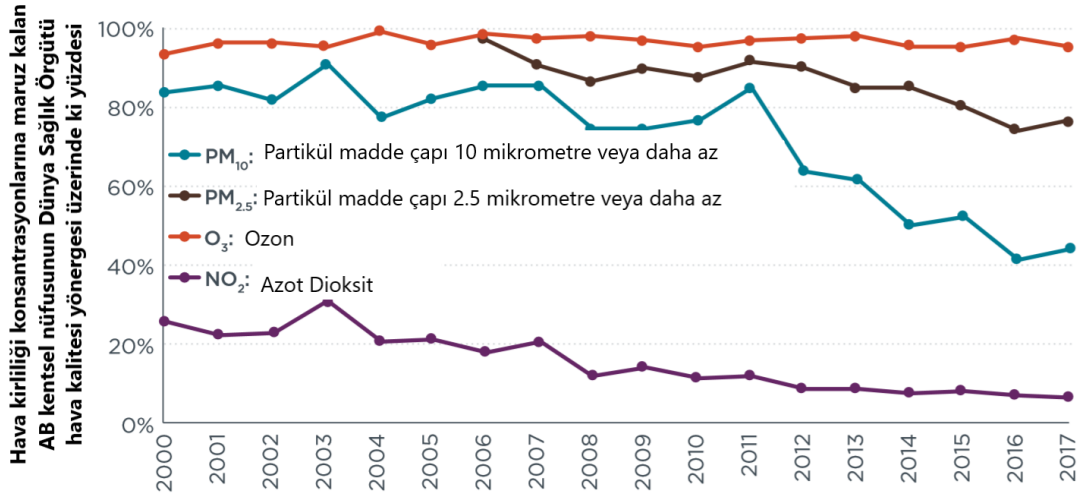
Hava kirliliği, devletleri emisyon sınırlandırması getirmelerine yön veren etkidir. Sanayileşen ve bu sanayileşmeyi geliştiren kentlerde ki hava kirliliğinin yaklaşık % 60-70 oranındaki kısmının içten yanmalı motorlar tarafından üretildiği ifade edilmektedir. Taşımacılıkta kullanılan içten yanmalı motorların egzoz emisyonları,

hava kirliliğinin temel sebebidir. Yakıt ve yağ buharı, lastik kalıntıları ve kurşun bileşikleri de kirleticiler arasında yer almaktadır [2].

Küresel olarak devletler içten yanmalı motorlarda emisyon standartları getirerek, motorlu taşıt üreticilerini egzoz emisyonlarını düşürmeye zorlamaktadır.

Yılda 400.000'den fazla erken ölümden sorumlu olan hava kirliliği, Avrupa Birliğinde (AB) erken ölümün önde gelen çevresel nedenidir. Dünya Sağlık Örgütüne (DSÖ) göre, hava kirliliğine maruz kalmak, kalp krizi ve astım gibi kalp ve solunum rahatsızlıklarına neden olabilir; sinir ve üreme sistemlerini etkileyebilir; ve kanser, felç, diyabet ve Alzheimer hastalığı oluşumlarıyla ilişkilendirilmiştir [3–5].

Devletlerin son on yıllardaki çabalarına rağmen, AB'nin kentsel nüfusunun yaklaşık sekizde biri AB hava kalitesi standartlarını aşan kirletici emisyonlarına maruz kalmaktadır. Dahası, DSÖ'nün daha katı hava kalitesi yönergelerine göre, kentsel alanlarda yaşayan neredeyse tüm AB vatandaşları zararlı kabul edilen bazı hava kirleticilerinin seviyelerine maruz kalmaktadır. Şekil 1.1 Avrupa'nın kentsel nüfusunun maruz kaldığı emisyon oranını göstermektedir. partikül madde (PM_{2.5}vePM₁₀), ozon (O₃) ve azotdioksit (NO₂) seviyelerine DSÖ'nün hava kalite yönergelerinin üstünde olduğu görülmektedir [6].



Şekil 1.1 : Avrupa Çevre Ajansına (2019) göre 2000-2017 yılları arasında DSÖ hava kalitesi yönergelerinin üzerinde hava kirletici konsantrasyonlarına maruz kalan AB kentsel nüfusu [3].

Emisyon standartları, Avrupa'da 1970 yılına kadar ele alınmamıştır. 70/220/EEC sayılı Direktif, benzinle çalışan araçlardan kaynaklanan CO ve HC için emisyon sınırları

belirlemiştir. Simgesel direktif, kapsamını genişletmek için önümüzdeki on yıllar boyunca birkaç kez değiştirilmiştir. 1977’de NO_x için emisyon sınırları getirilmiştir (Direktif 77/102/EEC), dizel araçların emisyonlarında de kapsayan değişiklikler 1983 yılında kabul edilmiştir (Direktif 88/436/EEC) ve 1988’de dizel araçlar için partikül kütle (PM) emisyon limiti getirilmiştir (Yönerge 88/436/EEC). 1992’de, bugün Euro 1 (91/441/EEC Direktifi) olarak bilinen düzenlemenin getirilmesi, kirlilik kontrolü için yeni bir kontrol dönemine işaret etmektedir. O zamandan beri, Avrupa Birliği Euro 2 (Direktif 96/69/EC), Euro 3 ve 4 (Direktif 98/69/EC) ve Euro 5 ve 6 (Yönetmelik 715/2007) standartları emisyon sınırlarını daha da sıkılaştırmak için hızlıca düzenlenmiştir.

Avrupa Komisyonunun 2005 yılında kabul edilen Hava Kirliliği Stratejisi, genel bir hava kalitesi iyileştirme stratejisinin bir parçası olarak ulaşım emisyonlarını azaltmaya çalışmıştır. Euro 6/VI emisyon standartları özellikle “hava kalitesini iyileştirmek ve hava kirliliği sınır değerlerine uymak için dizel araçlardan kaynaklanan NO_x (azot oksitler) emisyonlarında önemli bir azalma gerektiğini” belirtmektedir. 2005 yılında üye devletlerin 2010 yılına kadar ortalama NO_2 sınır değerlerine ulaşmada zorluklarla karşılaşacağı öngörülmüştür. Bu sebeple Euro 6/VI emisyon standartlarının benimsenmesinin belirleyici bir faktör olacağı açıkça tahmin edilmiştir. Teklif ayrıca NO_x emisyon standartlarının karşılanmasının “dizel motorların yakıt tüketimi ve hidrokarbon ve karbonmonoksit emisyonları açısından avantajlarını aşmadan Euro 6 aşamasında iddialı sınır değerlere ulaşılmasını gerektirdiğini” kaydetmiştir. NO_x için erken aşamada emisyon standartları, dizel teknolojisini takip etmeye devam etmek isteyen araç üreticileri için uzun vadeli planlama güvenliği sağlayacağı ön görülmüştür [7].

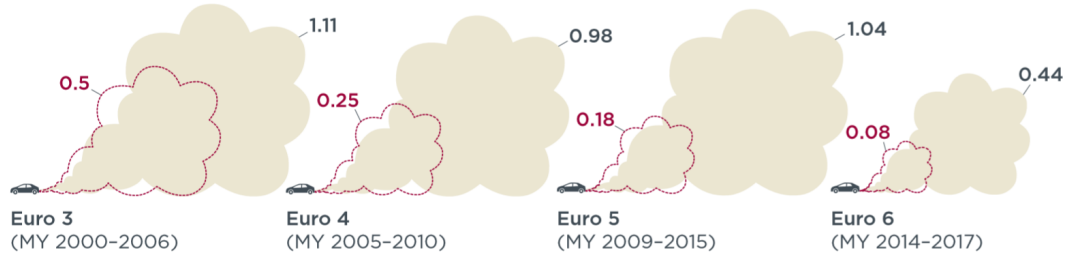
Ağır hizmet araçları için Euro VI limitleri, 595/2009 sayılı Yönetmelikte getirilerek ve 582/2011 ve 133/2014 Yönetmelikleri ile değiştirilmiştir. Hafif hizmet araçları için 2007’de yürürlüğe giren 715/2007 sayılı Yönetmelik kapsamında Euro 5 limitleri ile birlikte Euro 6 limitleri, bu sınıf için getirilmiştir. Euro 5 ve 6 hafif ticari araç standartlarının aynı anda ortaya sürülmesi, otomotiv endüstrisine gelecekteki emisyon limitlerini karşılamak için stratejiler geliştirmek için daha uzun süre sağlamıştır. Avrupa standartlarını izleyen diğer ülkeler, emisyon değerlerini karşılayacak teknoloji

mevcut olduğunda, hafif hizmet araçları için doğrudan Euro 6'ya ve ağır hizmet araçları için Euro VI'ya geçebilecektir [7].

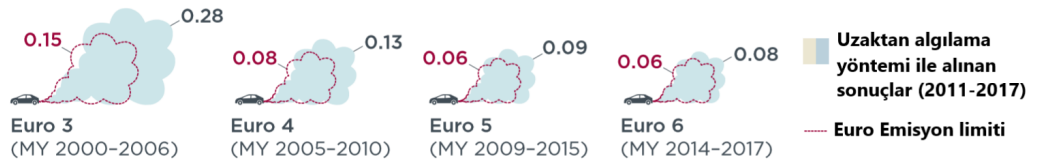
G-20 ülkeleri küresel araç satışlarının yüzde 90'nını oluşturuyor ve 20 üyeden 17'si araç emisyon kontrolü için Avrupa yasal yolunu izlemeyi seçmiştir. Avrupa yolu, 1992'de Euro 1/I ile başlayıp 2015 yılında Euro 6/VI'ya ilerleyen, giderek daha sıkı emisyon kontrol gereksinimlerinin altı aşamasından oluşmaktadır. Birçok Asya ve Latin Amerika ülkesi şu anda yürürlükte olan Euro 2/II, 3/III ve 4/IV standartlarına sahiptir [7].

Şekil 1.2 de de görülen gerçek dizel NOx emisyonları Euro 3'ten Euro 5'e büyük ölçüde sabit kaldığı gözlemlenebilmektedir. Euro 6 dizel araçlar Euro 5'e kıyasla NOx'te bir azalma gösterse de, gerçek emisyonları hala Euro 6'nın birkaç katından daha fazla olduğu bilinmektedir. Benzinli araçlardan kaynaklanan NOx emisyonları ise geçerli Euro standardının belirlediği sınırdaki düşüşlerle orantılı olarak azalmaktadır [3].

Dizel otomobil azot oksit (NOx) emisyonları (g/km)



Benzinli otomobil azot oksit (NOx) emisyonları (g/km)



Şekil 1.2 : AB yolcu araçları için kara yolu filosunun Euro 3'den Euro 6'ya REMOTE SENSİNG [8] ile tahmin edilen azot oksit (NOx) emisyonları (g / km cinsinden) [3].

Günümüz hafif ticari ve yolcu araçları için istenilen regülasyonlar tablo 1.1 verilmiştir.

Avrupa Çevre Ajansı (AÇA) kısa bir süre önce, yeni otomobillerden kaynaklanan CO₂ emisyonlarının son 10 yılda % 27 azaldığını ve yeni kamyonlardan gelenlerin son 5 yılda >% 9 azaldığını bildirmektedir. Şekil 1.3 bu durumu detaylı bir şekilde göstermektedir. Yolcu otomobillerinden kaynaklanan 2016 ortalama CO₂ emisyonu

118,1 g/km idi ve şekil 1.3 incelendiğinde 95 g/km'lik 2021 hedefini karşılamak için düşüş hızı devam etmektedir [9].

Tablo 1.1 : Hafif ticari ve yolcu araçları için EURO 6 standartları [3].

	LDV, LCV Sınıf 1 ^a		LCV Sınıf2		LCV Sınıf 3	
	Benzin ^b	Dizel ^c	Benzin	Dizel	Benzin	Dizel
NMHC (mg/km)	68	-	90	-	108	-
THC (mg/km)	100	-	130	-	160	-
NO _x (mg/km)	60	80	75	105	82	125
THC + NO _x (mg/km)	-	170	-	195	-	215
CO (mg/km)	1000	500	1810	630	2270	740
PM (mg/km)	4.5 ^d	4.5	4.5 ^d	4.5	4.5 ^d	4.5
PN (#/km)	6x10 ^{11d}	6x10 ¹¹	6x10 ^{11d}	6x10 ¹¹	6x10 ^{11d}	6x10 ¹¹

LDV : Hafif yolcu araçları, LCV : Hafif ticari araçları

Notlar : ^a Sınıf 1 ila 3 taşıt ağırlık sınıfıdır.

^b Benzin, pozitif ateşlemeli (PI) motorlar için proxy terimi olarak kullanılır.

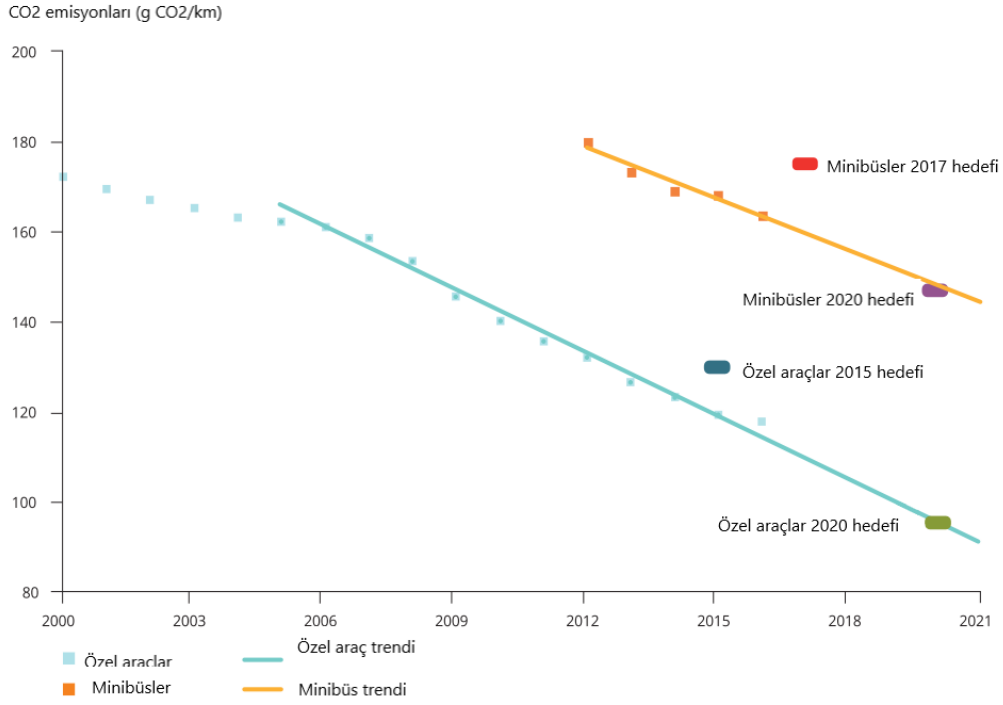
^c Dizel, sıkıştırma ateşlemeli (CI) motorlar için proxy terimi olarak kullanılır.

^d Sadece doğrudan enjeksiyonlu motorlar için geçerlidir

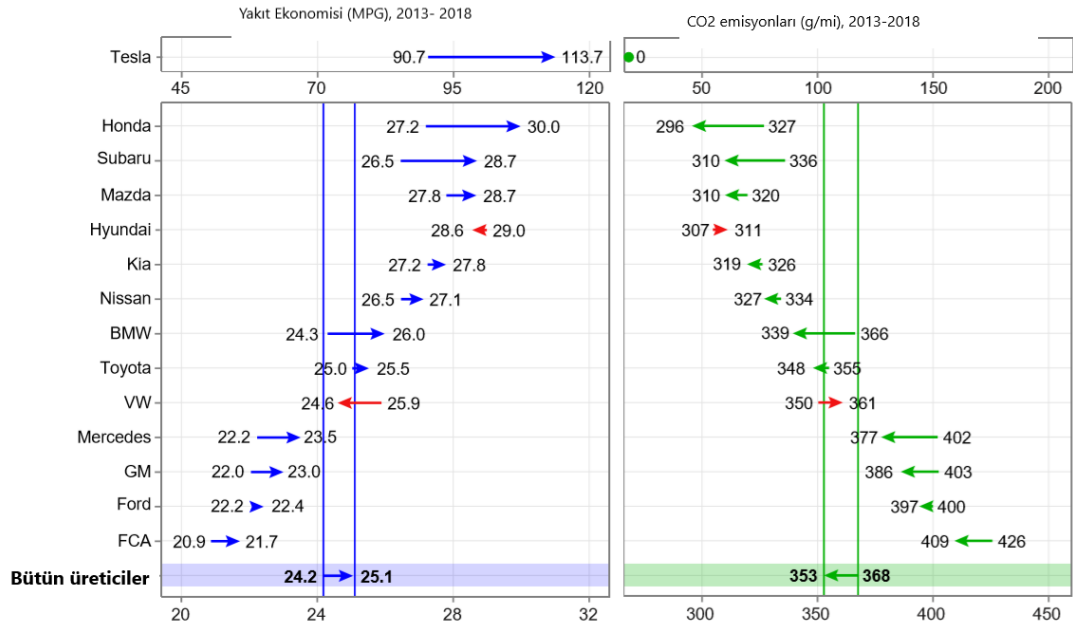
Birleşik Devletler Çevre Koruma Ajansı, MY2018 kişisel araçları için 359 g/mi (223g/km) olan gerçek dünyadaki CO₂ emisyon oranlarını da yayımlamıştır. MY2017 araçlarının % 26'sı zaten 2020 standartlarını karşılayabilirken, sadece %5'i 2025 standartlarını karşılayabilecek ve bu markaların hepsinde bir miktar hareketlenme olmaktadır [10].

Motorlu taşıt emisyonları ve hava kirliliğine olan bağlantıları, yanma emisyonları ile fotokimyasal duman arasındaki bağlantının kurulduğu 1950'lerden beri ciddi bir sorun olarak kabul edilmektedir [12]. Karbonmonoksit (CO), yanmamış hidrokarbonlar (HC), azot oksitler (NO_x) ve partikül emisyonları, yalnızca doğrudan maruz kalmayla ilişkili sağlık etkileri nedeniyle değil, aynı zamanda daha da önemlisi, atmosferde PM_{2.5} ve ozon oluşumunun başlıca sebebi olduğu bilinmektedir [3]. Şekil 1.4'de büyük üreticiler için yakıt ekonomisi ve CO₂ değişimi yer almaktadır.

Mevcut içten yanmalı motorların emisyon seviyesi, 40 yıl önce ki emisyon seviyelerinin yaklaşık %5'ine düşmüştür. Günümüzde emisyon gereksinimlerinin karşılanması, içten yanmalı motorların tasarımında ve işletiminde önemli faktörlerden biridir. İçten yanmalı motorlardan kaynaklanan başlıca emisyonlar azot oksitler (NO_x), karbonmonoksit (CO), hidrokarbonlar (HC), parçacıklar (PM) ve aldehitlerdir. İçten yanmalı motor havadaki NO_x, CO ve HC kirleticilerinin yaklaşık yarısının kaynağı olduğundan, bu yanma sonu ürünleri önemli bir hava kirliliği kaynağıdır [13].



Şekil 1.3 : Ortalama CO2 emisyonları tarihsel gelişimi ve AB-28'deki yeni binek otomobiller ve kamyonetler için hedefler [11].



Şekil 1.4 : Büyük Üreticiler İçin Tahmini Gerçek Dünya Yakıt Ekonomisi ve CO2 Değişimi [10].

Silindirlerde gerçekleşecek verimli bir yanma ile yakıt tüketiminde ve kirletici emisyonlarda azalma sağlanmaktadır. Günümüzde de çok ça yapılan çalışmalar, silindir içi verimini arttırmak adına yapılmakta ve bu çalışmalar hızla devam etmektedir. Bilgisayar destekli yapılan içten yanmalı motor çalışmaları günümüzde önemli bir konuma gelmiştir. Gerçeğe yakın sonuçların elde edilebildiği bilgisayar destekli

çalışmalarda gelişen yazılım ve bilgisayar teknoloji ile birlikte bir çok çalışma deneysel çalışmaların yerini almıştır [14].

İçten yanmalı (IC) motor, sanayi devriminden bu yana en büyük icatlardan biridir. Bilgisayar ise bilgi devrimini hızlandırmış olup, İY motor tasarımı ve optimizasyonunda bilgisayar modellerinin kullanımı, son on yılda motor verimliliğini önemli ölçüde artırmış ve emisyonları azaltmıştır. Öngörülebilir gelecekte, bilgisayar destekli motor optimizasyonu, İY motorların modern taşımacılıktaki canlılığını ve rolünü güçlendirmeye devam edecektir [15].

Yüksek hızlı bilgisayarların ve gelişmiş ölçüm tekniklerinin ortaya çıkması ile, içten yanmalı motor tasarım süreci, bilgisayar tabanlı mühendislik yazılımının kullanıldığı yarı-deneysel sürece dönüşmüştür. Geçmişte öne sürülmüş motor tasarımları için dahi, günümüzde ki mühendislik tabanlı yazılımlar kullanılmıştır. Başarılı bir motorun geliştirilmesi, farklı metotların ve analizlerin kullanım bilgisi ile, bu bilginin parametreleştirilme ve uyumlu deneylerle desteklenmesi ile meydana gelmektedir [13].

1.1 Dizel Motorlarda Alternatif Yakıtlar

Geleneksel olarak, buji ateşlemeli (SI) benzinli motorlar ve sıkıştırma ateşlemeli (CI) dizel motorlar, ağır taşımacılıkta ve binek olarak kullanılır. Bir İY benzinli motorun tasarımı genellikle bir dizel motorundan daha hafif ve daha kompakttır ve aynı zamanda binek otomobillerin olmazsa olmazı, sessiz çalışırlar. Dizel motorlar ise, aksine, kamyonlar ve otoyol dışı mühendislik uygulamaları için daha güçlüdür ve güç çıkışı başına daha az yakıt tüketmektedir. Dizel motorlarındaki son gelişmeler, dizel motorlarını daha iyi yakıt ekonomisi ve daha az kirletici emisyon özellikleri kazandırmaktadır. Bu gelişmeler binek araçlar için dizel motor kullanım potansiyelini arttırmaktadır. Dizel motorlar artık Avrupa otomobil pazarının % 50'sinden fazlasını paylaşmakta ve bu oranın daha da artması beklenmektedir [15].

Dizel motorlarının kullanımının günden güne artması, kullanılabilecek alternatif yakıt arayışlarını hızlandırmıştır. Konumdan konuma değişen çalışmalar, literatür de yer almaktadır. Literatürde yer alan bu çalışmalar incelendiğinde ülkelerin sahip olduğu teknolojik ve endüstriyel gelişmeleri ile birlikte sahip oldukları enerji kaynaklarının

çeşidi bu çalışmalar üzerinde etkili olduğu görülmektedir. Alternatif yakıt olarak kullanılabilen biyodizel, doğalgaz (sıkıştırılmış ya da sıvılaştırılmış biçimde), sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), hidrojen, alkol ve alkol türevi yakıt (metanol, etanol vb.) çeşitlerinin dizel motorlarda kullanımları ön plana çıkmaktadır [16].

Teknik özellikleri ve bir çok farklı enerji türüne göre ucuz olması sebebi ile doğalgaz motorlarda kullanımı alternatif yakıt olarak son derece uygundur. Bu sebepler ile içten yanmalı motor kullanıcılarının büyük bir çoğunluğunun ilgisini çekeceği ön görülmektedir. Hava kirliliğini azaltmada, doğalgaz kaynaklarının çokluğu ve petrol ve türevlerinin kullanımı azaltmasında ki etkilerinden dolayı doğalgaz kullanımı artmaktadır. 1970'lerdeki petrol krizinden sonra doğalgaz kullanımı bütün dünyada yaygınlaşmaktadır. Kriz sonrası, ülkeler dizel ve benzinli araçlarda doğalgaz kullanımının yaygınlaştırılması için destek olmuştur. Kullanım alanı olarak doğalgaz bir çok farklı alanda ancak özellikle taşıtlarda kullanımı çok geniştir. Kamyonet ve kamyonlarda, tripotörlerde, otobüslerde, binek otomobillerde, uçaklarda, lokomotiflerde ve kargo gemilerinde doğalgaz içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılmaktadır [17].

Papagiannakis ve diğ. doğal gaz oranındaki artışın, özellikle yüksek yükte, normal dizele kıyasla daha düşük NO_x emisyonu ile sonuçlandığını, ancak düşük ve ara yüklerde daha yüksek CO ve yanmamış hidrokarbon (UHC) emisyonlarına yol açtığını ifade etmişlerdir [18].

Liu ve diğ. optimize edilmiş pilot enjeksiyon zamanlaması ile püskürtülen yakıt miktarının etkilerini araştırmışlardır. Sonuçlarında, çift yakıtlı çalışan mod, saf dizel moduna kıyasla NO_x emisyonlarını ortalama % 30 azalttığını göstermişlerdir. Hidrokarbon emisyonları, % 90' nın yanmamış metan olduğu saf dizel modundan çok daha yüksek oranda olduğu tespit edilmiştir. Ancak doğal gaz miktarının azalmasıyla önemli ölçüde azaldığını da deneyle göstermişlerdir [19].

2. DİZEL MOTORLARDA YANMA, PERFORMANS ve EMİSYON

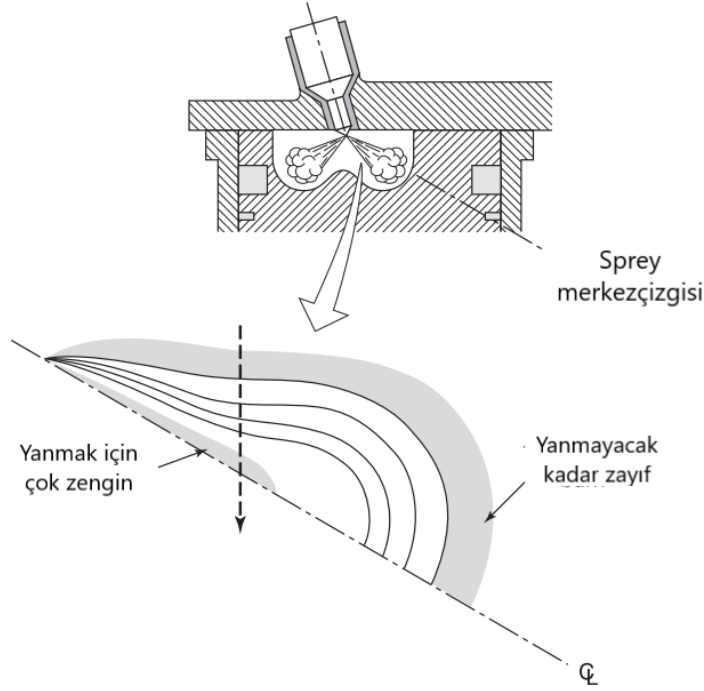
2.1 Dizel Yanma Süreci

Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda; uçuculuk değeri düşük yakıt, akışkan fazından iyi derecede atomize edilmiş faza, buharlaştırılmış, hava ile karıştırılmış ve sıcaklığı kendi kendine yanması gereken noktaya ulaşmış olması gerekmektedir [13]. Yanma olayı üç ayrı safha halinde incelenmektedir. Bu safhalar yanma gecikmesi, ön-karışım yanması ve karışım-kontrollü yanma şeklindedir [20].Püskürtme başlangıcı ile ilk tutuşma arasında geçen süre tutuşma gecikmesi olarak adlandırılmaktadır. Enjektörlerin etrafında buhar-hava karışımı bölgeleri oluştuğunda otomatik ateşleme sıcaklığında veya üstünde olduğunda, yakıt kendiliğinden tutuşmaktadır. Bu başlangıç, buhar-hava karışımı ön karışım yanması olarak adlandırılır [21]. Püskürtülen yakıtın tamamen yanması ile karışım-kontrollü yanma safhasına geçilmektedir. Yanma oranı bu safhada, yakıtın etrafındaki hava ile ne kadar karışabildiğine bağlıdır [22].

Önceden karıştırılmış ve karıştırma kontrollü fazların her birinde yakılan yakıt miktarı sadece motor ve enjektör tasarımına değil, aynı zamanda yakıt türü ve yükten de etkilenir. Rölantide, küçük çaplı dizel motorlara enjekte edilen yakıtın çoğu önceden karıştırılmış fazda yanar. Yük arttıkça, enjeksiyon süresi, karıştırma kontrollü fazda, önceden karıştırılmış faza göre artar [23]. Şekil 2.1’de basit bir dizel yanma modeli vardır.

2.1.1 Dizel setan sayısı

Dizel yakıtların kendi kendine tutuşabilmesi beklenmektedir. Tutuşabilme ölçüsüne, oktan sayısının tersi olarak, setan sayısı denilmektedir. Setan sayısı yüksek olduğunda tutuşma gecikmesi kısa, düşük ise geç olmaktadır. Yüksek setan sayılı bir dizel yakıtı da enjektörlere zarar vereceğinden tercih edilmemektedir. Yüksek hızlı motorlarda setan sayısı 45 - 55 arasında değişirken, büyük gemi motorlarında fuel-oil olarak da adlandırılan, setan sayısı 20 olan yakıt kullanılmaktadır.



Şekil 2.1 : Basitleştirilmiş dizel yanması [13].

Setan sayısı skalası 0-100 arasında değişmektedir ve değişken sıkıştırma oranına sahip standart bir CFR motoru kullanılarak hesaplanabilmektedir [24]. Ancak bu motorda tablo 2.1 deki standartlar sağlanmış olması gerekmektedir. Setan sayısı hesaplamak için önce, test yakıtı ile tutuşma gecikmesi 13° olacak şekilde ayarlanmaktadır. Daha sonra ise referans yakıtı ile de tutuşma gecikmesi 13° olacak şekilde karışım hazırlanmaktadır. Daha sonra setan sayısı denklem 2.1 ile hesaplanmaktadır [13].

$$CN = \%hexadecane + 0.15 \cdot (\%heptamethylnoname) \quad (2.1)$$

Tablo 2.1 : Setan sayısı hesaplamak için gerekli olan standart koşullar [25].

Giriş Sıcaklığı C°	66
Soğutma Sıcaklığı C°	100
Hız (D/D)	900
Enjeksiyon Zamanı (AltÖlüNokta)	13
Enjeksiyon basıncı (MPa)	10.3

2.1.2 Dizel tutuşma gecikmesi

Yakıtın silindirlere püskürtülmesi ile yakıtın tutuşması arasında geçen süreye tutuşma gecikmesi denir. Bu süre içerisinde yakıt hava ile karışarak bir ön-karışım oluşturur.

Gerekli termodinamik ve kimyasal özellikler sağlandığında yanma gerçekleşir ve bu süre sona erer.

Dizel tutuşma gecikmesi yakıtın kimyasal özellikleri ile akışkanlar mekaniği ni ilgilendiren, atomizasyon, buharlaşma ve karışım oluşturabilme özelliklerine de bağlıdır. Yanma odası basınç ve sıcaklığı tutuşma gecikmesini etkiler. Artan basınç ve sıcaklık tutuşma gecikmesi süresini kısaltır [26].

Hardenberg ve Hase (1979) yaptıkları çalışmada, tutuşma gecikmesi süresi için, direk enjeksiyonlu motorlarda çokça refere edilmiş korelasyon geliştirmişlerdir [27]. Bu denklem:

$$\tau_{id} = (0.36 + 0.22\bar{U}_p) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{R_u T} - \frac{1}{17.190} \right) \left(\frac{21.2}{P - 12.4} \right)^{0.63} \right] \quad (2.2)$$

E_A ise :

$$E_A = \frac{618.840}{CN + 25} \quad (2.3)$$

şeklindedir. Burada basınç ve sıcaklık üst ölü nokta referans alınarak hesaplanır ve politropik olduğu kabul edilir:

$$\begin{aligned} T &= T_{tdc} = T_i r^{n-1} \\ P &= P_{tdc} = P_i r^n \end{aligned} \quad (2.4)$$

basınç bar, sıcaklık ise kelvin şeklindedir dir.

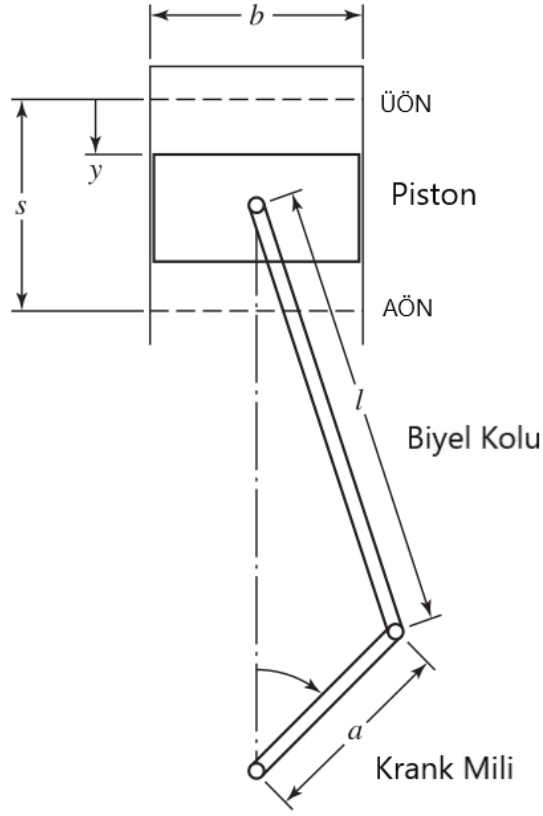
2.2 Motor ve Yanma Odası Performans Parametreleri

2.2.1 Motor geometrisi

Herhangi bir silindir için krank mili, biyel kolu, piston ve kafası Şekil 3.1’de gösterilen mekanizma ile temsil edilebilir. Burada; b , l , a , s , θ sırasıyla silindir çapı, biyel kolu uzunluğu, krank yarıçapı, kurs mesafesi ve krank açısını göstermektedir. Krank $\theta = 0^\circ$ pozisyonuna, motorda, Üst ölü nokta (ÜÖN) olarak adlandırılır. Bu pozisyonda silindir hacmi en düşük seviyededir. Alt ölü nokta ise krank $\theta = 180^\circ$ pozisyonunda ve silindir hacminin en yüksek olduğu noktadır.

Sıkıştırma oranı r , maksimum hacmin minimum hacme oranıdır.

$$r = \frac{V_{AON}}{V_{UON}} \quad (2.5)$$



Şekil 2.2 : Şlider-Krank mekanizması [13].

Yer değıştirme hacmi V_d bir silindir için maksimum ve minimum hacimlerin farkıdır .

$$V_d = V_{AON} - V_{UON} = \frac{\pi}{4} b^2 s \quad (2.6)$$

Birden fazla silindire sahip motorlarda toplam yer değıştirme hacmi ise, silindir sayısı n_s ile bir silindir yer değıştirme hacminin çarpımıdır.

$$V_d = n_s \frac{\pi}{4} b^2 s \quad (2.7)$$

bir diğer önemli parametre ise ortalama piston hızıdır \bar{U}_p . Motorda gerilme ve diğer faktörler motor hızı yerine silindir hızı ile hesaplanır. Piston, bir motor devrinde kursun iki katı yol alacağı için;

$$\bar{U}_p = 2Ns \quad (2.8)$$

Motor hızı N krankın dönme hızıdır ve dakikadaki devir ile ifade edilir.

2.2.2 Yanma ve basınç

Silindir içi gaz sıcaklığı yüksek oranda yakıtın yanması ile oluşur. Ateşlenen yakıt, enerji oluşturur. Yakıtın yanma enerjisi Wiebe fonksiyonu ile tanımlanabilir.

$$x_b(\theta) = 1 - \exp\left[-a\left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d}\right)^n\right] \quad (2.9)$$

Burada x_b enerji salınımının oranı, θ krank açısı, θ_s enerji salınım başlangıcı, θ_d enerji salınım süresi, n Wiebe form faktörü ve a Wiebe verim faktörüdür. Heywood kitabında $n = 3$ ve $a = 5$ değerlerinin deneylerle örtüştüğünü söylemiştir [1].

Wiebe fonksiyonunu, krank açısına göre türevi alınırsa kümülatif enerji fonksiyonu elde edilir.

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta} = Q_{in} \frac{\partial x_b}{\partial \theta} = na \frac{Q_{in}}{\theta_d} \left(1 - x_b\left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d}\right)\right)^{n-1} \quad (2.10)$$

Burada Q_{in} 1 ve 2 halleri arasındaki ısı geçişini ve

$$Q_{in} = m q_{in} \quad (2.11)$$

şeklinde gösterilir. m silindirdeki hava-yakıt gaz karışımının kütlelerini, q_{in} bir kütle başına hava-yakıt karışımının ısı artışını gösterir.

Yanma odasındaki basınç krank açısına bağlı fonksiyon olarak yazılabilir. Ferguson kitabında bu fonksiyonun çıkarımını göstermiştir [13].

$$\frac{\partial P}{\partial \theta} = \frac{\gamma - 1}{V_r} \left[Q_{in} \frac{\partial x_b}{\partial \theta} - \frac{\partial Q_w}{\partial \theta} \right] - \gamma \frac{P_r}{V_r} \frac{\partial V}{\partial \theta} \quad (2.12)$$

N motor hızında, herhangi bir krank açısındaki θ , ısıl enerjiye maruz kalan silindir duvarındaki ısı transfer değeri denklem 2.29 ile ifade edilebilir. Burada P_r ve V_r herhangi bir referans noktasındaki sırasıyla basınç ve hacim değerini, örneğin AÖN'da. γ adyabatik üs c_p/c_v . $A(\theta)$ ve $V(\theta)$ krank açısına göre anlık, sırasıyla yanma

odası duvar alanı ve yanma odası hacmini gösterir. $T_g(\theta)$ silindir içi gaz sıcaklığını ve ideal gaz denklemi ile hesaplanabilir. T_w duvar sıcaklığıdır. $h_g(\theta)$ ısı iletim katsayısını gösterir.

2.2.3 Güç, tork ve verim

Motorun hasıl ettiği efektif gücü veya döndürme momentini mekanik işe veya elektrik enerjisine dönüştüren ve yutulmasını sağlayan iş makinesine *fren (brake, bremse)* adı verilmektedir. Dinometreler elektrikli tipten frenlerdir [26,28].

Fren gücü \dot{W}_b yapılan işin hızını gösterir, motor torku, τ ise krank milinin bir dönüşü başına yapılan işin ölçüsüdür. Fren gücü, motorun güç çıkışıdır ve dinamometre ile ölçülür [13]. Fren gücü yani etkin güç ve tork arasındaki bağıntı :

$$\dot{W}_b = 2\pi\tau s \quad (2.13)$$

Net iş w_i , bir çevrimde silindirlere alınan karışımın yanması ile meydana gelen ısı enerjisinin oluşturduğu basınçla ilgilidir. Basıncın silindir hacmine integrali ile bulunur.

$$W_i = \int PdV \quad (2.14)$$

n_s adet silindire sahip bir motorun indike gücü \dot{W}_i , 4 zamanlı motorlar için:

$$\dot{W}_i = n_s W_i N / 2 \quad (2.15)$$

2 zamanlı motorlar için :

$$\dot{W}_i = n_s W_i N \quad (2.16)$$

Sürtünme gücü \dot{W}_f motorun mekanik sürtünmeler için harcadığı güçtür.

$$\dot{W}_f = \dot{W}_i - \dot{W}_b \quad (2.17)$$

Mekanik verim silindirdeki sürtünme ve pompalama kayıplarını ihtiva eden bir verim olduğuna göre efektif büyükler ile indike büyüklükler arasında tarifleniyor demektir. o zaman mekanik verim:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_i} = 1 - \frac{\dot{W}_f}{\dot{W}_i} \quad (2.18)$$

2.2.4 Ortalama efektif basınç

Silindir içindeki basınç çevrim esnasında sürekli değişken bir karaktere sahiptir. ortalama efektif basınç bir çevrimde üretilen özgül işin özgül hacim değişimine oranıdır ya da bir çevrimde üretilen işin strok hacmine oranıdır. farklı tipte ve büyüklükte motorların karşılaştırılması için kullanılan parametrelerden biridir. indike ortalama efektif basınç, fren ortalama efektif basınç ve sürtünme ortalama efektif basınç olmak üzere 3 farklı önemli parametreye sahiptir.

indike ortalama efektif basınç (imep), sıkıştırma ve genişleme zamanlarında gaz tarafından gerçekleştirilen işe denir. Ölçmek için silindir içerisine yerleştirilmiş basınç sensör gerekmektedir.

Faydalı ortalama efektif güç(bmep), ölçülen motor torkundan hesaplanan ortalama etkin basınçtır [29]. Tork ile bmep arasındaki ilişki;

4 zamanlı motor için:

$$bmep = \frac{4\pi r}{V_d} \quad (2.19)$$

2 zamanlı motor için:

$$bmep = \frac{2\pi r}{V_d} \quad (2.20)$$

Güç ile bmep arasında ilişki

4 zamanlı motor için:

$$bmep = \frac{\dot{W}_b}{V_d N / 2} \quad (2.21)$$

2 zamanlı motor için:

$$bmep = \frac{\dot{W}_b}{V_d N} \quad (2.22)$$

Faydalı ortalama efektif basınç (bmep) aynı zamanda, piston yüzey alanı A_p , ortalama piston hızı \bar{U}_p ve silindir sayısına bağlı olarak da ifade edilebilir.

4 zamanlı motorlar için:

$$bmep = \frac{4\dot{W}_b}{n_s A_p \bar{U}_p} \quad (2.23)$$

2 zamanlı motorlar için:

$$bmep = \frac{2\dot{W}_b}{n_s A_p \bar{U}_p} \quad (2.24)$$

Sürtünme ortalama efektif basıncı (f_{mep}) mekanik sürtünme kayıplarını, emme ve egzoz zamanlarındaki pompalama kayıplarını ve yağ ve su pompaları gibi yardımcı bileşenleri çalıştırma kayıplarını içerir. f_{mep} şu şekilde gösterilir

$$f_{mep} = imep - bmep \quad (2.25)$$

2.2.5 Efektif verim

Efektif verim krank milinden alınan net gücün motora birim zamanda yakıtla verilen enerjiye oranıdır.

$$\eta_e = \frac{10^3 P_e}{\dot{m}_y H_u} = \frac{10^3 P_e}{(\dot{m}_d H_{u,d}) + (\dot{m}_m H_{u,m})} \quad (2.26)$$

Burada, η_e , \dot{m}_d , \dot{m}_m , $H_{u,d}$ ve $H_{u,m}$ sırasıyla, efektif verimi, dizel yakıtının debisini, metan yakıtının debisini, dizel yakıtının alt ısıl değerini ve metan yakıtının alt ısıl değerini ifade eder.

2.2.6 Özgül yakıt sarfiyatı

Özgül yakıt sarfiyatı, birim motor gücü için sarf edilen kütleli yakıt miktarını ifade eder. Faydalı ve indike özgül yakıt sarfiyatı olmak üzere iki önemli parametresi vardır. Faydalı özgül yakıt sarfiyatı ($bsfc$), yakıt debisi \dot{m}_f 'nin faydalı güce \dot{W}_b bölünmesi ile bulunur. Motor testlerine standart olarak ölçülen üç terim vardır; yakıt debisi, tork ve motor devri:

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} = \frac{\dot{m}_f}{2\pi\tau N} \quad (2.27)$$

İndike özgül yakıt sarfiyatı ($isfc$) ise bir çevrimde silindirle enjekte edilen yakıtın kütlelerinin, indike güce oranıdır. Bilgisayar destekli programlarda motor sürtünmesi hesaba katılmadan, farklı motor performanslarının kıyaslanmasını sağlar.

$$isfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_i} \quad (2.28)$$

2.2.7 Isı transferi

Silindir içerisi ısı transferi

N motor devrinde, herhangi bir krank açısındaki θ , ısı enerjisiye maruz kalan silindir duvarındaki ısı transfer değeri

$$\frac{\partial Q_w}{\partial \theta} = h_g(\theta)A(\theta)(T_g(\theta) - T_w)/(2\pi N) \quad (2.29)$$

şeklinde ifade edilir. Anlık ısı iletim katsayısı için Woschni modeli denklem 2.30 verilmiştir [30] [31].

$$h_g = 127.9D^{-0.2}P^{0.8}T_g^{-0.53} \left[C_1V_p + C_2 \frac{V_s T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \right]^{0.8} \quad (2.30)$$

Egzoz zamanını için $C_1 = 6.18$, $C_2 = 0$

Sıkıştırma zamanı için $C_1 = 2.28$, $C_2 = 0$

Tutuşma ve yanma zamanı için $C_1 = 2.28$, $C_2 = 0.00324$ [30]

Manifoldlardaki ısı transferi

Manifoldlardaki ısı transferini hesaplamak için modifiye edilmiş Zaph ısı transfer modeli kullanılabilir [32].

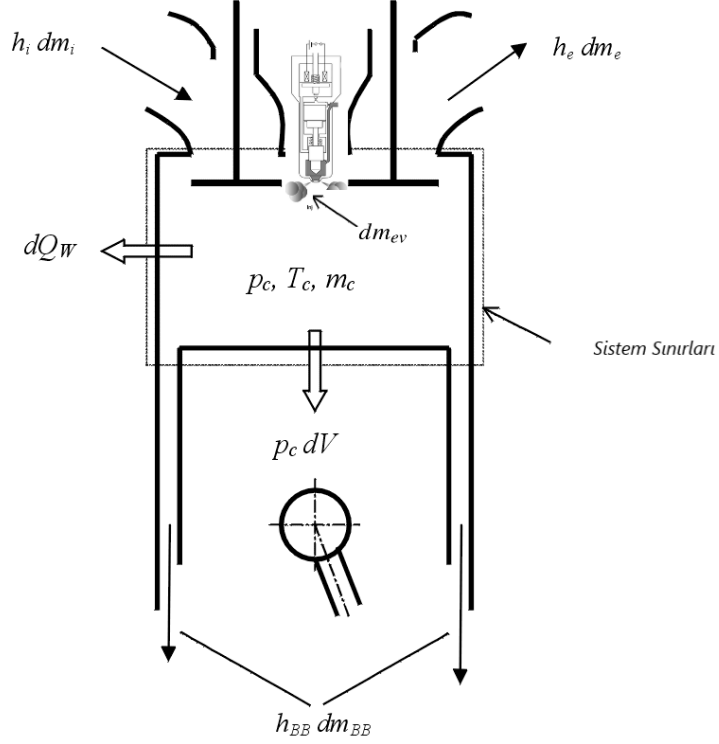
2.2.8 Hava fazlalık katsayısı

Silindir içerisinde ki gerçek hava yakıt oranının stokiyometrik hava / yakıt oranına bölünmesi ile elde edilen sonuç hava fazlalık katsayısı olarak adlandırılır ve λ ile gösterilir.

$$\lambda = \frac{H/F_{gerek}}{H/F_{sitok}} \quad (2.31)$$

2.3 Yanma Odası Denge Parametreleri

2.3.1 Temel denge denklemleri



Şekil 2.3 : silindir içi enerji dengesi.

Silindir içerisindeki termodinamik durumunu hesaplamak için termodinamiğin birinci yasası kullanılır:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (2.32)$$

Silindir içerisindeki kütle değişimi ise giren ve çıkan kütlelerin toplamı ile bulunur:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (2.33)$$

Burada:

$$\begin{aligned}
 \frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} & : \text{silindir içi enerji değişimi} \\
 -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} & : \text{piston tarafından yapılan iş} \\
 \frac{dQ_F}{d\alpha} & : \text{yakıtın sağladığı ısı} \\
 \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} & : \text{duvardan ısı kayıpları} \\
 h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} & : \text{blow-by sebebiyle meydana gelen entalpi akışı}
 \end{aligned}$$

Termodinamiğin birinci yasası gereği silindir içerisindeki yüksek basınç çevriminin enerji değişimi, piston tarafından yapılan iş, yakıt tarafından sağlanan ısı girişi, duvarlarda meydana gelen ısı kayıpları ve blow-by etkisinin toplamına eşittir [33].

Silindir içerisindeki sıcaklık bilindikten sonra ideal gaz denklemi ile silindir içerisindeki basınç elde edilebilir.

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_o \cdot T_c \quad (2.34)$$

2.3.1.1 Egzoz ve emme akışı

Supap yüzeyinden birim zamanda geçen gazın kütesinin hesaplanması gerekmektedir. Ferguson kitabında bu denklemin çıkarımını vermiştir [13].

$$\dot{m} = \frac{A_{eff} P_0}{(RT_0)^{1/2}} \left(\frac{P_v}{P_0} \right)^{1/\gamma} \left[\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{P_v}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right]^{1/2} \quad (2.35)$$

Eğer akış boğulduysa $\frac{P_0}{P_v} \geq \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$

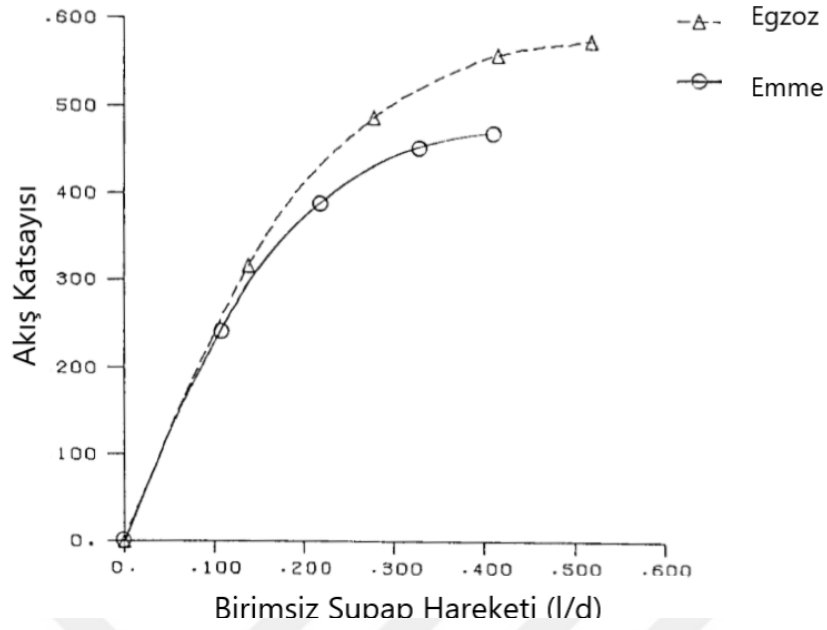
$$\dot{m} = \frac{A_{eff} P_0}{(RT_0)^{1/2}} \lambda^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (2.36)$$

Burada, $\dot{m} = \frac{m}{dt}$ debiyi, $\gamma = c_p/c_v$ adyabatik üssü göstermektedir. Etken akış alanı deneyle hesaplanmış akış katsayısından hesaplanabilir.

$$A_{eff} = C_f \cdot A_v = C_f \cdot \frac{d_{vi}^2 \cdot \pi}{4} \quad (2.37)$$

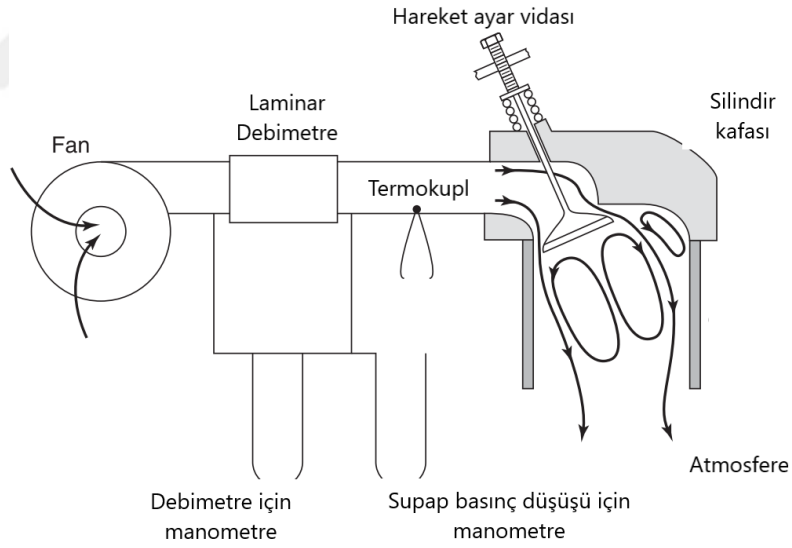
Burada C_f akış katsayısını, A_v ise supap oturma yüzeyi alanını göstermektedir.

Akış veya deşarj katsayıları, Şekil 2.5'te gösterildiği gibi sabit akış tezgahları kullanılarak ölçülür. Valf boyunca kütle akış hızı ve basınç düşüşü, birkaç farklı supap



Şekil 2.4 : Emme ve egzoz akış katsayıları [34].

açıklık mesafesi ve basınç oranı için ölçülür. Denklem 3.23 kullanılarak-, belirli bir supap alanı için akış katsayısı bulunur.

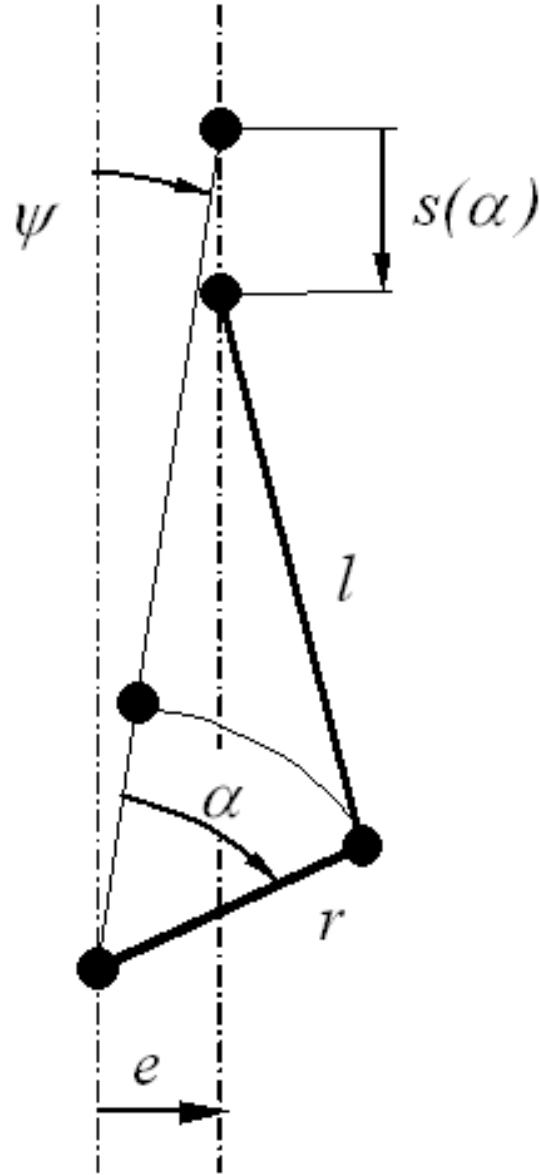


Şekil 2.5 : Sabit akış tezgahı.

Şekil 2.4'de akış katsayısı ile birimsiz supap açıklık mesafesi l/d verilmiştir. Görüldüğü gibi akış katsayısı supap mesafesine göre daha hızlı yükselir, bunun nedeni supap açıldıkça etkin akış alanı artar. Maksimum akış katsayısı 0.6 civarındadır [13].

2.3.1.2 Piston hareketi ve anlık hacim hesabı

Pistonun üst ölü noktadan uzaklığı hesaplanabilir. Böylece anlık olarak piston içerisindeki hacim hesaplanabilir. Şekil 2.6 standart krank mekanizması görülmektedir. Mekanizma üzerinden temel geometrik denklemler kullanılarak anlık hacim hesabı çıkarabilir.



Şekil 2.6 : Standart krank mekanizması [35].

$$y = (a+l) \cdot \cos \psi - a \cdot \cos (\psi + \theta) - l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{a}{l} \cdot \sin (\psi + \theta) - \frac{e}{l} \right)^2} \quad (2.38)$$

$$\psi = \arcsin \left(\frac{e}{r+l} \right) \quad (2.39)$$

Herhangi bir °KMA'ndaki anlık silindir hacmi ise

$$V(\theta) = V_{tdc} + \frac{\pi}{4} b^2 y \quad (2.40)$$

ile hesaplanabilir. Krankın herhangi bir açısında ki hacim ise

$$\frac{V(\theta)}{V_{tdc}} = 1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos(\phi + \theta)) + \frac{1}{2\varepsilon} [1 - (1 - \varepsilon^2 \sin(\phi + \theta)^2)^{1/2}] \quad (2.41)$$

ile bulunabilir.

2.4 Yanma Modelleri

AVL Boost programı kullanılmak üzere bir çok farklı yanma modeli kullanım imkanı sunmaktadır. Bu modellerden ihtiyaç duyulan kullanılarak ısı salınım analizi yapılabilmektedir. Boost alt yapısında, ısı salınım hesaplaması için kullanılan yanma modelleri;

1. Ön tanımlı ısı salınım modeli

- Wiebe ve Tablo
- Genişletilmiş ısı salınımı

2. Hesaplanan ısı salınım modeli

- Kıvılcım Ateşlemeli Motorlar: Fraktal Yanma Modeli
- Alev İzleme Modeli
- Açık Hazneli Gaz Motoru
- Sıkıştırma Ateşleme Motorları için MCC (mixing controlled combustion model) 2 Bölgeli Model
- Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlar için Çok Bölgeli Yanma Modeli
- Tek Bölgeli HCCI Otomatik Ateşleme
- HCCI 6 Bölgeli Otomatik Ateşleme

- Ön Bölmeli Kıvılcımla Ateşlemeli Gaz Motoru (PCSI)

3. Ön Tanımlanmış Basınç Eğrisi ile Yanma Analizi,
4. İdeal Isı Salınımı Modeli,
5. Kullanıcı Tanımlı Isı Salınımı Modeli

şeklindedir [36]. Yapılan bu çalışmada hesaplanan ısı transfer modeli altında yer alan karışım kontrollü yanma modeli (mixing controlled combustion model) kullanılmıştır.

2.4.1 MCC (mixing controlled combustion model) yanma modeli

Bu model direk enjeksiyonlu ve sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kullanılmak için geliştirilmiştir. Karışım Kontrollü Yanma (MCC) modelinde, ilk olarak ön tanımlı ısı salınım modeli kullanılır (örneğin wiebe fonksiyonu) daha sonra ise yayılım kontrollü yanma modeli kullanılarak wiebe fonksiyonu için kritik olan tutuşma gecikmesi parametresi gibi parametreler hesaplanır [37].

$$\frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} = C_{Comb} \cdot f_1(m_F, Q_{MCC}) \cdot f_2(k, V) \quad (2.42)$$

bununla birlikte,

$$f_1(m_F, Q) = \left(m_F - \frac{Q_{MCC}}{LCV} \right) \cdot (w_{Oxygen,available})^{C_{EGR}} \quad (2.43)$$

$$f_2(k, V) = C_{Rate} \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}} \quad (2.44)$$

2.4.1.1 Yakıt jetlerinin kinetik enerjisi için korunum

Yakıt jetlerinin kinetik enerjisi için korunum denklemleri denklem 2.45 ve denklem 2.46 de verilmiştir.

$$\frac{dE_{kin}}{dt} = 0.5 \cdot C_{turb} \cdot \dot{m}_F \cdot v_F^2 - C_{Diss} \cdot E_{kin}^{1.5} \quad (2.45)$$

$$k = \frac{E_{kin}}{m_{F,I} (1 + \lambda_{Diff} m_{stoich})} \quad (2.46)$$

Burada $v_f = \frac{\dot{m}_F}{\rho_F \cdot \mu A}$ enjeksiyon hızını göstermektedir.

2.4.1.2 Tutuşma gecikmesi

Tutuşma gecikmesi denklem 2.2 ile hesaplanmaktadır.

2.4.1.3 Ön karışım yanma modeli

Ön karışım yanması için klasik wiebe fonksiyonu kullanılmaktadır.

$$\left(\frac{dQ_{PMC}}{Q_{PMC}} \right) \frac{d\alpha}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (2.47)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_{id}}{\Delta\alpha_c} \quad (2.48)$$

Burada $Q_{PMC} = m_{fuel,id} \cdot C_{PMC}$ ön karışım yanmadan gelen ısı katkısının enerjisini, $\Delta\alpha_c = \tau_{id} \cdot C_{PMC-Dur}$ ön karışım süresini ve $\alpha = 6.9$ wiebe parametresidir.

2.5 Emisyonlar

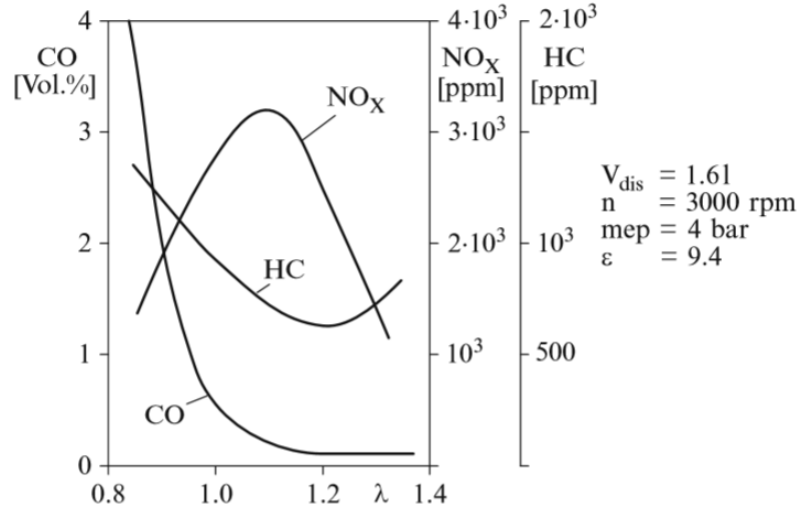
Sadece C ve H atomlarından oluşan C_xH_y yakıtının tam yanmasında, egzoz gazı, oksijen (O_2), azot (N_2), karbon dioksit (CO_2) ve buhar (H_2O) bileşenlerini içerir. Bununla birlikte, gerçek yanmada karbonmonoksit (CO), yanmamış hidrokarbonlar (HC), hidrojen (H_2), azot oksit (NO_x) ve parçacıklar da yukarıdaki bileşenlere ek olarak görülür. İnsan sağlığına zararlı olan bu maddelerin aksine, sera etkisinden kısmen sorumlu olan CO_2 , doğrudan sağlık tehlikesi taşımadığından ve her tam reaksiyonun nihai ürünü olarak görüldüğü için bir kirletici olarak görülmemektedir. Egzoz gazındaki CO_2 'nin azaltılması, yalnızca yakıt tüketimindeki bir azalma ile veya ısıtma değerine referansla daha az miktarda karbona sahip başka bir yakıtla elde edilir [38].

Yanma işlemi sırasında azot oksitler (NO_x) oluşmaktadır. Azot oksitler atmosferde su buharı ve radyasyon ile reaksiyona girmektedir. Oluşan reaksiyon ile asit yağmurunun sebeplerinden biri olan nitrik asit ve dumanın bir bileşeni olan zemin seviyesi ozon O_3 oluşmaktadır. Önemli solunum sistemi problemleri oluşturmanın yanı sıra, hem asit yağmuru hem de duman, ormanlara, akarsulara ve tarım ürünlerine zarar verir.

Hakim rüzgarlarla geniş bir alana taşınırsa, azot oksitler bölgesel hava kalitesi sorunları yaratabilir.

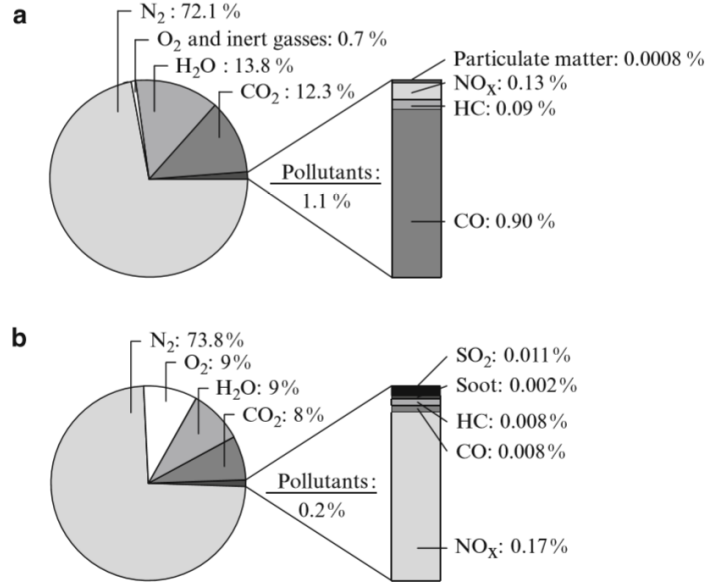
Karbonmonoksit (CO) - hava yetersizliği ve karbondioksidin ayrışması nedeniyle tamamlanmamış yanmadan kaynaklanan yüksek toksik maddedir, ancak sadece yüksek konsantrasyonlarda [39]. Hidro karbon (HC) emisyonları, tam yanmamış yakıtların sonucudur.

CO , HC ve NO_x oluşumu, Hava fazlalık katsayısı (λ) ve bununla bağlantılı yanma sıcaklığını değiştirir, bkz. Şekil 2.3. Zengin bir karışımda ($\lambda < 1.0$) eksik yanma sonucu CO ve HC yükselirken, NO_x oluşumu yüksek oksijen seviyelerinde hızlıdır. fakir bir karışımla ($\lambda > 1.2$) yanma sıcaklığı düşer, böylece NO_x emisyonları düşer ve HC emisyonları artar [38].



Şekil 2.7 : Hava fazlalık katsayısına göre emisyon değişimleri [38].

Şekil 2.7'de SI ve dizel motorların egzoz gazlarının (katalitik konvertörsüz) bileşimleri gösterilmektedir. Bundan, kirletici miktarının enerji açısından motor süreci üzerinde ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğunu, ancak sadece insan sağlığını ve çevreyi tehlikeye atma potansiyeli açısından baktığımızı görüyoruz. 2.7, kirletici miktarının motor işlemi için önemli olmadığını, sadece insan sağlığı ve çevre için potansiyel tehlike açısından açık olduğunu göstermektedir. Dizel motor, SI motorlarından çok daha az HC ve CO yaysa da, mutlak NO_x konsantrasyonları benzerdir. Dizel motor söz konusu olduğunda, partikül madde azot oksitlerin yanı sıra kritik bir büyüklüğü temsil ederken, CO SI motorundaki baskın kirletici bileşendir. Ancak doğrudan enjeksiyonlu Si motorlarda partikül emisyonları da önemlidir [38].



Şekil 2.8 : Hacimce yüzde olarak, ham emisyonlar (katalizörsüz). (a) buji ateşlemeli motoru ve (b) dizel motor [38].

2.5.1 Azot oksit (NO_x) formasyonu

Avl BOOST yazılımı azot oksit oluşum mekanizmasını zeldovich mekanizması ile tablo 2.2'deki denklemlerle açıklar.

Tablo 2.2 : NO_x formasyon modeli.

	Stoichiometry	Rate $k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot \exp^{-\frac{T_{A_i}}{T}}$	k_0 [cm ³ ,mol,s]	a [-]	T_A [K]
R1	$N_2 + O = NO + N$	$r_1 = k_1 \cdot c_{N_2} \cdot c_O$	4.93E13	0.0472	38048.01
R2	$O_2 + N = NO + O$	$r_2 = k_2 \cdot c_{O_2} \cdot c_N$	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	$N_2O + O = NO + NO$	$r_4 = k_4 \cdot c_{N_2O} \cdot c_O$	4.58E13	0.0	12130.6
R5	$O_2 + N_2 = N_2O + O$	$r_5 = k_5 \cdot c_{O_2} \cdot c_{N_2}$	2.25E10	0.825	50569.7
R6	$OH + N_2 = N_2O + H$	$r_6 = k_6 \cdot c_{OH} \cdot c_{N_2}$	9.14E07	1.148	36190.66

En son olarak NO_x miktarını ise denklem 2.49 ile hesaplanır

$$r_{NO} = C_{PostProcMult} \cdot C_{KineticMult} \cdot 2.0 \cdot (1 - \alpha^2) \frac{r_1}{1 + \alpha \cdot AK_2} \frac{r_4}{1 + AK_4} \quad (2.49)$$

denklem 2.49 göre burada, D yanma odası çapını, α NO_x miktarını, AK_i i sayılı reaksiyonunun arrhenius sabitlerini gösterir

Burada,

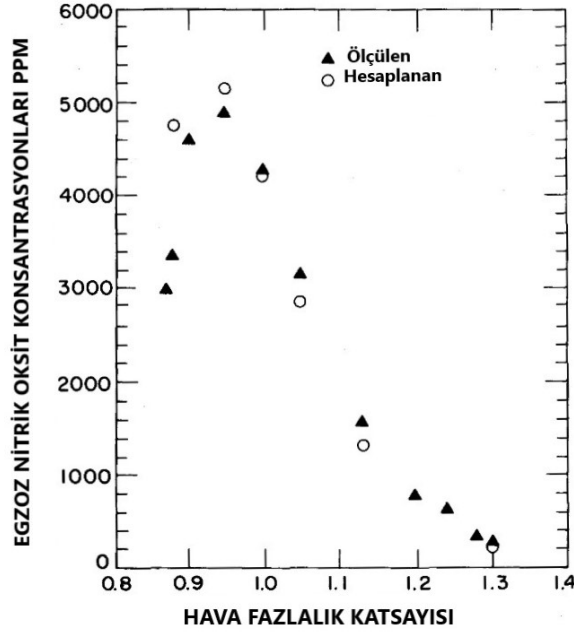
$$\alpha = \frac{c_{NO,act}}{c_{NO,equ}} \cdot \frac{1}{C_{PostProcMult}}$$

$$AK_2 = \frac{r_1}{r_2 + r_3}$$

$$AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6}$$

şeklindedir.

Komiyama ve Heywood (1973) [40] sıkıştırma oranı 10 olan, tek silindirli bir benzin motorunda 1200 rpm için yukarıdaki denklemi kullanarak yaptıkları çalışma Şekil 2.9'dır. Şekilde görüldüğü gibi tahminler neredeyse gerçek sonuçla yakındır. NO miktarı stokiometrik orandan biraz azaldığında maksimum olduğu görülmektedir.



Şekil 2.9 : HFK ya göre ölçülen ve hesaplanan NO miktarı [40].

Azot oksit sıcaklığın non-lineer bir fonksiyonudur. Bunun sebebi farklı sıcaklıklarda farklı azot oksit çeşitleri tepkimeye girmesidir. Azot oksit hesaplaması yapılırken farklı sıcaklıklarda oluşan azot oksit miktarlarının toplamı olarak alınır.

Normal şartlar altında havanın içerisindeki azot (N_2) yanma sonucu reaksiyonu girmez. Ancak motor içindeki yanmada ulaşılan yüksek sıcaklıklarda havanın içerisindeki azotun oksijen ile reaksiyona girmesi sonucu azot oksitler meydana gelmektedir [41].

Zeldovich Mekanizmasına göre NO_x formasyonları için üç koşul vardır: zengin O_2 , yüksek pik alev sıcaklığı ve O_2 açısından zengin koşullarda yanmış gazın yüksek sıcaklıklarda kalma süresi. Genellikle NO_x emisyonlarının çoğu yanma bölgesinde üretilir [42].

2.5.2 Karbonmonoksit CO formasyonu

Karbonmonoksit oluşumu Onorati ve diğ. [43] ileri sürdüğü model ile hesaplanabilir. Tablo 2.3 deki reaksiyonlar hesaba katılarak denklem 2.50 çözülmektedir.

Tablo 2.3 : Karbonmonoksit formasyon modeli.

	Stoichiometry	Rate
R1	$CO + OH = CO_2 + H$	$r_1 = 6.76 \cdot 10^{10} \cdot e^{(T/1102.0)} \cdot c_{CO} \cdot c_{OH}$
R2	$CO + O_2 = CO_2 + O$	$r_2 = 2.51 \cdot 10^{12} \cdot e^{(-24055.0/T)} \cdot c_{CO} \cdot c_{O_2}$

CO miktarı son olarak şu denklem ile ifade edilir:

$$r_{CO} = C_{Const} \cdot (r_1 + r_2) \cdot (1 - \alpha) \quad (2.50)$$

Burada, r reaksiyon oranını, $\alpha = \frac{c_{CO,act}}{c_{CO,equ}}$ Gerçek CO konsantrasyonunun kararlı konsantrasyonuna oranını göstermektedir

2.6 Literatür Araştırması

Wojs ve diğ. (2016) yaptıkları çalışmada AVL BOOST ile bilgisayar simülasyonu sonuçları, yanma odasının içindeki maksimum basınca, yanmanın ilk aşamasında ortaya çıkacak nispeten yüksek miktarda ısı (% 20) ile ulaşılabileceğini göstermiştir. Dizel-metan yakıtının yanma odası içindeki birçok noktada ayrı ayrı tutuşacaktır, karışım hızla yanar, bu da maksimum devir basıncında çok yüksek bir artışa ve sonuçta olası bir vuruntu ile sonuçlanacaktır. Bu tür bir bileşime sahip karışımlarla motorun çalıştırılması durumunda, kompresörün basıncının azaltılması gerekliliğini belirtmiştir ve bu işlemin nedeninin yanma odasında sıkıştırma strokunun başlangıcındaki basıncı sınırlamayı amaçlamak olduğunu da söylemiştir. Bu tarz bir sınırlamanın, silindire daha düşük miktarda hava verilmesinde etkili olacağını da eklemiştir. Böylece, metan - hava karışımının tüm yanma odasının hacminde yanma sınırında olacağı koşulların üretilmesine katkıda bulunacağını söylemiştir [44].

Saulius Stravinskas ve diğ. (2020) yaptıkları çalışmada sıkıştırma ateşlemeli (CI) motorlar, çevre kirliliğine önemli ölçüde katkıda bulunmasına rağmen, ulaşım sektöründe hala yaygın olarak kullanılmakta olduğunu belirtmiş. Fosil yakıtların ve çevre kirliliğinin kullanımını azaltmak, ancak aynı zamanda ulaşım da sıkıştırma ateşlemeli motorları çalıştırmak için alternatif enerji kaynaklarının kullanımı arttırılmalı gerekliliğini söylemiş. Bu hedefe ulaşmanın bir yolunun da, sıkıştırma ateşlemeli motorlarında doğal gaz (NG) kullanmak olduğunu söylemiştir. Doğal gaz, dünyanın pek çok yerinde de nispeten ucuz ve sıkıştırma ateşlemeli motorlarında

ana yakıt olarak kullanılabilir olduğunu belirtmiştir. Makalesinde AVL BOOST yazılımında deneysel araştırma ve sayısal modelleme sonrası doğal gaz ve dizel harmanlarının yanma özelliklerini incelemiştir. Doğal gaz konsantrasyonunun yanma parametreleri üzerindeki etkisi, yakıt karışımındaki gaz kütle fraksiyonunun % 0'dan % 80'e değiştirilmesiyle belirlenmiş ve performans ve emisyon parametrelerinin metan gazı kullanımıyla iyileştiğini göstermiştir [45].

Bo Yang ve diğ (2015) parametrik ve deneysel olarak yaptıkları çalışmada, parametrik olarak hesapladığı enjeksiyon parametrelerinin (enjeksiyon zamanlaması ve basıncı) ve doğal gaz enjeksiyon zamanlamasının, düşük yük çalışma koşullarında çift yakıtlı motorun yanma performansı ve emisyonları üzerinde önemli etkilere sahip olduğunu belirtmiş ve geç yapılan doğal gaz enjeksiyon zamanlaması çoğu durumda düşük yükte motor performansını geliştirdiğini ifade etmiş ve daha yüksek enjeksiyon basıncı ve gelişmiş pilot enjeksiyon zamanlaması NOx hariç daha iyi efektif termal verimi ve emisyon elde etmiştir [46].

Amin Yousefi ve diğ(2017) yaptıkları numerik analiz de 10 ila 30° üst ölü nokta dan önce arasında dizel enjeksiyon zamanlamalarına sahip doğal gaz/dizel çift yakıtlı bir motorun yanma, yavaş yanma verimliliği yaşandığını göstermiştir. Bununla birlikte, dizel enjeksiyon zamanlamasının 10 ila 30 ° üst ölü nokta dan önce arasında ilerletilmesi, doğal gazın yanmasını iyileştirerek indike ısı verim de bir artışa yol açtığını göstermiştir. 34 ve 42° üst ölü nokta dan önce arasında dizel enjeksiyon zamanlaması için, dizel yakıt çok uzun atomizasyon ve buharlaşma süreçleri yaşadığını ifade ederek ve yanma başlangıç zamanını geciktirdiğini belirtmiştir. 46 ve 50 ° üst ölü nokta dan önce hem dizel enjeksiyon zamanlamaları için, yanma aşaması çoğunlukla genleşme strokunda meydana gelir ve bu da genleşme basıncını ve pozitif motor iş gücünü arttırdığını belirtmiş ve sonuç olarak en yüksek termal verimliliği sağladığını ifade etmiştir [47].

Fatih Aktaş ve diğ. (2019) yaptıkları çalışmada metanol ve etanol yakıtlarının farklı oranlarda motorin yakıtı ile karışımının performans ve emisyonlara etkisini incelemiştir. Tek boyutlu modeli oluşturmak için için AVL Boost yazılımını kullanmıştır. Tek boyutlu modelin deneysel çalışmalarla benzer sonuçlar türettiğini öne sürmüş ve tek boyut modeli ile motor performans ve emisyon eğrilerinin deneysel çalışmalar ile benzer sonuçlar elde edilebileceğini gözlemlemiştir [36].

Işıl Taşdemirci (2019) yaptığı tez çalışmasında üç silindri direk enjeksiyonlu bir benzin motorunun emme portuna su püskürtme yöntemini incelemiştir. İlk olarak deneysel çalışma ile dinamometre üzerinden tam yük altında tork değerlerini almıştır. Daha sonra ise AVL-Boost programı üzerinde modelin bilgisayar ortamında kurulumunu gerçekleştirmiştir. Daha sonra 1500rpm, 2000rpm ve 2500rpm olarak üç farklı referans operasyon noktasında su püskürtmesiz ve su püskürtmeli motor davranışını test etmiştir. 3 silindri içten yanmalı benzinli motorun emme portuna yapılan su püskürtmesiyle birlikte yanma odasının sıcaklığı düşürüldüğünü ve yanma odasının basıncında artış meydana geldiğini hesaplamıştır. Buna bağlı olarak torkta artış sağlamıştır. Buna karşın olarak yakıt tüketiminde fark edilebilir bir değişim görmemiştir [48].

Raif Kenanoğlu (2016) yaptığı çalışmada standart dizel, kısılmış dizel + sıkıştırılmış doğalgaz, kısılmış dizel + hidroksi gaz ve kısılmış dizel + hidroksi gaz ile zenginleştirilmiş sıkıştırılmış doğalgaz yakıt karışımları, AVL Boost simülasyon programı kullanılarak modellenmiştir. Programın alt yapısında hazır bulunan modelde farklı yakıt kullanmış ve yakıt miktarında da azaltma yapmıştır. Simülasyon programında, 4.8 L, 6 silindir, 4 zamanlı, turbo beslemeli model dizel motoru üzerinde belirlenen noktalara ölçüm noktaları oluşturmuş ve bu noktalarda motor performans ve emisyon değerlerini ölçmüştür [49].

S. İmran ve diğ. (2017) yaptıkları çalışmada doğal gaz esaslı çift yakıtlı yakıt, dizele kıyasla NOX'ta önemli bir azalmaya neden olduğunu belirtmiştir. NOX'taki bu azalma, ateşleme ve yanma olaylarından önce silindir içi karışım oranının doğrudan bir sonucu olduğunu söylemiştir. Doğal gazın önemli ölçüde daha yüksek özgül ısı kapasitesi, karışımın toplam özgül ısı kapasitesini artırır ve sıkıştırma stroku sırasında daha düşük sıcaklıklara neden olduğunu söylemiştir. Ayrıca doğal gazın varlığı, silindir içi (adyabatik) tepe sıcaklığını etkiler. Termal mekanizmaya büyük ölçüde bağımlı olan NO_x oluşumu ile, düşük silindir içi sıcaklık, tek yakıtlı karşılaştırıldığında daha düşük NO_x ile sonuçlanır demiştir [50].

İçten yanmalı motor üretilmeden önce yapılacak bilgisayar analizi; motor performans parametrelerini, emisyon değerlerini, tasarım ve üretim süreci değişiklikleri gibi birçok farklı parametrenin önceden tahmin edilmesini sağlamaktadır. Geleneksel olarak sıkça kullanılan, yanma fraksiyonu ve yanma oranını bulmak için kullanılan Wiebe

fonksiyonu (1962) sıfır boyut motor tasarım programlarında sıklıkla kullanılmaktadır [51]. Wiebe fonksiyonu yakın zamanda Ghojel (2010) tarafından gözden geçirilmiştir [52].

İçten yanmalı motorlarda yanma oranına yaklaşan analitik fonksiyonlar, motor çevrim simülasyonları için kullanışlı ve uygun maliyetli araçlardır. Motorlar için bugüne kadar önerilen fonksiyonların çoğu, normal rassal değişirler için üretici değerler yasasına dayanmaktadır. Bu fonksiyonlardan en iyi bilinenleri, farklı yanma sistemleri ve yakıtlarla çalışan içten yanmalı motorlarda yanma fraksiyonunu ve yanma oranını tahmin etmek için kullanılan Wiebe fonksiyonudur. Bunlar arasında direkt enjeksiyonlu (DI) ve dolaylı enjeksiyonlu (IDI) dizel motorlar, klasik kıvılcım ateşlemeli (SI) motorlar ve benzinli doğrudan enjeksiyonlu (GDI) motorlar, homojen şarj sıkıştırma ateşlemeli (HCCI) ve önceden karıştırılmış şarj sıkıştırma ateşlemeli (PCCI) motorlar bulunur [52].

Komiyama ve Heywood (1973) sıkıştırma oranı 10 olan, tek silindirli bir benzin motorunda 1200 rpm de NO emisyonu için gerçek ve teorik sonuçları hesaplamış ve teorik hesaplamanın, gerçek sonuca yaklaştığını ifade etmiştir. Bir motordaki fakir ve zengin karışımlardaki NO oluşum süreçleri farklı özelliklere sahip olduğunu belirtmiş. Fakir karışımlarda, genleşme strokunda NO oluşumu meydana gelir ve çok az NO ayrışması olduğunu belirtmiştir. Zengin karışımlarda, yük tamamen yandıktan ve önemli miktarda NO ayrışması meydana geldikten sonra genleşme strokunda NO oluşumunda sabitleme meydana gelir demiştir [40].

3. MOTOR ÇEVİRİMİNİN SİMÜLASYONU

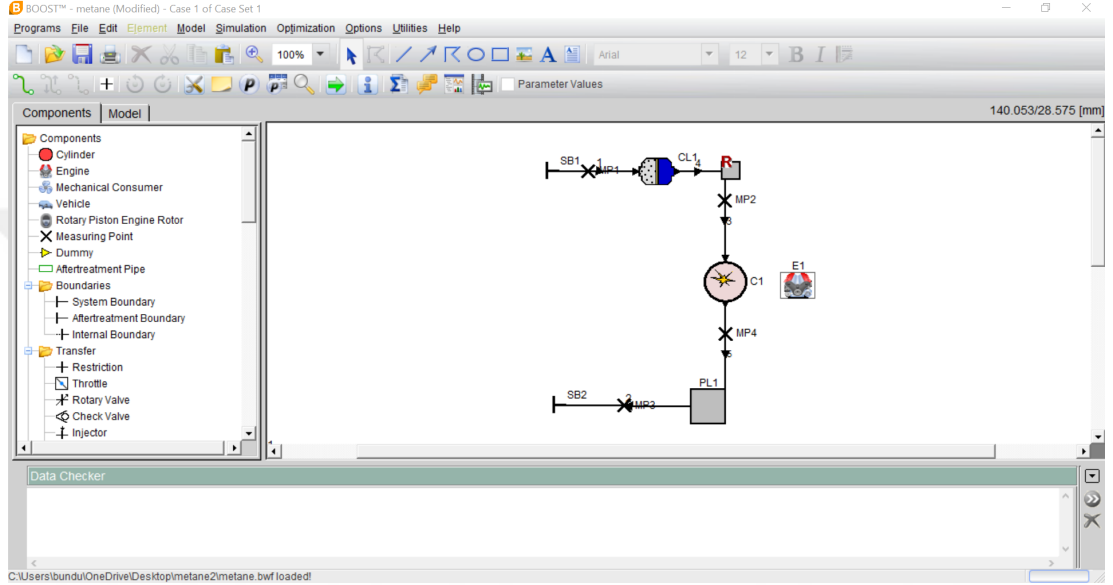
Motor CFD simülasyonları, motor çalışma döngüsü ve emisyon oluşumu hakkında bilgi verir. Motor modellemesinin nihai hedefi, tasarımcılara motor performansını iyileştirmek ve kirletici emisyonlarını azaltmak için doğrudan rehberlik etmektir. İçten yanmalı motorların hesaplamalı optimizasyonu, motor tasarımlarında pratiklik kazandırdığı için genel olarak kabul görülmüştür. İçten yanmalı motorlarının hesaplamalı optimizasyonun görevi, ilgilenilen minimum veya maksimum objektif fonksiyonları gerçekleştirebilen optimum tasarım değişkenlerinin kombinasyonlarını tanımlamaktır [15].

Bu çalışmada bir boyutlu veya sıfır boyut işlemlerini yapabilen AVL şirketi tarafından üretilen ve geliştirilen BOOST programı kullanılmıştır. AVL veya Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List, Avusturya merkezli bir otomotiv danışmanlık firmasının yanı sıra bağımsız bir araştırma enstitüsüdür. İçten yanmalı motorlu (ICE) motorların yanı sıra enstrümantasyon ve test sistemleri ile güç aktarma sistemlerinin geliştirilmesi için en büyük özel şirkettir ve ayrıca elektrik aktarma organları üretmektedir. AVL şirketi, tüm endüstriler için güç aktarma sistemi sistemlerinin geliştirilmesi ve optimizasyonu konusunda onlarca yıllık deneyime sahiptir. Küresel bir teknoloji lideri olarak AVL, eksiksiz ve entegre geliştirme ortamları, ölçüm ve test sistemleri ile en gelişmiş simülasyon yöntemleri sunmaktadır [53].

AVL Boost tek boyutta model kurmaya izin vermektedir. Akış hesaplamaları bu program ile tek boyutta yapılmaktadır. Dinamik gaz denklemleri kullanılarak basınç, sıcaklık ve emisyonlar gibi parametreler hesaplanır. Üç boyutlu akışkan dinamiğini incelenmek istenirse, kullanılan elementlerin üç boyutlu grafikleri ekelenerek "FIRE" arayüzü kullanılabilir ve daha detaylı bir inceleme yapılabilir [54].

3.1 Tek Silindirli Modelin Oluşturulması

BOOST programı arayüzü kullanılarak çevrim modeli için gerekli motor tasarımı yapılabilir. Şekil 3.1 de BOOST arayüzü görülmektedir. Motor bileşenleri eklendikten sonra bu bileşenler borular ile birbirine bağlanabilir. Sınır şartları ve borular ile birbiri ile ilişkilendirilen bu elementler motor simülasyonu için kullanılır.



Şekil 3.1 : Boost kullanıcı arayüzü.

Burada E1, C1, PL1, SB1 ve SB2 sırasıyla, çevrimde kullanılacak motoru, kullanılacak silindiri, plenumları ve giriş sınır şartı ile çıkış sınır şartını göstermektedir. MP ile başlayanlar ise ölçüm noktalarını, CAT1 ie katalisti göstermektedir.

Menü çubuğundaki P işaretine basıldığında, model parametre bölümü gelmektedir. sıkıştırma oranı, enjektör basıncı, H/Y oranı vb. her bir çevrim için farklı parametreler buradan girilebilmektedir..

Simulation Control butonu ile, simülasyonda elde edilmek istenilen sonuçların detay ayarlamaları yapılabilir. Aynı zamanda yakıt seçimi veya yeni bir yakıtın modellenmesi de bu bölümde gerçekleşir. İstenilirse akustik modeli aktif edilerek gürültü optimizasyonu da yapılabilmektedir.

Geometrik ve ısı transfer özellikleri gibi elementlerin parametreleri ise resimlerinin üzerine çift tıklatma ile gelen menüden ayarlanabilmektedir.

3.2 Deney Motoru

Deney motoru için tek silindirli Super Star marka, doğal emişli, direk püskürtmeli ve su soğutmalı bir dizel motoru kullanılmıştır. Tablo 3.1 deney motorunun parametrik değerleri verilmiştir. Şekil 3.2 ise kullanılan deney motorunun görüntüsü verilmiştir.

Tablo 3.1 : Super Star motoru teknik verileri.

Marka model	Super Star
Çalışma prensibi	4 zamanlı, su soğutmalı, direk enjeksiyonlu
Silindir sayısı	1
Silindir Çapı	108 mm
Strok	100 mm
Sıkıştırma oranı	17/1
Maksimum motor gücü	16 BG (11.7 kW)
Yakıt sarfiyatı	254.25 g/kW.h
Püskürtme basıncı	175 kgf/cm ²
Supap boşluğu (motor soğukken)	0.25 mm
Püskürtme başlangıcı	28° (°KMA)
Emme supabı açılması	15° derece Üst Ölü Noktadan önce
Egzoz supabı kapanması	15° derece Üst Ölü Noktadan sonra



Şekil 3.2 : Deney motoru.

3.3 Deney Motorunun Teorik Olarak Modellenmesi

Tablo 3.1 kullanılarak Avl BOOST sisteminde Şekil 3.1 de görülen model oluşturulmuştur. Daha sonra deney motorundan elde edilen verilerle ile teorik modelin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Gerçekleştirilen optimizasyon için öncelikle basınç grafikleri incelenmiştir. Deney sonuçlarında 1600 d/d ile 2400 d/d verileri mevcuttur. Deney verisinde bulunan hava debisi değeri, teorik model basınç hesaplamaları için kritik bir öneme sahip olmaktadır. Bu nedenle supap ayarlaması yapılması yapılarak hava miktarını ayarlanmaya çalışılmıştır.

Deney sonuçlarında bulunan HFK (λ) değeri her devir için silindir üzerine gelen yükü hesaplamak için kullanılmaktadır. Bu nedenle her bir devir için H/Y oranı parametrik olarak teorik modele tanımlanmıştır.

Hava debisi hem deney hem de teorik model için, göz ardı edilebilecek yüzdesel farklar ile elde edilmiştir. Enjektör geometrisi basınç grafiklerini elde etmek için gereklidir. Enjektör üzerindeki delik sayısı, çapları ve püskürtme basıncı modele entegre edilmiştir. Daha sonra ise püskürtme başlangıç ve bitiş zamanları modele işlenmiştir.

Basınç grafikleri 1600 ve 2400 d/d için yakınsamıştır ve teorik modelin bu devirlerdeki basınçları kabul edilmiştir. Sonrasında ise elde edilen güç miktarı incelenmiştir. Teorik motor için sürtünme kayıpları verileri girilerek deney motor gücü ile bire bir örtüşmesi sağlanmıştır.

Emisyon hesapları için gerekli olan ısı transfer modeli teorik sisteme eklenmiştir. Bunun sonucunda, emisyon sonuçları için gerekli olan ısı ortamı oluşturulmuştur. Soğutma suyundan silindir içerisine kadar olan sistem bir boyutlu olarak sistem içerisine yerleştirilmiştir.

Daha sonra teorik model 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400 devirlerinde çalıştırılarak emisyon değerleri deney motoru ile yakalanmaya çalışılmış ve ufak yüzdesel farklar ile elde edilmiştir.

Deney sonuçlarında CO oluşumu, yakıtın ayrışması ve oksidasyonu üzerinde etkili olan, karışımın sıcaklığı ve yanmamış gaz yakıt varlığının bir fonksiyonu olduğu gözlemlenmiştir. Ancak teorik modelde karışım sıcaklığı ve yanmamış gazların varlığı deney verileri ile bir boyutlu ortamda benzememektedir. Bu sebeple teorik sonuçlar için ayar parametresi kullanılmıştır.

CO ve NO_x için ise öne sürülen modeller kullanılmış ve gerekli katsayılar hesaplanarak sistem içerisine işlenmiştir. Bu katsayılar ile deney motoru ile neredeyse birebir emisyon sonuçları ortaya çıkmıştır.

Hesaplanan parametreler ve katsayılar ile deney motoruna yakınsanmış kabul edilerek, bu katsayılar sabit kalacak şekilde yakıtta Metan katkısı yapılarak sonuçlar incelenmiştir.

Metan katkısı %20, %40, %60 ve %80 şeklinde sistem de modellenmiştir. Her bir yakıt katkısı ile AVL Gas Properties Generator sistemi farklı bir H/Y oranı stokiyometrik olarak vermiştir. Programın verdiği standart kabul edilerek her yakıt katkısı miktarı için silindir içerisine çekilen H/Y oranı yeniden hesaplanmıştır. Bu hesaplama ile λ değeri sabit kalmıştır. Sabit kalan λ değeri elde etmek için silindir içerisine çekilen hava miktarını veya yakıt miktarını düşürmek gerekmiştir. Emilecek hava miktarını artırmak fiziksel ve numerik olarak, toplam yakıt miktarı değişiminden daha zor olacağı için silindir içerisindeki hava miktarı sabit kalıp, yakıt miktarı azaltılmıştır. Bu şekilde sonuçlar incelenmiş sabit güç ve sabit tork etkisi görülmüştür.

Yakıt miktarını ve hava miktarı sabit olarak kabul edilen bir deney için ise sonuçlar gerçek yapılan çalışmalara daha yakın çıkmıştır. Sabit yakıt ve sabit hava miktarı ile yapılan deneyde ise, her metan katkısı için teorik olarak belirlenen H/Y oranı yükseldiği için λ değeri düşmüş $\lambda = 1$ oranına yaklaşmıştır.

Yapılan işlem sırası bir sonraki bölüm ile örtüşmektedir. İlk önce Teorik model optimizasyonu yapılmış daha sonra metan katkısının etkisi incelenmiş ve sonrasında ise sabit güç ve sabit tork altında metan katkısının etkileri yorumlanmıştır.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

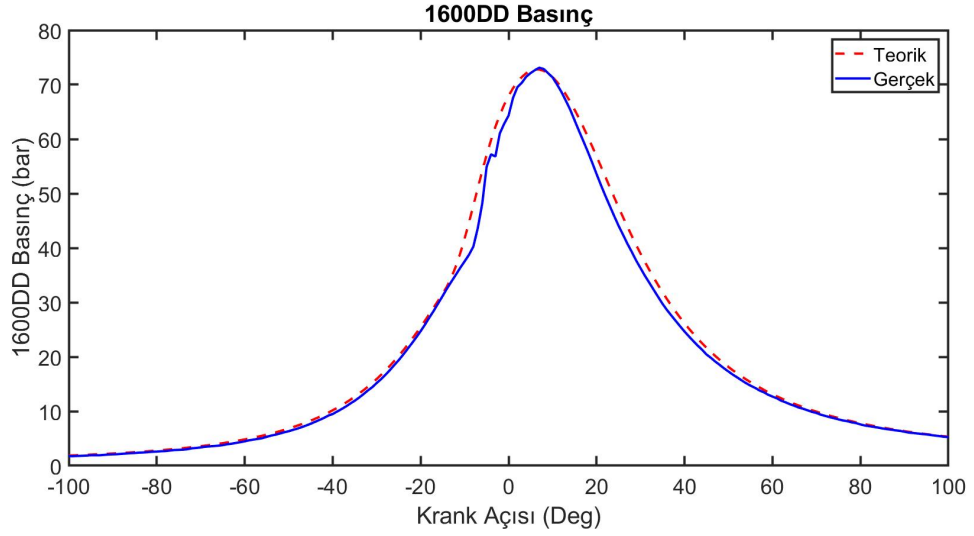
Bu bölümde yapılan çalışmaların sonuçları incelenmiştir. İlk kısımda deney sonuçları ile elde edilen teorik sonuçlar karşılaştırılarak incelenmiştir. Öncelikle basınç, güç ve tork, HFK ve hava debisi, CO ve NO_x her bir alt bölümde, ayrı ayrı deney sonuçlarının, motor devrine göre oluşturduğu grafikler yorumlanmıştır. Daha sonra ise teorik sonuçların deney sonuçlarına göre kıyaslaması yapılmıştır. Yapılan optimizasyon işlemi sonucu ile deney sonuçları hata oranı azaldığında bir sonraki kısım, yani yakıt değişiminin etkilerini incelemeye geçilmiştir.

Oluşturulan teorik modelin doğruluğu kabul edilerek, yakıtta metan katkısının etkisi ise ikinci kısımda incelenmiştir. Bu kısım da sabit yakıt miktarı ile azaltılan yakıt miktarının etkileri iki alt bölüme ayrılarak irdelenmiştir. Bu alt bölümlerde maksimum basınç, motor gücü ve torku, özgül yakıt tüketimi, efektif verim, NO_x ve CO emisyonları alt başlıkları ile yorumlanmıştır.

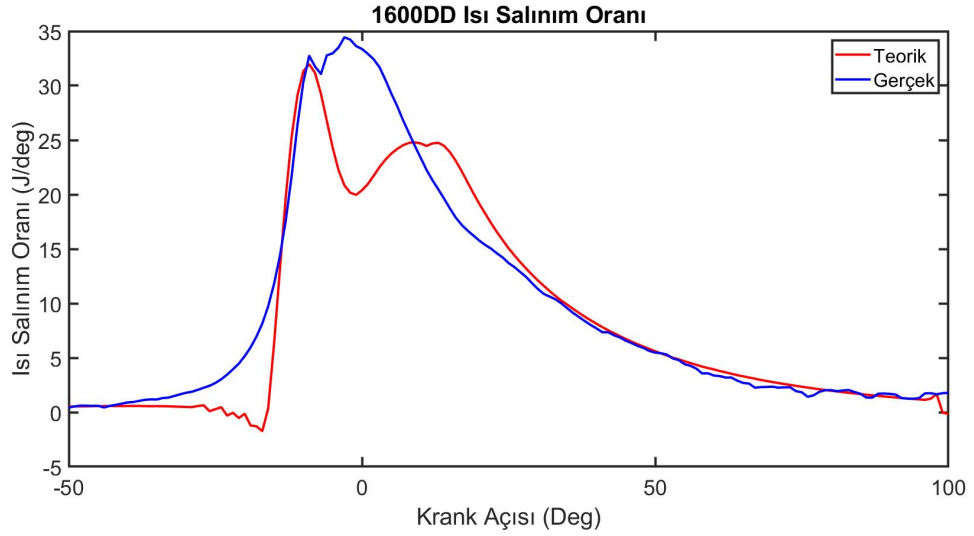
4.1 Deneysel Veriler ve Hesaplanan Teorik Sonuçların Performans ve Emisyon Değerleri

4.1.1 Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçların 1600 d/d ve 2400 d/d için basınç değerleri bakımından karşılaştırılması

1600 d/d için elde edilen grafik Şekil 4.1 'de gösterilmiştir. Kesikli çizgili olarak gösterilen teorik olarak hesaplanan, düz çizgi olarak çizilen ise deneysel sonuçları göstermektedir. Her iki model için en yüksek basınç noktaları aynı KMA° noktalarındadır. Maksimum basıncın meydana geldiği değer KMA değerinde, 8° olarak her iki veri grafikleri üzerinde görülmektedir. Deney motorunda - 5 KMA° civarında meydana gelen basınç düşmesinin sebebi ise dizel yakıtının yanmak için çevreden ısı çekmesidir. 1600 d/d için ısı salınım oranlarının karşılaştırılması Şekil 4.2'de verilmiştir.



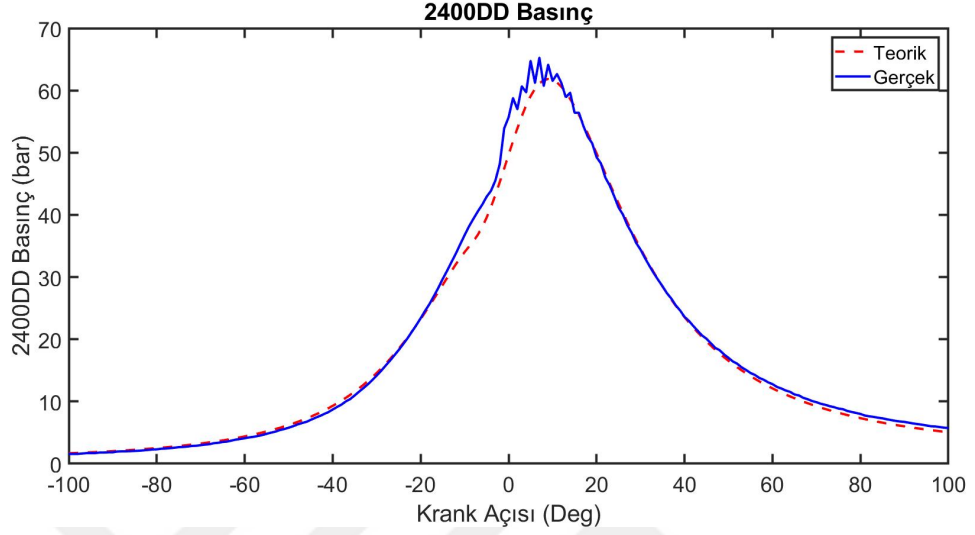
Şekil 4.1 : 1600 d/d için deneysel sonuçlar ile hesaplanan teorik sonuçlarının basınç (bar) karşılaştırılması.



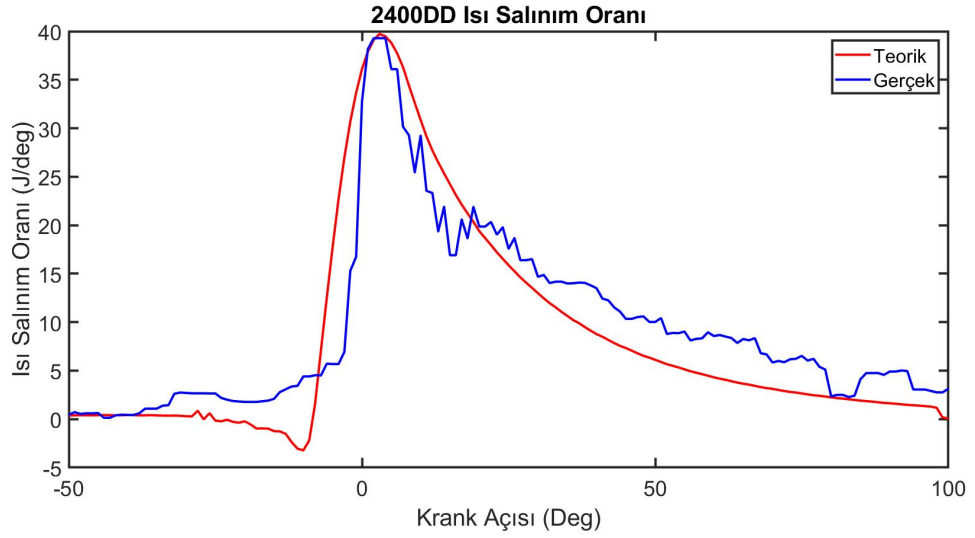
Şekil 4.2 : 1600 d/d için deneysel sonuçlar ile hesaplanan teorik sonuçların ısı salınım oranları(J/deg) karşılaştırılması.

2400 d/d için elde edilen sonuçlar Şekil 4.3’de verilmiştir. 2400 d/d deney motorunda vuruntu oluşumu grafik üzerinde meydana gelen zik-zaklar ile görülmektedir. Aynı zamanda 2400 d/d ’da tutuşma gecikmesinin etkisi de gözlemlenebilmektedir. Denklem 2.2 de de görülmekte olan, motor devrinin artması tutuşma gecikmesinin artmasına sebebiyet verdiği de gözlemlenmiştir. Teorik sonuçlarda maksimum basınç noktası 5° değerinde artarak 13° değerine gelmiştir. Deneysel çalışma sonucunda maksimum basınç noktası vuruntu sebebi ile net olarak hesaplanamamıştır. Isı salınım oranlarının karşılaştırılması 2400 d/d için ise Şekil 4.4’de verilmiştir.

Hesaplanan teorik sonuçlarının grafiği görüleceği üzere deneysel sonuçlara göre lineer bir çizgi çizmektedir. Denklem 2.9 de de görülebilen, yakıtın sağladığı enerji, sıcaklığın lineer bir fonksiyonu olduğu her iki grafik için de daha net bir şekilde görülmektedir.

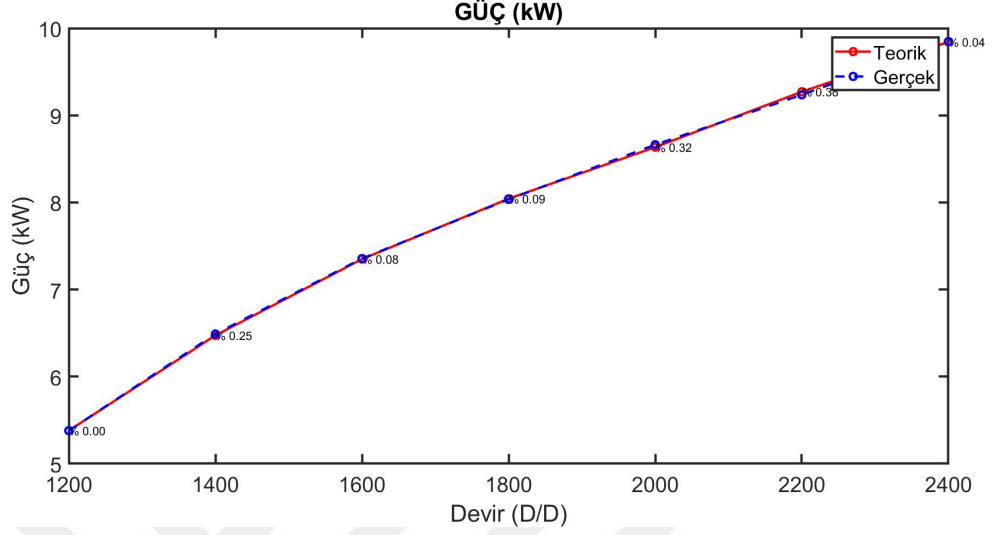


Şekil 4.3 : 2400 d/d için deneysel sonuçlar ile hesaplanan teorik sonuçların basınç(bar) karşılaştırılması.



Şekil 4.4 : 2400 d/d için deneysel sonuçlar ile hesaplanan teorik sonuçların ısı salınım oranları (J/deg) karşılaştırılması.

4.1.2 Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının güç (kW) ve tork (N.m) değerleri bakımından karşılaştırılması

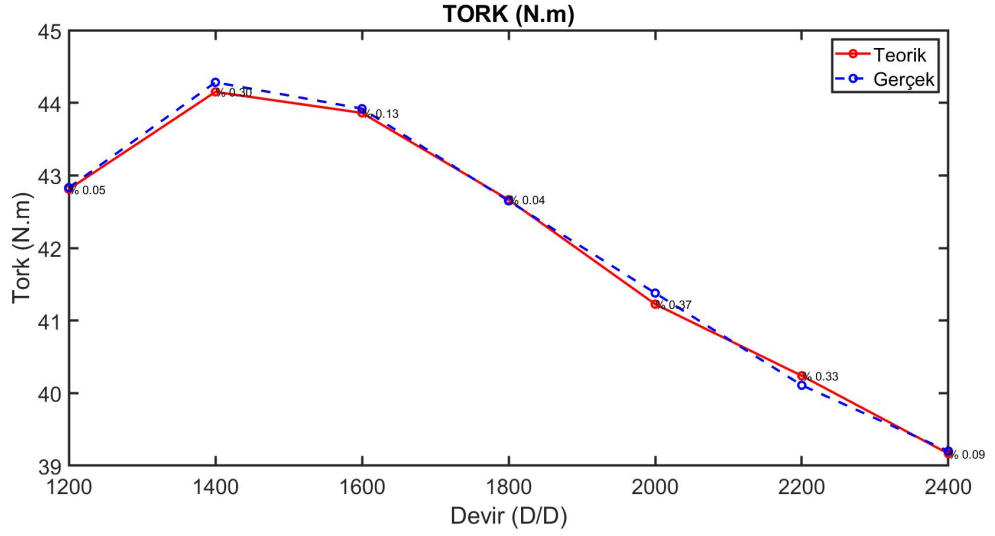


Şekil 4.5 : Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının güç (kW) değeri bakımından karşılaştırılması .

Motor hızı arttıkça gücün arttığı Şekil 4.5 görülmektedir. Buda gücün hızın doğrusal bir fonksiyonu olduğunu kanıtlamaktadır. Şekil 4.5 incelendiğinde deneysel sonuçlar ile teorik sonuçların neredeyse birebir örtüştüğü görülmektedir. Teorik modele eklenen sürtünme kaybı oranları bu sonuçlar doğrultusunda doğrulanmıştır. Hata oranı $< \%0.5$ olarak hesaplanmıştır.

Şekil 4.6 deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının tork hesaplamalarını göstermektedir. Artan devir ile birlikte supap açılma ve kapanma zamanları kısalmış, silindir içerisindeki bir önceki çevrimden kalan gazlar gibi nedenlerle volümetrik verim düştüğü tork grafiği üzerinden okunabilmektedir. Motor hızın fonksiyonu olarak motor devri arttığında yükselmektedir. Ancak devir yükseldikçe egzoz, emme ve yanma için geçen sürelerin azalması basıncın düşmesine ve torkun düşmesine sebep olmaktadır.

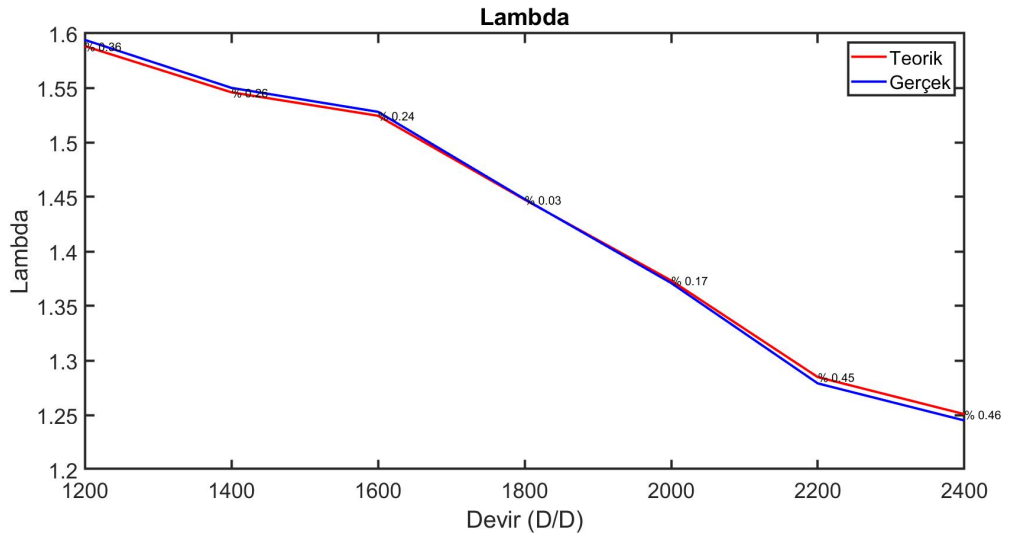
Denklem 2.13 verilen tork ile güç arasında doğrusal bir bağıntı olmasına rağmen, tork azalsa bile gücün artmasının sebebi, motor devrinin tork azalmasından daha fazla yükselmesi ile motor gücünün arttığı görülmektedir. Tork ise belirli bir noktadan sonra volümetrik verimle birlikte azalmaya başlar. Güç ve tork grafikleri bunu kanıtlamaktadır.



Şekil 4.6 : Deneysel sonuçlar ile teorik sonuçlarının tork (N.m) bakımından karşılaştırılması.

4.1.3 Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının hava fazlalık katsayısı λ ve hava debisi değerleri bakımından karşılaştırılması

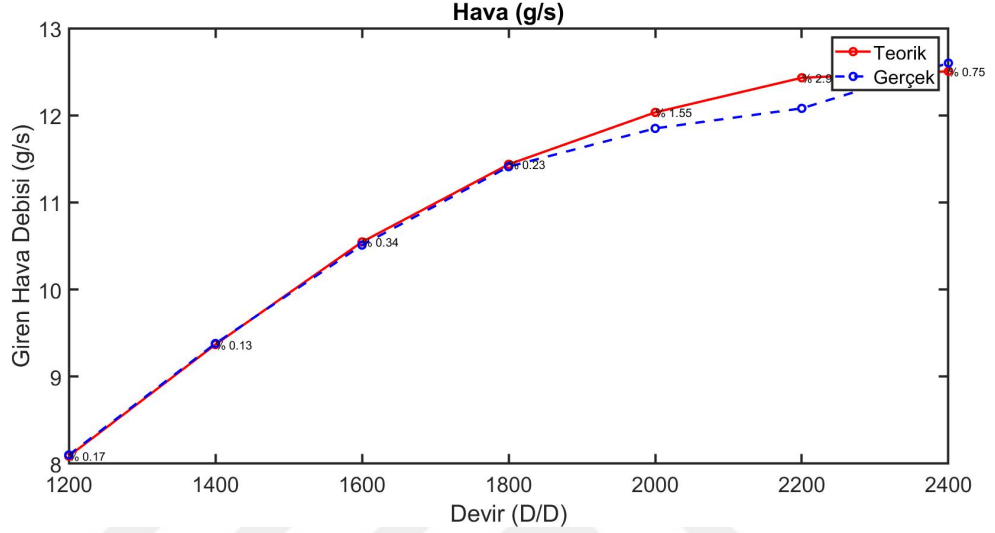
Şekil 4.7 incelendiğinde, hava yakıt oranının düşmekte olduğu görülmektedir. Artan devir ile birlikte supap açılış ve kapanış zamanı kısaltmakta, silindir içerisindeki bir önceki çevrimden kalan artık gazlar gibi nedenlerle hava akışının boğulması H/Y oranını düşürmektedir.



Şekil 4.7 : Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının HFK (%) değeri bakımından karşılaştırılması.

Şekil 4.8’te emilen hava debisi görülmektedir. Yüzdesele farklar göz ardı edilebilecek kadar küçüktür ancak 2000 d/d sonrası için teorik model deney sonuçlarından uzaklaşmakta ve motor dönmesi 2400 d/d ulaştığında bu fark tekrar kapanmaktadır.

Denklem 2.31 de görülen, lambda emilen hava debisi supap açıklık oranı ve bu orana bağlı akış katsayısı ile alakadardır.



Şekil 4.8 : Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının emilen hava debisi (g/s) değeri bakımından karşılaştırılması.

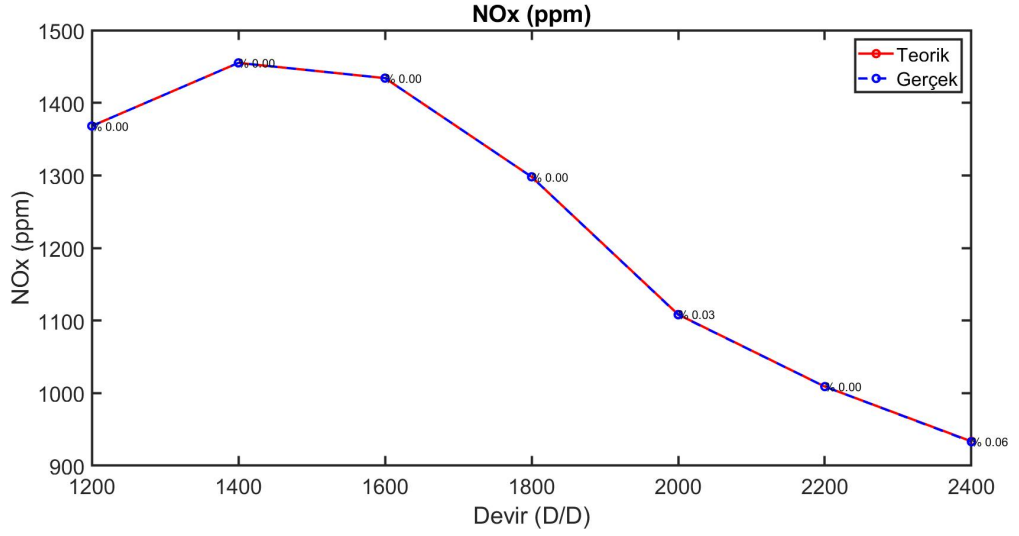
4.1.4 Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının azot oksit (NO_x) emisyon değeri bakımından karşılaştırılması

NO_x miktarı Şekil 4.9 yüzdesele farkları ile birlikte verilmiştir. Kullanılan tepkime sonu ayar parametresinin doğruluğu neredeyse %0 hata oranı ile kanıtlanmıştır.

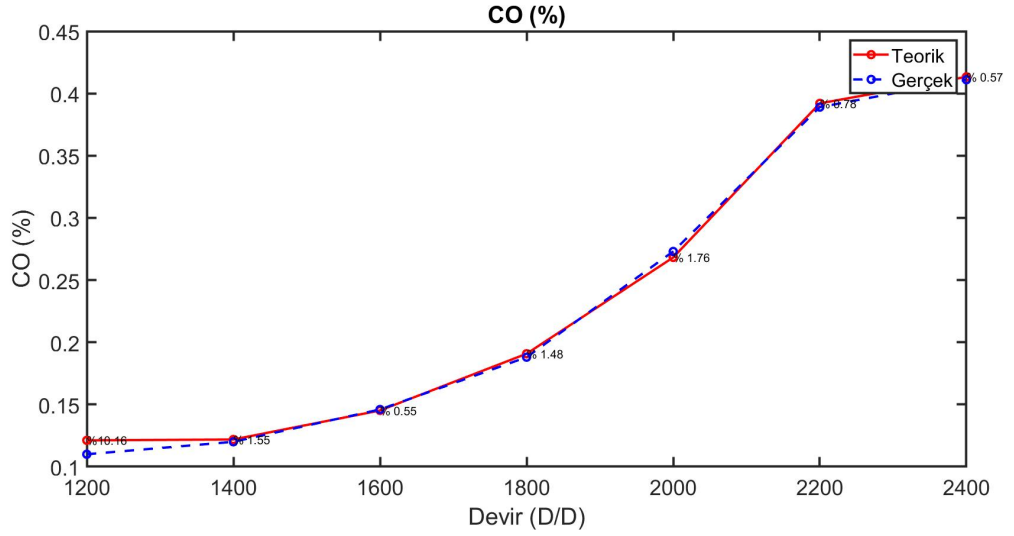
NO_x oluşumdaki bir diğer etken ise HFK'dır. HFK düştükçe azot birleşecek oksijen bulmakta zorlanacak ve NO_x emisyonları düşecektir. Şekil 4.7 ile Şekil 4.9 birlikte incelendiğinde bu durum net bir şekilde gözlemlenebilir.

4.1.5 Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının karbonmonoksit (CO) emisyon değeri bakımından karşılaştırılması

Şekil 4.10'de yüzdesele farklar ile birlikte görüldüğü gibi, yüksek motor devirlerinde silindir içerisindeki O_2 azlığı karbonmonoksit oluşumunu artırmaktadır [41]. CO oluşumu için kullanılan ayar parametresi ile maksimum torkun oluştuğu 1400 d/d 'da



Şekil 4.9 : Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının NO_x (ppm) emisyon değeri bakımından karşılaştırılması.



Şekil 4.10 : Deneysel verilerin ve hesaplanan teorik sonuçlarının CO (%) emisyon değeri karşılaştırılması.

% 1.55 lik fark oluşturmuştur. Motor gücünün en yüksek olduğu 2400 d/d ise % 0.57 lik göz ardı edilebilecek bir fark meydana gelmiştir.

Yakıt hava karışımı içinde gerekenden daha az hava ise yanma yetersiz oksijen ortamı içinde olacak ve yakıtın karbonunun tümü CO_2 'ye dönüşemeyerek CO olarak kalacağı bilinmekte ve CO oluşumu büyük ölçüde hava fazlalık katsayısına (HFK) bağlı olduğunu Şekil 4.7 ile birlikte, Şekil 4.10 incelendiğinde, HFK sayısı düşerken CO miktarı arttığı görülebilmektedir.

4.2 Metan Katkısının Motor Performans ve Emisyonlara Etkisi

AVL Boost programı içerisinde bulunan Gas Property Generator farklı yakıt karışımları oluşturulmasını izin vermektedir. Ancak her yakıt farklı stokiyometrik hava / yakıt oranı standartlarına sahiptir. Bu yakıtlar karıştığında ise farklı stokiyometrik HFK değerleri elde edilecektir. Tablo 4.1 incelendiğinde deneyler için kullanılan stokiyometrik oranlar görülebilir.

Tablo 4.1 : Stokiyometrik H/Y oranları.

Yakıt	Stokiyometrik H/ Y oranı (%)	Alt ısı değeri (kJ/ kg)
Dizel	15.17	42830.429
CH ₄	17.23	50004.472
%20 CH ₄	15.58	44273.288
%40 CH ₄	15.99	45716.147
%60 CH ₄	16.40	47159.006
%80 CH ₄	16.81	48601.865

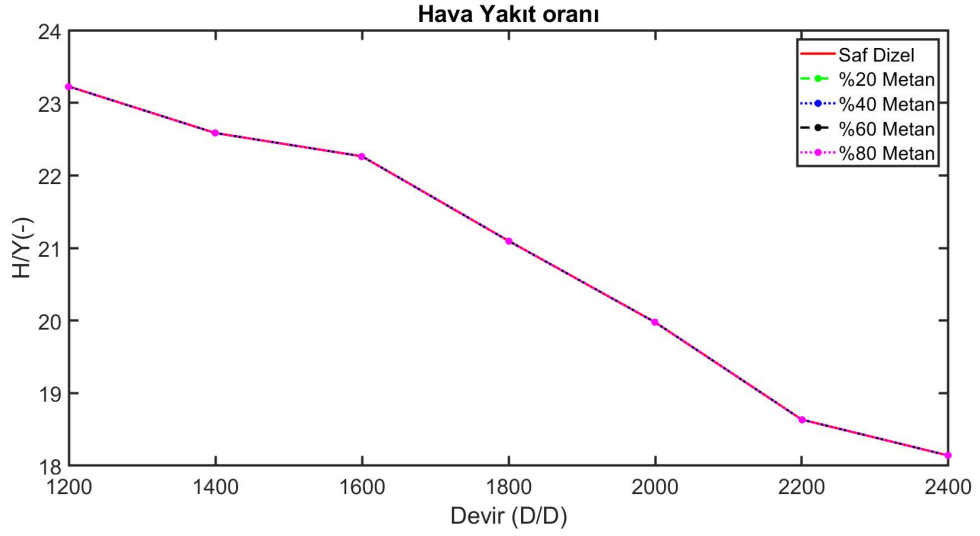
Sabit H/Y oranı oluşturmak için teorik model de bölüm 4.1 dede kullanılan yakıtı yakmak için kullanılan hava miktarı ve yakıt miktarı kullanılmıştır. Tablo 4.1 incelendiğinde her metan katkısı için stokiyometrik H/Y oranı artmaktadır. Bu sebeple ilk kısımda HFK değeri denklem 2.31 ile de kanıtlanabileceği üzere azalmıştır.

Sabit HFK değeri oluşturmak için ise yakıt miktarının azaltılması gerekmektedir. Artan stokiyometrik H/Y oranı ile deney H/Y oranı arasındaki bağıntının yani denklem 2.31 oranın sabit kalması ya hava miktarını arttırma ile yada yakıt miktarını azaltma ile meydana getirilebilmektedir. Hava miktarını arttırmak daha karmaşık bir sistem gerektirdiğinden ikinci alt bölümde yakıt miktarı azaltılarak sonuçlar incelenmiştir.

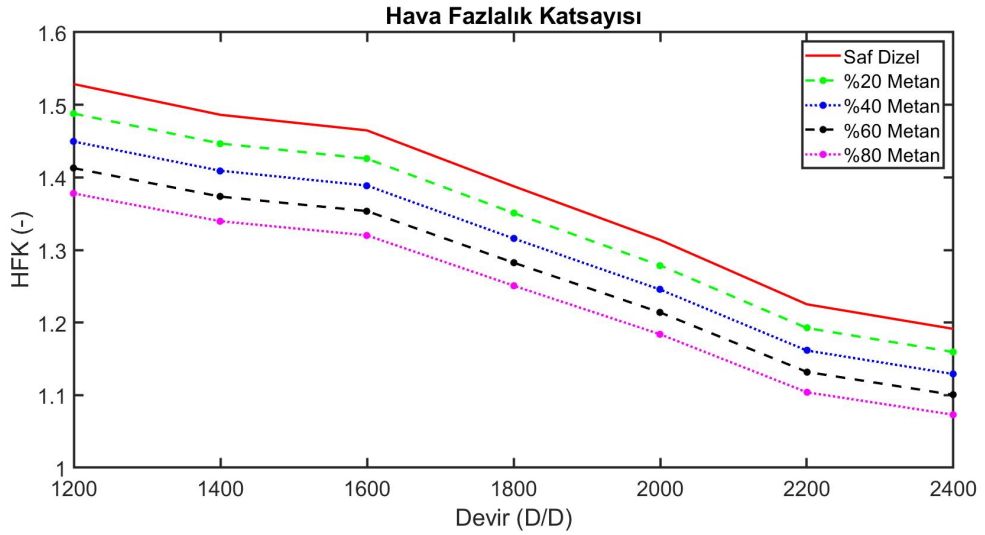
4.2.1 Sabit hava/yakıt oranı (sabit hava miktarı, sabit yakıt miktarı) değerinde metan katkısının performans ve emisyonlara etkisi

Sabit hava yakıt oranı Şekil 4.11 verilmiştir. Hava fazlalık katsayısı değişimi ise (λ) Şekil 4.12 de gösterilmiştir.

Hava fazlalık katsayısının düşmesinin sebebi tablo 4.1 te verilen stokiyometrik oranların, Şekil 4.11 da verilen hava/yakıt oranına bölünmesi ile elde edilmesindedir.



Şekil 4.11 : Hava/Yakıt oranı.



Şekil 4.12 : Hava fazlalık katsayısı.

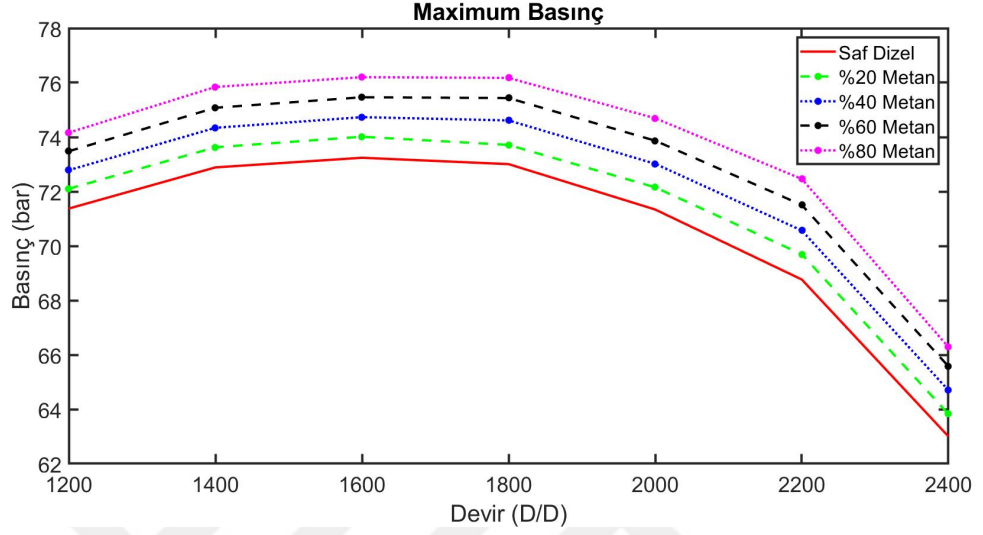
4.2.1.1 Metan katkısının silindir içerisindeki maksimum basınca etkisi

Silindir içerisindeki maksimum basınçlar, saf dizel ile %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.13 da verilmiştir. Maksimum torkun olduğu 1400 d/d için maksimum basınçlar, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %1.01 lık fark ile 73.62 bar, %40 metan katkısı için %2.00 fark ile 74.34 bar, %60 metan katkısı için %3.01 fark ile 75.08 bar, %80 metan katkısı için ise de %4.06 fark ile 75.84 bar olarak hesaplanmıştır.

Maksimum gücün olduğu 2400 d/d da maksimum basınçlar, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %1.31 lık fark ile 63.83 bar, %40 metan katkısı için %2.70 fark ile

64.70 bar, %60 metan katkısı için %4.09 fark ile 65.58 bar, %80 metan katkısı için ise de %5.21 fark ile 66.29 bar olarak hesaplanmıştır.

Metan'nın sahip olduğu yanma enerjisinin dizel yakıtına göre fazla olması sebebi ile silindir içerisindeki basınç artmaktadır [55].



Şekil 4.13 : Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının maksimum basınca (bar) etkisi.

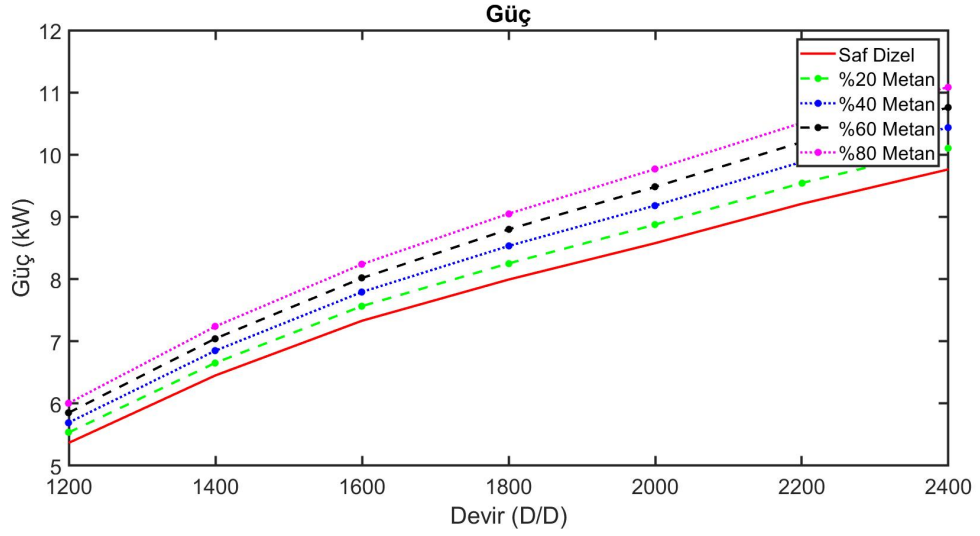
J. Vávra ve diğ (2017) [56] yaptıkları çalışmada doğal gaz katkısının artması ile silindir içi basıncın yükseldiğini gücün ise %11 oranında düşük yükte arttığını göstermiştir.

S. İmran ve diğ (2014) [50] yaptıkları çalışmada silindir içi basınç ve gücün, yanma odasındaki dolgu miktarı orantılı olduğunu dolgu miktarına göre yüksek basınç seviyelerine ulaşılabilirliğini söylemiştir.

4.2.1.2 Metan katkısının motor gücüne ve torkuna etkisi

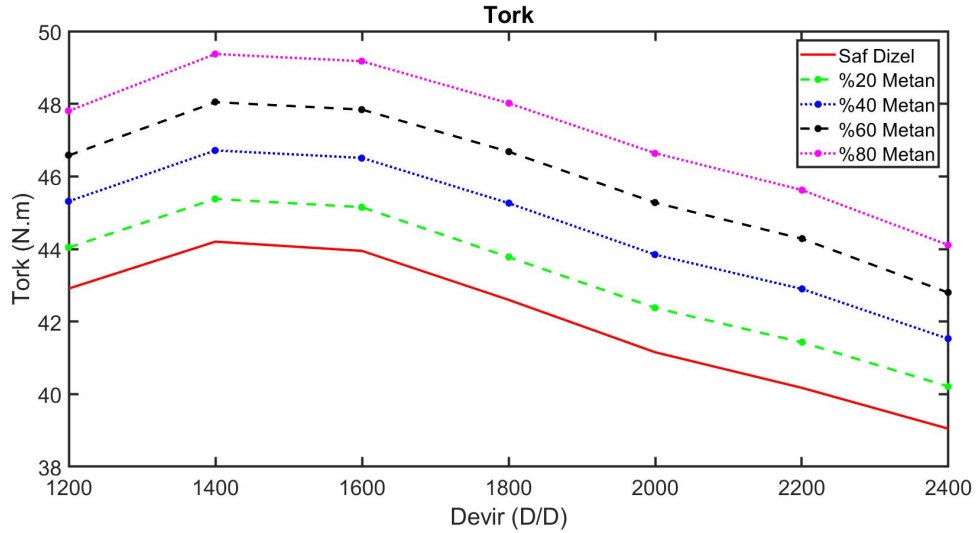
Motor gücü saf dizel ile %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.14 da verilmiştir. Maksimum torkun olduğu 1400 d/d için motor gücü, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %3.13 lık fark ile 6.65 kW, %40 metan katkısı için %6.17 fark ile 6.85 kW, %60 metan katkısı için %9.19 fark ile 7.04 kW, %80 metan katkısı için ise de %12.21 fark ile 7.24 kW olarak hesaplanmıştır.

Maksimum gücün olduğu 2400 d/d da motor gücü, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %3.51 lık fark ile 10.11 kW, %40 metan katkısı için %6.89 fark ile 10.44 kW, %60 metan katkısı için %10.16 fark ile 10.76 kW, %80 metan katkısı için ise de %13.54 fark ile 11.09 kW olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.14 : Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının motor gücüne (kW) etkisi.

Bölüm 4.2.1.1’de de görülebilen, metan katkısı ile artan silindir içi basınç, motor gücünü artırmış olduğu gözlemlenmiştir. Aynı zamanda motor hızının artması gücün artmasında etkili olduğu gözlemlenebilir. Silindir içerisindeki basınç ile elde edilen güç arasındaki ilişki sebebi ile basınç artışı sonucuyla güç de artmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar güç ve basınç sonuçları için aynı yoruma sahiptirler.

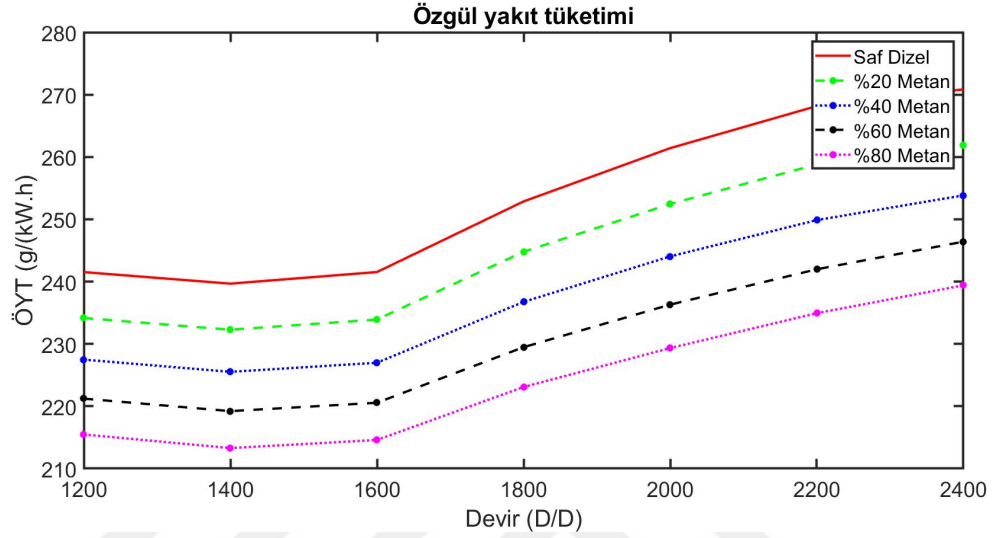


Şekil 4.15 : Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının motor torkuna (N.m) etkisi.

Motor torku saf dizel ile %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.15 da verilmiştir. Maksimum torkun oluştuğu 1400 d/d için motor torku, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %2.67 lık fark ile 45.38 Nm, %40 metan katkısı için %5.69 fark ile 46.72 Nm, %60 metan katkısı için %8.70 fark ile 48.05 Nm, %80 metan katkısı için ise de %11.70 fark ile 49.37 Nm olarak hesaplanmıştır.

Maksimum gücün olduğu 2400 d/d da motor torku, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %2.98 lık fark ile 40.21 Nm, %40 metan katkısı için %6.34 fark ile 41.52 Nm, %60 metan katkısı için %9.60 fark ile 42.79 Nm, %80 metan katkısı için ise de %12.96 fark ile 44.11 Nm olarak hesaplanmıştır.

4.2.1.3 Metan katkısının özgül yakıt tüketimine etkisi



Şekil 4.16 : Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının özgül yakıt tüketimine (g/kW.h) etkisi.

Özgül yakıt tüketimi saf dizel ile %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.16 da verilmiştir. Maksimum torkun olduğu 1400 d/d için özgül yakıt tüketimi, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %3.09 lık fark ile 232.28 g/(kW.h), %40 metan katkısı için %5.91 fark ile 225.52 g/(kW.h), %60 metan katkısı için %8.53 fark ile 219.22 g/(kW.h), %80 metan katkısı için ise de %11.01 fark ile 213.28 g/(kW.h) olarak hesaplanmıştır.

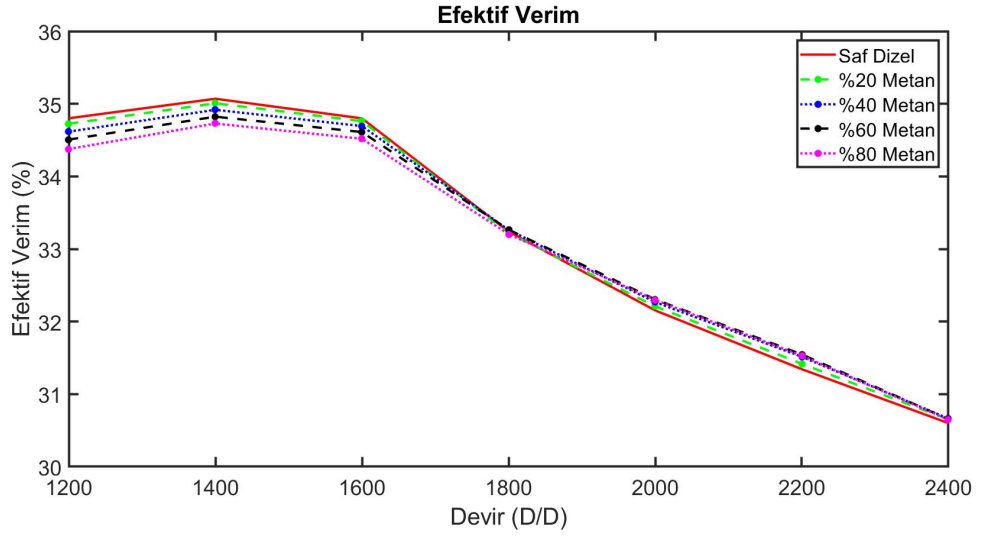
Maksimum gücün olduğu 2400 d/d da özgül yakıt tüketimi, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %3.30 lık fark ile 261.91 g/(kW.h), %40 metan katkısı için %6.28 fark ile 253.84 g/(kW.h), %60 metan katkısı için %9.02 fark ile 246.40 g/(kW.h), %80 metan katkısı için ise de %11.61 fark ile 239.40 g/(kW.h) olarak hesaplanmıştır.

Gizem Ç. (2018) yazdığı tezinde içten yanmalı motorlarda harcanan yakıt, dinamometre üzerinden okunan kütle debisi ile ölçülmekte olduğunu söylemiştir. Ancak bu yöntem ile mekanik güç-yakıt arasında ilişki kurulamadığını belirterek. Diğer bir yöntem olan birim zamanda yakılan yakıt elde edilen güce bölündüğünü ve özgül

yakıt tüketimi, motorda belirli bir hızda tüketilen enerjinin, o hızda motordan alınan enerji miktarına oranı olduğunu belirtmiştir [54].

Artan motor yükü ile silindir içi sıcaklık ve basınç değerlerinin artış göstermesi, ÖYT değerlerinin azalma eğilimini ve özellikle yüksek yüklerde standart çift yakıt kullanımı ile ÖYT değerlerinin motorin kullanımına göre azalmasını sağlamıştır. Artan silindir içi sıcaklıkları, çift yakıt yanmasında tutuşma gecikmesini ve yanma süresini kısaltan bir etki göstermektedir [57]. Bu etki yüksek yük şartlarında yanma oluşumunu iyileştirmekte ve ÖYT'nin motorin kullanımına göre azalmasına neden olmaktadır. Silindir içi şartları yanında, yakıtların sahip olduğu ısıl değer de önemli bir özelliktir. Doğalgazın sahip olduğu ısıl değer motorine göre daha yüksektir. Bu durum, motorinle aynı ısıl değere sahip olan standart çift yakıtların daha az yakıt tüketimi ile benzer performans değerlerini yakalayabilmelerini sağlamaktadır [2].

4.2.1.4 Metan katkısının efektif verime etkisi



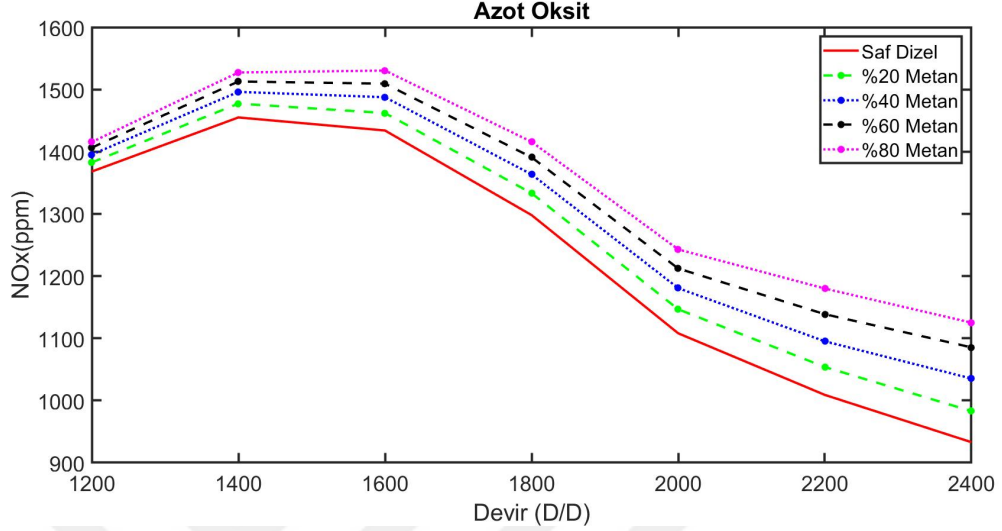
Şekil 4.17 : Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının efektif verime (%) etkisi.

Efektif verim saf-dizel, %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.17 de verilmiştir. Efektif verim farkı sabit yakıt kütleli debisinde $< \%1$ oranında hesaplanmıştır.

Metan sahip olduğu yüksek ısıl değeri sebebi ile dizel-metan karışımının alt ısıl değeri yükselmektedir. Tablo 4.1 incelendiğinde metan katkısının artması ile karışımın toplam ısıl değerinin yükseldiği görülmektedir. Denklem 2.26 incelendiğinde artan

güç ile karışımın ısıl değerinin yükselmesi efektif verim farkını, her yakıt katkısı için, < %1 değerinde tutmuştur.

4.2.1.5 Metan katkısının NO_x emisyon değerine etkisi



Şekil 4.18 : Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının azot oksit emisyon (ppm) değerine etkisi.

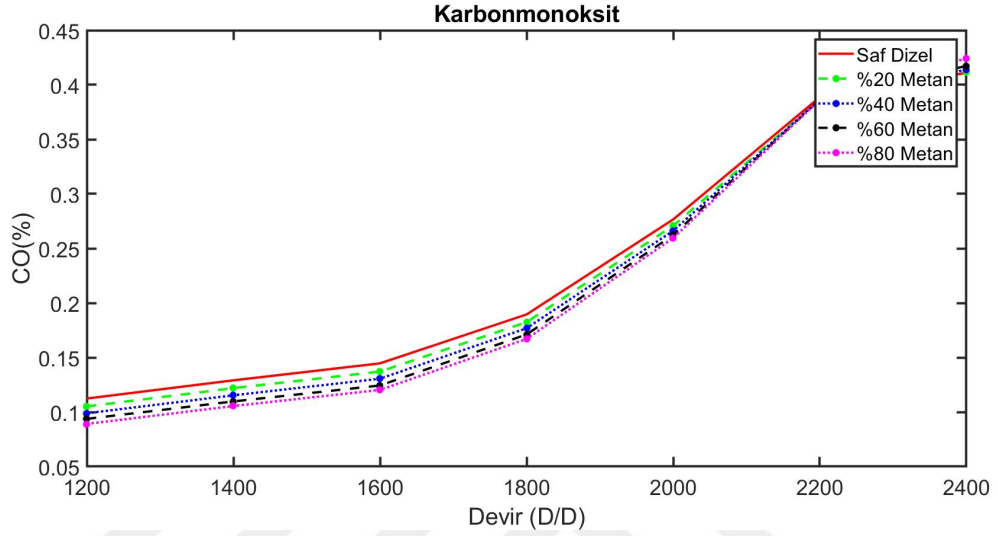
NO_x emisyonları saf dizel ile %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.18 da verilmiştir. Maksimum torkun olduğu 1400 d/d için NO_x emisyonları, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %1.53 lık fark ile 1477.20 ppm, %40 metan katkısı için %2.82 fark ile 1496.08 ppm, %60 metan katkısı için %3.97 fark ile 1512.80 ppm, %80 metan katkısı için ise de %4.97 fark ile 1527.28 ppm olarak hesaplanmıştır.

Maksimum gücün olduğu 2400 d/d da NO_x emisyonları, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %5.35 lık fark ile 982.92 ppm, %40 metan katkısı için %10.96 fark ile 1035.27 ppm, %60 metan katkısı için %16.33 fark ile 1085.38 ppm, %80 metan katkısı için ise de %20.59 fark ile 1125.08 ppm olarak hesaplanmıştır.

Artan motor yüküyle birlikte artan silindir içi sıcaklık değerleri, doğalgaz kaynaklı tutuşma gecikmesi ve yavaş yanma sürelerini kısaltarak yanmanın gecikmeye sarkmasını iyileştirmektedir. Bu koşulda iyileşen yanma özellikleri ve silindir içi sıcaklıklarının daha da artış göstermesi, NO oluşumunu arttıran bir etki göstermektedir [2]. A. P. Carlucci ve diğ. (2008), bir dizel motorunda çift yakıt olarak doğalgaz kullanımının düşük motor yüklerinde ve devirlerinde NO emisyonlarını motorin kullanımına göre azalttığını, yüksek motor yüklerinde ve devirlerinde ise NO

emisyollarının artış gösterdiğini deneysel olarak belirlemişlerdir [58]. M. G. Galal ve diğ. (2002) çift yakıtlı bir dizel motorunda doğalgaz kullanımının motorin kullanımına göre düşük motor yüklerinde daha düşük, yüksek motor yüklerinde ise daha yüksek NO emisyonu oluşturduğunu belirlemişlerdir [59].

4.2.1.6 Metan katkısının CO emisyon değerine etkisi



Şekil 4.19 : Sabit hava/yakıt oranında metan katkısının karbonmonoksit (%) emisyon değerine etkisi.

CO emisyonları saf dizel ile %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.19 da verilmiştir. Maksimum torkun oluştuğu 1400 d/d için CO emisyonları, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %5.51 lık fark ile %0.12 , %40 metan katkısı için %10.62 fark ile %0.12 , %60 metan katkısı için %14.98 fark ile %0.11 , %80 metan katkısı için ise de %18.25 fark ile %0.11 olarak hesaplanmıştır.

Maksimum gücün oluştuğu 2400 d/d da CO emisyonları, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %0.12 lık fark ile %0.41, %40 metan katkısı için %0.70 fark ile %0.41, %60 metan katkısı için %1.54 fark ile %0.42 , %80 metan katkısı için ise de %3.22 fark ile %0.42 olarak hesaplanmıştır.

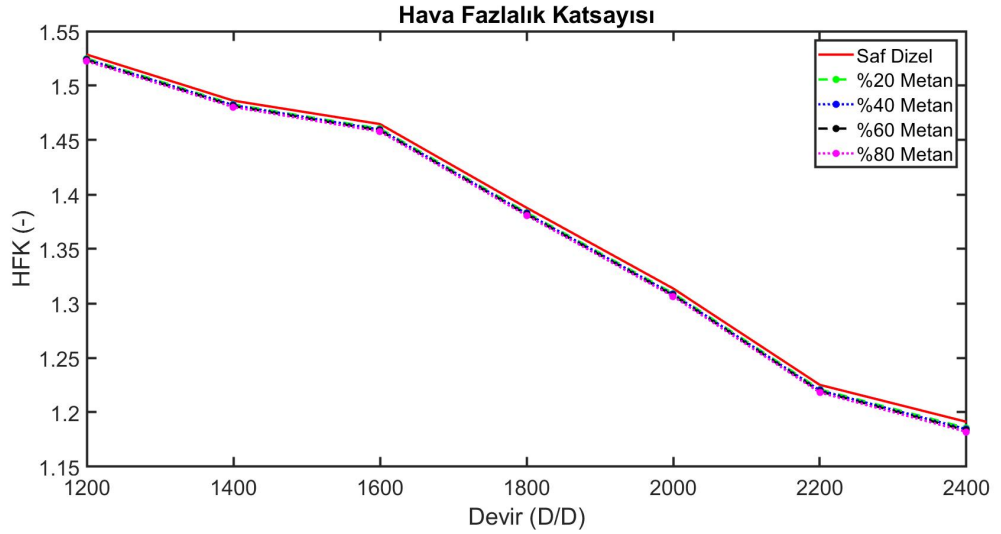
CO oluşumu, yakıtın ayrışması ve oksidasyonu üzerinde etkili olan, karışım sıcaklığı ve yanmamış gaz yakıt varlığının bir fonksiyonudur. Düşük motor yüklerinde, metan kullanımı sonucu tutuşma gecikmesinin artması ve yavaş yanma, gaz yakıt karışımının oksidasyonunu güçleştirmekte ve CO oluşumuna yol açarak motorin değerlerine göre artışa neden olmaktadır. Artan motor yüküyle birlikte, silindir içi sıcaklığı da artmakta, bunun yanı sıra daha hızlı yanma oluşumu sağlanmaktadır. Bu durum ise yanmayı

iyileştirmekte ve CO emisyonlarının oksidize olarak azalmasına neden olmaktadır. Bu durumun sonucunda, metan kullanımı ile artan motor yükü CO değerlerini motorin değerlerine yaklaştırmaktadır.

4.2.2 Sabit hava fazlalık katsayısı (sabit hava debisi, azalan yakıt debisi) değerinde metan katkısının performans ve emisyonlara etkisi

Doğal emişli bir motorun teorik modelini oluşturduğumuzdan dolayı silindir içerisine emilen hava debisini değiştirmek zor olmaktadır. Bunun sebebi geometrik olarak supap çaplarını, supap açıklık süresini, supap açılma zamanı gibi bir çok farklı parametrenin değiştirilmesi gerekmektedir. Bu sebeple Şekil 4.20 deki λ değerini elde etmek için Şekil 4.21'deki değişken hava/yakıt oranı kullanılmıştır.

Bahsedildiği gibi emilen hava debisini değiştirmek geometrik olarak bir çok farklı parametrenin değişmesi gerekmektedir. Eğer m_{hava} sabit kalınması isteniyorsa, $m_{yakıt}$ miktarı düşürülerek H/Y oranı yükseltilebilir.

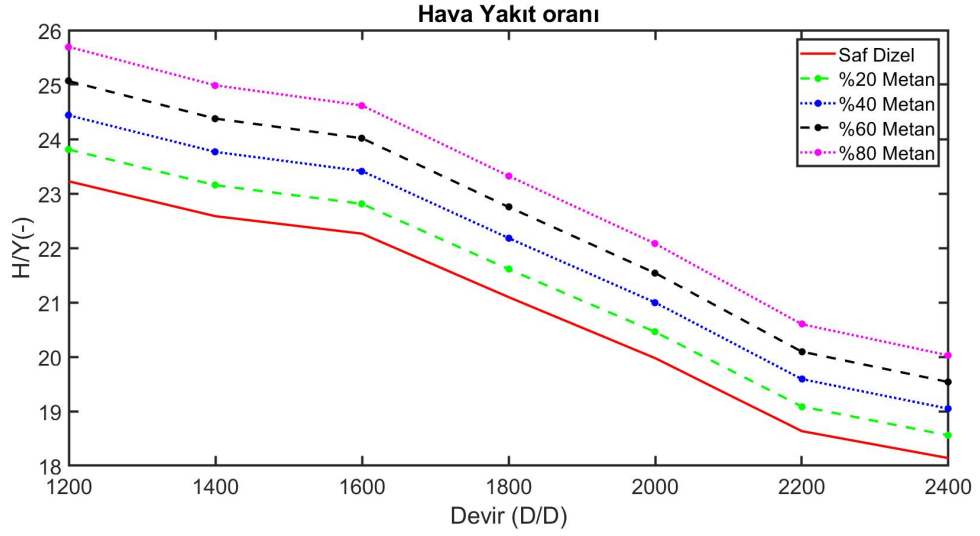


Şekil 4.20 : Değişken yakıt oranında hava fazlalık katsayısı.

Bu bölümde sabit HFK (λ) değeri için sonuçlar incelenmiştir.

4.2.2.1 Metan katkısının silindir içerisindeki maksimum basınca etkisi

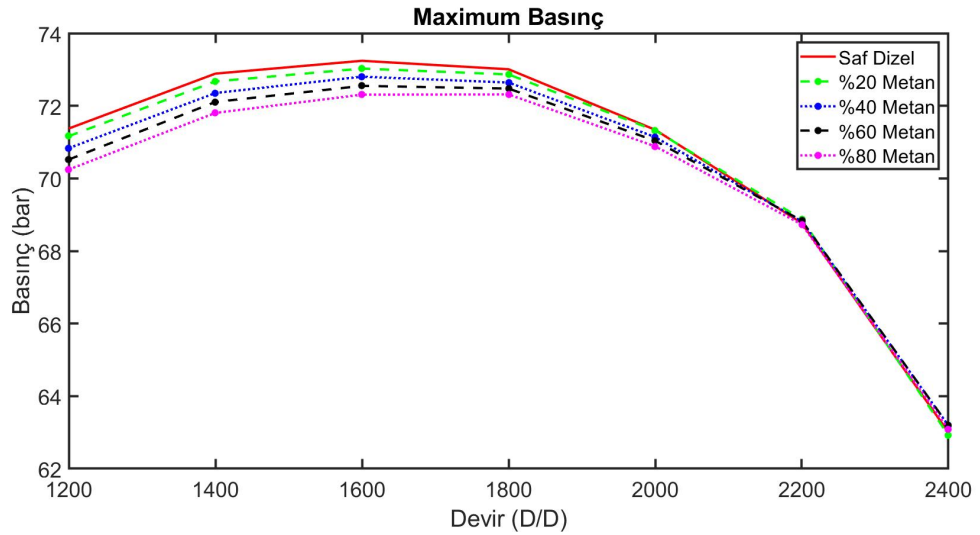
Silindir içerisindeki maksimum basınçlar saf dizel ile %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.22 da verilmiştir. Maksimum torkun olduğu 1400 d/d için maksimum basınçlar, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %0.29 lık fark ile 72.67 bar, %40 metan katkısı için %0.73 fark ile 72.35 bar, %60



Şekil 4.21 : Değişken yakıt miktarında hava/yakıt oranı.

metan katkısı için %1.07 fark ile 72.11 bar, %80 metan katkısı için ise de %1.49 fark ile 71.80 bar olarak hesaplanmıştır.

Maksimum gücün olduğu 2400 d/d da maksimum basınçlar, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %0.12 lık fark ile 62.92 bar, %40 metan katkısı için %0.30 fark ile 63.19 bar, %60 metan katkısı için %0.31 fark ile 63.20 bar, %80 metan katkısı için ise de %0.14 fark ile 63.09 bar olarak hesaplanmıştır.

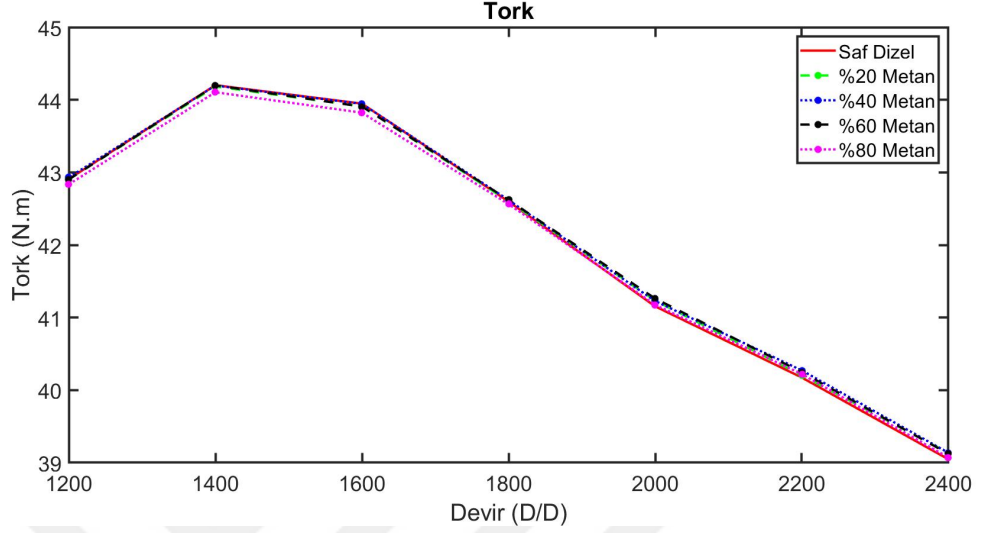


Şekil 4.22 : Değişken yakıt oranında metan katkısının silindir içi maksimum basınca (bar) etkisi.

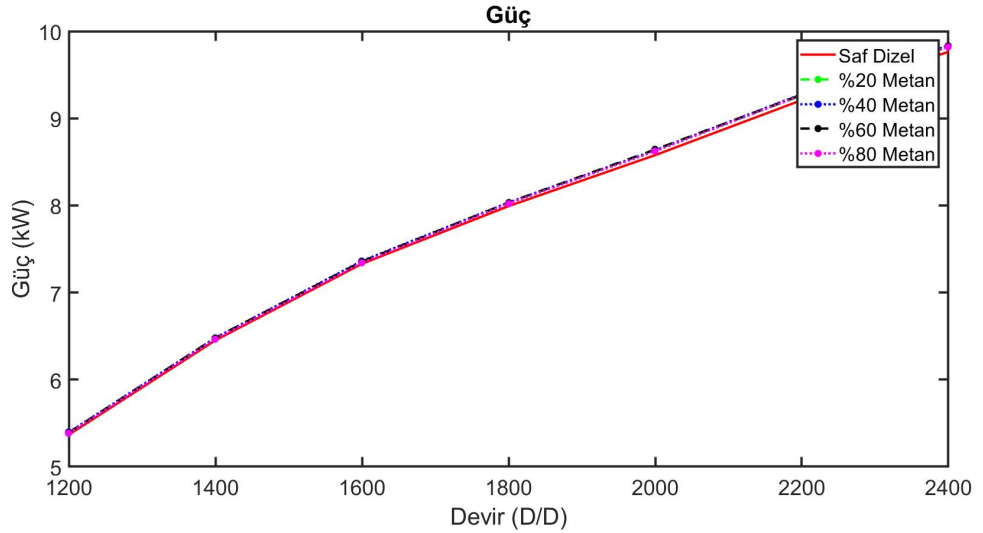
Maksimum basıncın düşük devirlerde düşük olmasının sebebi, yakıt karışımının tutuşma gecikmesini artırmasıdır. Yüksek setan sayısına sahip metan, dizel yakıt ile karıştıkça karışımın setan sayısını düşürmekte ve tutuşma başlangıcı daha geç olmaktadır.

Yüksek devirlerde sıcaklık ve basıncın yüksek olması tutuşma başlangıcını neredeyse saf dizel yakıtla aynı krank mili açısına (KMA°) getirmektedir.

4.2.2.2 Metan katkısının motor gücü ve torkuna etkisi



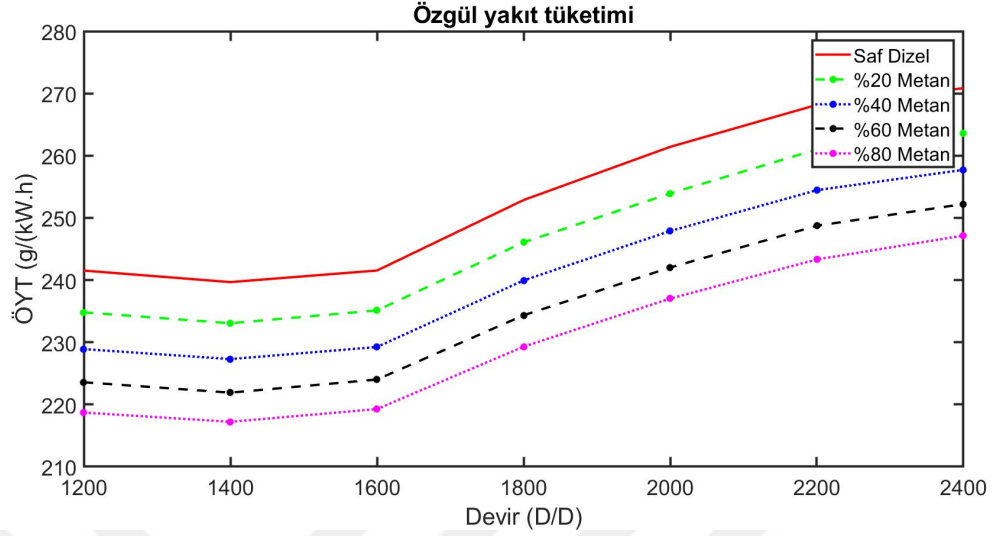
Şekil 4.23 : Değişken yakıt oranında metan katkısının motor gücüne (kW) etkisi.



Şekil 4.24 : Değişken yakıt oranında metan katkısının motor torkuna (N.m) etkisi.

Sabit HFK ile karışım yakıtların yanma enerjileri sabit kaldığından, motor gücü ve torku sabit kalmıştır.

4.2.2.3 Metan katkısının özgül yakıt tüketimine etkisi



Şekil 4.25 : Değişken yakıt oranında metan katkısının özgül yakıt tüketimine (g/kW.h) etkisi.

özgül yakıt tüketimi saf dizel ile %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.25 da verilmiştir. Maksimum torkun oluştuğu 1400 d/d için özgül yakıt tüketimi, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %2.76 lık fark ile 233.06 g/(kW.h), %40 metan katkısı için %5.16 fark ile 227.30 g/(kW.h), %60 metan katkısı için %7.42 fark ile 221.90 g/(kW.h), %80 metan katkısı için ise de %9.37 fark ile 217.21 g/(kW.h) olarak hesaplanmıştır.

Maksimum gücün oluştuğu 2400 d/d da özgül yakıt tüketimi, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %2.67 lık fark ile 263.60 g/(kW.h), %40 metan katkısı için %4.85 fark ile 257.72 g/(kW.h), %60 metan katkısı için %6.88 fark ile 252.22 g/(kW.h), %80 metan katkısı için ise de %8.75 fark ile 247.15 g/(kW.h) olarak hesaplanmıştır.

Denklem 2.27 incelendiğine özgül yakıt sarfiyatının yakıt debisine bağlı olduğu görülmektedir. Metan katkısının artması ile silindir içerisine emilen yakıt debisinin azalması, özgül yakıt tüketimi düşürmektedir.

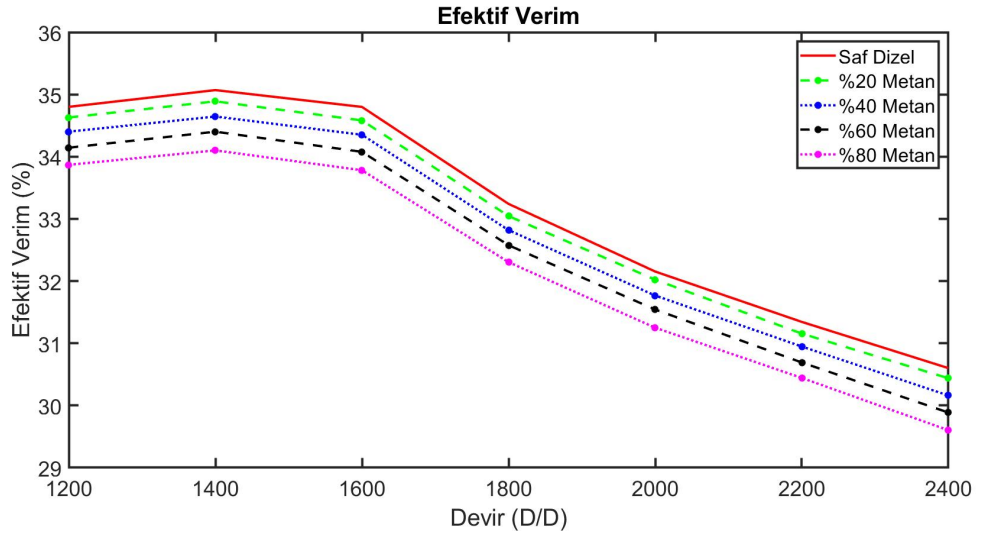
4.2.2.4 Metan katkısının efektif verime etkisi

Efektif verim saf dizel ile %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.26 da verilmiştir. Maksimum torkun oluştuğu 1400 d/d için efektif verim, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %0.51 lık fark ile 34.89 (%), %40 metan

katkısı için %1.21 fark ile 34.65 (%), %60 metan katkısı için %1.91 fark ile 34.40 (%), %80 metan katkısı için ise de %2.76 fark ile 34.10 (%) olarak hesaplanmıştır.

Maksimum gücün olduğu 2400 d/d da efektif verim, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %0.53 lık fark ile 30.44 (%), %40 metan katkısı için %1.44 fark ile 30.16 (%), %60 metan katkısı için %2.33 fark ile 29.89 (%), %80 metan katkısı için ise de %3.26 fark ile 29.60 (%) olarak hesaplanmıştır.

Silindir içerisindeki yakıtın kütlesi azalır ise efektif verim düşmektedir. Denklem 2.26 incelendiğinde, karışımın alt ısıl değeri sabit kalır iken, silindir içerisindeki toplam kütle azalması sebebi ile efektif verim azalmaktadır. Şekil 4.26 incelendiğinde bahsedilen durum görülmektedir.



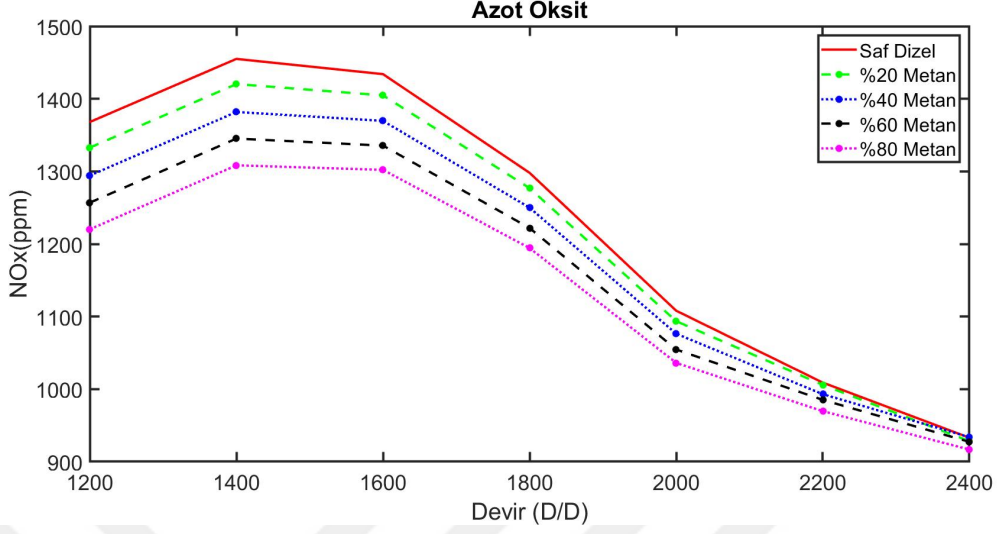
Şekil 4.26 : Değişken yakıt oranında metan katkısının efektif verime (%) etkisi.

4.2.2.5 Metan katkısının NO_x emisyon değerine etkisi

NO_x emisyonları saf dizel ile %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.27 da verilmiştir. Maksimum torkun olduğu 1400 d/d için NO_x emisyonları, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %2.39 lık fark ile 1420.27 ppm, %40 metan katkısı için %5.03 fark ile 1381.86 ppm, %60 metan katkısı için %7.55 fark ile 1345.19 ppm, %80 metan katkısı için ise de %10.08 fark ile 1308.35 ppm olarak hesaplanmıştır.

Maksimum gücün olduğu 2400 d/d da NO_x emisyonları, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %0.51 lık fark ile 928.27 ppm, %40 metan katkısı için %0.09 fark ile

933.82 ppm, %60 metan katkısı için %0.61 fark ile 927.28 ppm, %80 metan katkısı için ise de %1.75 fark ile 916.70 ppm olarak hesaplanmıştır.



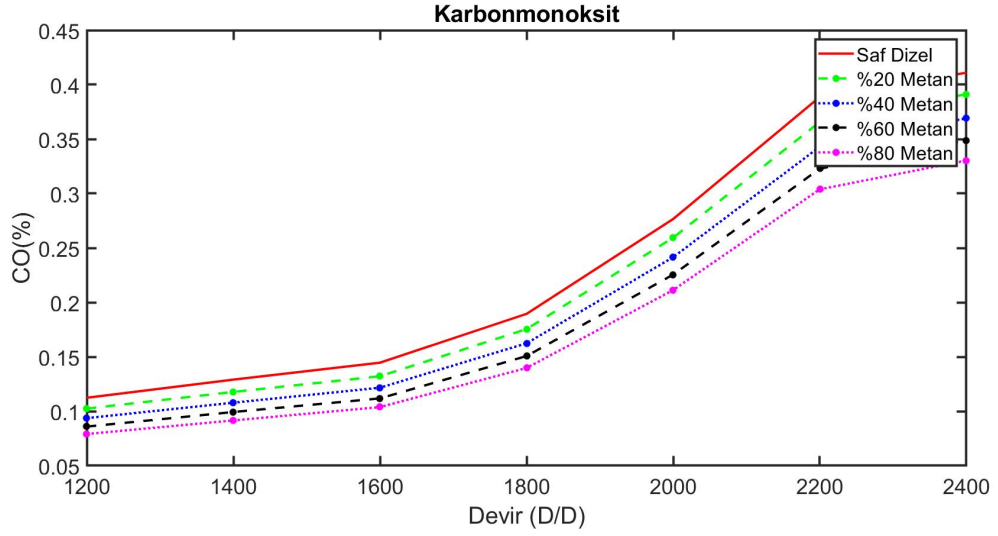
Şekil 4.27 : Değişken yakıt oranında metan katkısının NO_x (ppm) emisyon değerine etkisi.

Metan katkısının artması ve azalan yakıt miktarı ile silindir içerisindeki sıcaklık düşmüştür. Bunun sonucunda NO_x emisyonlarının en önemli olan sebebi sıcaklık azaldığı için N_2 gazı O_2 gazı ile birleşmemiştir. Düşük devirlerde ısı kayıplarının fazla olması, NO_x emisyonları azaltmıştır. Ancak yüksek devirlere çıkıldıkça ısı kayıpları azalmış ve emisyonlar saf dizel yakıtına yaklaşmıştır.

S. İmran ve diğ (2014) yaptıkları çalışmada doğal gaz esaslı çift yakıtlı yakıt, dizel kasalarına kıyasla NO_x 'te önemli bir azalmaya neden olduğunu göstermiştir. Bunun sebebinin silindir içerisindeki dolgu miktarı ve doğalgazın sahip olduğu özgül enerjinin yüksek olması ile dizele göre daha düşük sıcaklıklarda yanması olduğunu göstermiştir. [50]. Weifeng Li ve diğ (2016) [42] yılında yaptıkları çalışmada hava fazlalık katsayısının artması ile azot oksit emisyonlarının önce arttığı daha sonra ise azaldığını gözlemlemişlerdir.

4.2.2.6 Metan katkısının CO emisyon değerine etkisi

CO emisyonları saf dizel ile %20, %40, %60 ve %80 dizel-metan yakıt karışımları için sonuçlar Şekil 4.28 da verilmiştir. Maksimum torkun olduğu 1400 d/d için CO emisyonları, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %8.75 lık fark ile 0.12, %40 metan katkısı için %16.42 fark ile 0.11, %60 metan katkısı için %23.05 fark ile 0.10, %80 metan katkısı için ise de %29.03 fark ile 0.09 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.28 : Değişken yakıt oranında metan katkısının CO (%) emisyon değerine etkisi.

Maksimum gücün olduğu 2400 d/d da CO emisyonları, %20 metan katkısı ile saf dizele göre %4.79 lık fark ile 0.39, %40 metan katkısı için %10.19 fark ile 0.37, %60 metan katkısı için %15.11 fark ile 0.35, %80 metan katkısı için ise de %19.62 fark ile 0.33 olarak hesaplanmıştır.

Weifeng Li ve diğ (2016) [42] yılında yaptıkları çalışmada hava fazlalık katsayısının artması ile karbonmonoksit emisyonlarının azaldığını deneysel çalışmalar ile kanıtlamıştır.

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Numerik olarak yapılan bu çalışmada sıfır ve bir boyutlu yöntemler kullanılmıştır. Öncelikle, daha önceden dizel yakıt ile elde edilen motor performans ve emisyon eğrileri incelenmiştir. Daha sonra motorun geometrik parametreleri (emme, egzoz supap çapları, emme ve egzoz boru çapları, silindir çapı, strok gibi parametreler) deney motoru üzerinde incelenerek gerekli denklemler kullanılarak, motor geometrisi numerik olarak oluşturulmuştur. Sıfır boyut denge denklemleri kullanılarak, anlık basınç, anlık sıcaklık, anlık yakıt ve hava debisi, tutuşma gecikmesi gibi parametreler hesaplanmıştır. Emisyonlar temel kimyasal tepkime formülleri kullanılarak incelenmiştir.

Motor performans ve emisyon parametrelerinin denge denklemleri kullanılarak bulunabileceği kanıtlandıktan sonra, bir boyutlu analizlere geçilmiştir. Bu analizlerde zaman olarak Krank Mili Açısı (KMA°) kullanılmıştır. Numerik olarak çok farklı parametrelerin (emme ve egzoz borularının geometrik özellikleri, supap hareketinin supap çapına oranı, silindir içi basınç, sıcaklık, türbülans, ısı transfer katsayılarına bağlı sürekli değişen emme ve egzoz akış katsayıları, silindir içi gaz, sıcaklık, basınç ve kimyasal tepkimelere bağlı değerler vb...) değerlendirilmekte ve sürekli değişen ortam özelliklerini işlemek zorlaşmaktadır. Bu amaçla akademik çalışmalar için birçok özelliğe sahip olan AVL şirketinin BOOST programı kullanılmaya karar kılınmış, gerekli parametreler girildikten sonra istenilen sonuçlar bir boyutlu olarak elde edilebilmiştir.

Deney motorunun özellikleri BOOST sistemine eklenerek sonuçlar incelenmiştir. Bu teorik model ile 1600 ve 2400 rpm KMA° açısına bağlı basınç grafikleri ve 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200 ve 2400 rpm motor hızlarında güç, tork, akışkan debileri, hava fazlalık katsayısı, karbonmonoksit ve azot oksit emisyon değerleri deneysel verileri incelenerek, eşlenikleri grafik yardımı ile yorumlanmıştır. Krank açısına ve devire bağlı elde edilen sonuçlar incelenerek gerekli sistem ayarlamaları yapılarak (yanma modeli, dizel tutuşma gecikmesi modeli gibi) deney sonuçlarına yakınsanarak teorik

modelin doğruluğu artırılmıştır. Küçük yüzdesel hatalar teorik modelin mükemmel koşullarda ve genel olarak lineer denklemler kullanılarak yapılması sonucunda ortaya çıkmıştır. Teorik sonuçların deney sonuçlarına göre yüzdesel hataları Tablo 5.1 görüldüğü gibi gerçekleşmiştir. Hata oranının düşük olduğu değerler elde edildiği görülmektedir.

Tablo 5.1 : Deneysel çalışma sonuçları ile teorik sonuçların yüzdesel hatalar ile karşılaştırılması.

Devir	Güç	Tork	HFk(λ)	\dot{m}_{hava}	CO_2	O_2	NO_x	CO
Yüzdesel farklar (%)								
1200	0.00	0.05	0.36	0.17	2.10	2.95	0.00	10.16
1400	0.25	0.30	0.26	0.13	2.10	2.80	0.00	1.55
1600	0.08	0.13	0.24	0.34	1.32	1.18	0.00	0.55
1800	0.09	0.04	0.03	0.23	1.45	1.16	0.00	1.48
2000	0.32	0.37	0.17	1.55	1.79	4.78	0.00	1.76
2200	0.38	0.33	0.45	2.91	1.45	9.26	0.00	0.78
2400	0.04	0.09	0.46	0.75	2.41	10.92	0.00	0.57
Ortalama	0.16	0.19	0.28	0.86	1.80	4.72	0.00	2.40

Tablo 5.1’ de görülen ortalama değerler dikkate alındığında güç %0.16, tork %0.19, hava fazlalık katsayısı (HFk) %0.28, hava debisi %0.86, karbondioksit %1.8, oksijen %4.72, azot oksit %0 ve karbon monoksit ise %2.40 değerleri arasında değiştiği görülmüştür. Hesaplanan genel sistemin hata oranı ise %1.3 olarak çok küçük bir oranda kalmıştır.

Küçük yüzdesel hataların oluşmasının sebebinin teorik koşulların mükemmel olarak kabul edilmesi ve çoğu denklemin lineer bir fonksiyon olarak kullanılmasından kaynaklandığı anlaşılabilmektedir. Bu hatalar üç boyutlu olarak tasarlanacak modeller ile daha da azaltılması mümkündür.

Bir sonraki aşamada ise araştırma genişletilerek literatürde yapılan deneyler incelenmiştir. Alternatif bir yakıt olarak kullanılan ve ülkemizde çıkartılan doğal gaz içeriğinde yüksek oranda metan gazı bulundurmaktadır. Metan gazı ise özellikleri bakımından bir çok araştırmacının dikkatini çekmektedir. Bu sebeplerle iki yakıtlı bir sistem olarak dizel-metan karışımı araştırılmaya karar verilmiştir. Alternatif yakıt olarak kullanılan metan katkısının dizel ile %20, %40, %60 ve %80 oranlarında karışımı, AVL Gas Properties Generator kullanılarak termodinamik özellikleri elde edilmiş ve programın verdiği değerler değiştirilmeden kullanılmıştır.

Metan gazının stokiyometrik H/Y oranı saf dizel yakıtına göre yüksek olduğu bilinmektedir. Bu sebeple metan katkısı artıca dizel-metan çift yakıtlı karışımın

stokiyometrik H/Y oranı yükselmektedir. Hava fazlalık katsayısı ise H/Y oranın stokiyometrik orana bölünmesi ile elde edilmektedir. Deney motoru doğal emişli bir motor olduğu için silindir içerisine emilen hava miktarını artırmak ve azaltmak fiziksel olarak zor olmaktadır. Bu yüzden dizel-yakıt karışımının miktarı ile oynamak hem teorik model hem de fiziksel motor için daha kolaydır. Bu sebeple araştırma için iki farklı yöntem ortaya çıkmıştır, dizel-metan çift yakıt karışımında metan oranı artıkça, sabit yakıt ve sabit hava miktarı ile HFK düşürülebilir. Diğer yöntem ise HFK sabit tutularak yani dizel-yakıt miktarı, metan katkısının oranı artıkça düşürülebilir.

Daha sonra farklı yakıt karışımları ile teorik model, silindir içerisindeki dizel-metan çift yakıt miktarı sabit ve azaltılarak çalıştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar yapılan araştırmalar ile karşılaştırılarak incelenmiştir.

Sabit karışım miktarı sonuçları, deney sonuçları ile daha benzer olduğu ve çoğu araştırmacının da, yakıt karışımları için benzer H/Y oranı kullanarak deney sistemlerini oluşturduğu ve sonuçlarını elde ettiği gözlemlenmiştir. Devirlere göre elde edilen teorik model sonuçları birbiri içinde saf dizel teorik modeline göre incelenerek sonuçlar deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Bu sonuçlarda başta maksimum basınç, güç ve tork metan katkısı ile sabit yakıt miktarı ile arttığı gözlemlenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar da dizel yakıtına göre, metan gazının sahip olduğu alt ısı enerjisi sebebi ile elde edilen teorik sonuçlar doğrulanmıştır. Deneylerde olduğu gibi özgül yakıt tüketimi tam yük altında, düşmesi teorik modelin de aynı şekilde hesaplanması modelin doğruluğunu göstermektedir. Emisyonlar da ise tam yükte çalışan deney motor sonuçlarında olduğu gibi NO_x emisyonlarında artma, CO emisyonlarında azalma hesaplanmıştır. Efektif verim ise karışımın alt ısı değerinin yükselmesi ve gücün artması sebebi ile çok ufak farklılıklar olduğu gözlemlenmiştir.

Sabit yakıt miktarı ile yapılan deneylerde maksimum basınç 1400 d/d'de motorin kullanımına göre %20 metan katkısı için %1.01 olarak belirlenen artış oranı, %80 metan katkısı ile %4.06 lık bir artma oluşturmuştur. Genel olarak metan katkısı bütün devirlerde maksimum basıncı artırmıştır. Güç ve tork ise yine aynı devir de sırası ile %20 metan katkısı için %3.13 ve %2.67 olarak belirlenen artış oranı, %80 metan katkısı için %12.21 ve %11.70 lik bir artma oluşturmuştur.

Yine sabit yakıt miktarı altında ÖYT 1400 d/d için %20 metan katkısı ile %3.09 luk bir azalma ile 232.28 g/(kW.h) olmuştur. Aynı yakıt oranında maksimum gücün elde edildiği 2400 d/d'de %3.30 luk benzer bir azalma sergileyerek 261.91 g/(kW.h) olarak hesaplanmıştır. %80 metan katkısı için 1400 d/d'de %11.01 oranında azalarak 261.91 g/(kW.h) hesaplanmıştır. Aynı yakıt miktarında, 2400d/d için ise %11.61 oranında azalarak 239.40 g/(kW.h) olarak bulunmuştur. Aynı yakıt oranında efektif verim ise, metan katkısının sahip olduğu alt ısıl değeri artması ve artan güç oranının neredeyse birbirine yakın olması efektif verim hata oranını %1'den daha az kalmasına sebep olmuştur.

Yakıt miktarının her devirde sabit kaldığı durumda, NO_x emisyonları torkun en yüksek olduğu 1400 d/d'de %20 metan katkısı ile motorin kullanımına göre %1.53 lük bir artma gösterirken, %80 metan katkısı için %4.97 oranında bir artma hesaplanmıştır. Gücün en fazla hesaplandığı 2400 d/d için %20 metan katkısı için ise %5.35 olarak hesaplanan artış oranı %80 metan katkısı için %20.59 luk bir artma göstermiştir. CO emisyonları ise 1400 d/d da %20 metan katkısı ile motorine göre %5.51 lük fark la %0.12 olarak hesaplanırken %80 metan katkısı için ise de %18.25 fark ile %0.11 sonucuna ulaşılmıştır. Devir yükseldikçe bu oranın azaldığı gözlemlenmiştir. 2400 d/d için CO emisyonları %3.2'den az olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Diğer bir kısım olan sabit HFK katsayısı, yani azaltılan yakıt miktarı sonuçlarında ise maksimum basınç 1400 d/d 'da her yakıt katkısı oranında %1.5'den daha az artırmıştır. 2400 d/d için ise motorine göre hesaplanan bu oran neredeyse sıfıra yaklaşarak %0.3 altında kalmıştır. Güç ve tork ise sabit kaldığı gözlemlenmiştir. Motorin kullanıma göre güç ve tork azalan yakıt miktarı ile %0.1 daha az oranda göz ardı edilebilecek bir fark oluşturduğu gözlemlenmiştir.

Yakıt miktarının azaltılması ile hesaplanan özgül yakıt tüketimi motorin kullanımına göre %20 metan katkısı için, 1400 d/d da %2.76 oranına bir azalma göstererek 233.06 g/(kW.h), %80 metan katkısı için %9.37 oranında bir azalma gösterip 217.21 g/(kW.h) olarak hesaplandığı sonucunu varılmıştır. Hesaplanan yüksek gücün olduğu 2400 d/d için ise %20 metan katkısı motorin kullanımına göre %2.67 oranına bir azalma göstererek 263.60 g/(kW.h), %80 metan katkısı için %8.75 oranında bir azalma ile 247.15 g/(kW.h) hesaplanmıştır. Efektif verim ise silindir içerisindeki yakıt miktarının azalması ile her bir devir için ortalama %3 oranında azalmıştır.

Silindir içerisindeki yakıt miktarının azlığı NO_x oluşumunu ortam sıcaklığının düşmesi sebebi ile azaltmıştır. Maksimum torkun olduğu 1400 d/d için %20 metan katkısı motorin kullanıma göre %2.30 luk bir azalma gösterirken, %80 metan katkısı için %10.08 lik bir azalma göstermiştir. En fazla gücün hesaplandığı 2400 d/d için ise ortam sıcaklığının artması sebebi ile bu oran <1.5 altında kalmıştır. CO oluşumu her devirde her yakıt katkısı için azalma göstermiştir. 1400 d/d'da %20 metan katkısı için CO miktarı %8.75 lik bir azalma gösterirken, aynı yakıt miktarında 2400 d/d için %4.79 luk bir fark göstermiştir. %80 metan katkısı için 1400 d/d 'da %29.03 lük bir azalma göstermiştir. Aynı yakıt miktarında ve %80 metan katkısı ile yapılan 2400 d/d daki sonuçlarda %19.62 lik bir azalma olduğu görülmüştür.

Genel olarak yakıt miktarı azaltılıp, HFK katsayısı sabit tutularak yapılan çalışmada, sabit yakıt miktarına göre farklı sonuçlar elde edilmiştir. Öncelikle güç ve torkun sabit kaldığı gözlemlenmiştir, bunun sebebi yakıt miktarının azaltılmasına rağmen karışımın alt ısı değerinin yükselmesi olduğu anlaşılmıştır. Maksimum basınçların düşük devirlerde daha az ancak motor ısındıkça ve devir yükseldikçe neredeyse birebir aynı sonucu verdiği incelenmiştir. Emisyonlar da ise yakıt miktarının azalması silindir içerisindeki sıcaklığı düşürdüğü için azot oksit miktarında, sabit karışım miktarının zıttı olarak, belirgin bir azalma hesaplanmıştır. CO miktarı ise yine sabit yakıt sonuçlarına göre daha da düştüğü hesaplanmıştır. Efektif verim ise yakıt miktarının düşmesi ile daha azaldığı gözlemlenmiştir.

Genel olarak sonuçlar incelendiğinde metan katkısının oranları doğru olarak karışıma katılması ile istenilirse güç, istenilirse emisyon değerlerinde düşüş gerçekleşebileceği görülmüştür. Ayrıca bir ve sıfır boyutlu çalışmaların deneyler yapılmadan yapılması, deney sonuçlarının öngörülmesi ve daha spesifik çalışmalar yapılabileceği kanıtlanmıştır.

Ayrıca numerik hesaplamaların bir boyutlu sistemlere geliştirilmiş bir şekilde entegre edilmesi ile elde edilen sonuçların deney sonuçları ile yakınsanabildiği görülmüş ve üç ve iki boyutlu çalışmalar da eklenerek bu modellerin doğruluğu deney yapılmadan gerekli parametreler öngörülerek sonuçların daha keskin bir şekilde elde edilebileceği sonucuna varılmıştır.

Gelecek çalışmalarda ise yakıt düşürümü ile, güç ve tork sabit kalması deneysel çalışmal ile gözlemlenebilir. Aynı zamanda oluşturulan bir ve sıfır boyutlu modeller, iki ve üç boyutlu sistemler kullanılarak geliştirilebilir ve deney sonuçları teorik olarak çok küçük hata oranları ile elde edilebilir.

Alternatif yakıtların termodinamik özellikleri farklı koşullarında tekrar hesaplanarak, farklı çalışma koşulları için içten yanmalı motor davranışları incelenebilir. Enerji üretimi, uygun bir yakıcı gazın olduğu farklı çalışma koşullarında içten yanmalı motor ile üretilmek istenilirse, yapılan simülasyonlar ile uygun bir koşulda tasarımı yapıp üretildikten sonra, farklı koşullarda çalışabilecek bir içten yanmalı motor ile gerekli enerji sağlanabilir.

Yüksek hızlı bilgisayarlar daha detaylı analizlere imkân sağlamaktadır. Bu kullanılacak yüksek hızlı bilgisayar ile non-lineer ortamlar oluşturulup sonuçlar elde edilebilir.

Emisyon oluşumu geometrik özelliklere de bağlı olması sebebi ile, üretilebilecek bir çok farklı tasarım incelenerek performans parametreleri iyileştirilirken, emisyonlar düşürülebilir. Bu tasarımlar da alternatif yakıtların verdiği tepkiler ön inceleme için simülasyonları yapılarak, deneysel çalışmal için spesifik düzenekler hazırlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. PAPERBACKSHOP UK IMPORT, 1988.
- [2] G. Ergen, *Doğalgaz Kullanılan Çift Yakıtlı Bir Dizel Motorunda Biyoyakıt ve Katkı Maddesi Kullanımın Kısmi Yüklerdeki Performans ve Emisyon Karakteristiklerine Etkileri*. PhD thesis, Mühendislik Bilimleri = Engineering Sciences ; Teknik Eğitim = Technical Education, 2011.
- [3] F. Rodríguez, Y. Bernard, J. Dornoff, and P. Mock, “Recommendations for post-euro 6 standards for light-duty vehicles in the european union,” *communications*, vol. 49, no. 30, pp. 847129–102, 2019.
- [4] C. Guerreiro, *Air quality in Europe - 2018 report*. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2018.
- [5] W. H. Organization *et al.*, “Ambient air pollution: A global assessment of exposure and burden of disease,” 2016.
- [6] “Exceedance of air quality standards in urban areas — european environment agency,” *European Environment Agency*, July 3, 2019. (Accessed on 05/24/2020).
- [7] M. Williams and R. Minjares, “A technical summary of euro 6/vi vehicle emission standards,” *International Council for Clean Transportation (ICCT), Washington, DC, accessed July*, vol. 10, p. 2017, 2016.
- [8] Y. Bernard, U. Tietge, J. German, and R. Muncrief, “Determination of real-world emissions from passenger vehicles using remote sensing data,” 2018.
- [9] T. Johnson and A. Joshi, “Review of vehicle engine efficiency and emissions,” *SAE International Journal of Engines*, vol. 11, pp. 1307–1330, apr 2018.
- [10] U. E. P. Agency, “Light-duty automotive technology, carbon dioxide emissions, and fuel economy trends: 1975 through 2017,” 2018.
- [11] D. Vedlugaite, *Monitoring CO2 emissions from new passenger cars and vans in 2016*. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2017.
- [12] A. J. Haagen-Smit, “Chemistry and physiology of los angeles smog,” *Industrial & Engineering Chemistry*, vol. 44, pp. 1342–1346, jun 1952.
- [13] A. T. K. Colin R. Ferguson, *Internal Combustion Engines*. John Wiley & Sons Inc, 2015.

- [14] G. COŞKUN, “Cfd kullanılarak bir hcci motorun iki boyutlu modellenmesi,” Master’s thesis, Sakarya Üniversitesi, 2010.
- [15] Y. Shi, H.-W. Ge, and R. D. Reitz, “Introduction,” in *Computational Optimization of Internal Combustion Engines*, pp. 1–14, Springer London, 2011.
- [16] P. Richards, *Automotive fuels reference book*. Warrendale, PA: SAE International, 2014.
- [17] M. Karabektas, G. Ergen, and M. Hosoz, “The effects of preheated cottonseed oil methyl ester on the performance and exhaust emissions of a diesel engine,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, pp. 2136–2143, dec 2008.
- [18] R. G. Papagiannakis, D. T. Hountalas, C. D. Rakopoulos, and D. C. Rakopoulos, “Combustion and performance characteristics of a DI diesel engine operating from low to high natural gas supplement ratios at various operating conditions,” in *SAE Technical Paper Series*, SAE International, apr 2008.
- [19] J. Liu, F. Yang, H. Wang, M. Ouyang, and S. Hao, “Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing,” *Applied Energy*, vol. 110, pp. 201–206, oct 2013.
- [20] R. Stone, *Introduction to Internal Combustion Engines*. Sae Intl, 1999.
- [21] V. Ayhan, *Bir Dizel Motoruna Buhar Enjeksiyonun NOx ve İS Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması*. PhD thesis, Sakarya Üniversitesi, Temmuz 2009.
- [22] C. HAŞİMOĞLU, *Düşük Isı Kayıplı Bir Dizel Motorunda Biyodizel Kullanımının Performans ve Emisyon Parametrelerine Etkisi*. PhD thesis, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eylül 2005.
- [23] C. Espey and J. E. Dec, “Diesel engine combustion studies in a newly designed optical-access engine using high-speed visualization and 2-d laser imaging,” in *SAE Technical Paper Series*, SAE International, mar 1993.
- [24] “About cfr engines | fuel testing equipment manufacturers.” <http://cfrengines.com/about/>. (Accessed on 05/17/2020).
- [25] “Test method for cetane number of diesel fuel oil.”
- [26] A. Sürmen, M. İ. Karamangil, and R. Arslan, *Motor termodinamiği*. Aktüel Yayınları, 2004.
- [27] H. O. Hardenberg and F. W. Hase, “An empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct-injection diesel engines,” in *SAE Technical Paper Series*, SAE International, feb 1979.
- [28] O. Borat, *icten yanmalı motorlar cilt-I*. Ankara: Teknik Eğitim Vakfı, 1994.

- [29] “Mean effective pressure - wikipedia.” https://en.wikipedia.org/wiki/Mean_effective_pressure. (Accessed on 05/12/2020).
- [30] G. Woschni, “A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine,” in *SAE Technical Paper Series*, SAE International, feb 1967.
- [31] M. Cerdoun, C. Carcasci, and A. Ghenaiet, “Analysis of unsteady heat transfer of internal combustion engines’ exhaust valves,” *International Journal of Engine Research*, vol. 19, pp. 613–630, aug 2017.
- [32] H. Zapf, “Beitrag zur untersuchung des wärmeübergangs während des ladungswechsels im viertakt-dieselmotor,” *MTZ*, vol. 30, no. 12, pp. 461–465, 1969.
- [33] “Boost™ theory.” [file:///C:/Program%20Files%20\(x86\)/AVL/R2019.2/documentation/BOOST/BOOST_Theory/index.html](file:///C:/Program%20Files%20(x86)/AVL/R2019.2/documentation/BOOST/BOOST_Theory/index.html) —power. (Accessed on 05/13/2020).
- [34] A. A. Boretti, M. Borghi, and G. Cantore, “Numerical study of volumetric efficiencies in a high speed, four valve, four cylinder, spark ignition engine,” in *SAE Technical Paper Series*, SAE International, dec 1994.
- [35] “Boost™ theory.” [file:///C:/Program%20Files%20\(x86\)/AVL/R2019.2/documentation/BOOST/BOOST_Theory/index.html](file:///C:/Program%20Files%20(x86)/AVL/R2019.2/documentation/BOOST/BOOST_Theory/index.html) —power. (Accessed on 05/14/2020).
- [36] F. AKTAŞ, M. KILIÇ, S. KARAASLAN, and N. YÜCEL, “Farklı oranlarda etanol ve metanol katkısının tam yük altında dört silindirli dizel bir motorun performans ve emisyon değerlerine olan etkilerinin sayısal olarak incelenmesi,” *Journal of Polytechnic*, jan 2019.
- [37] F. G. Chmela and G. C. Orthaber, “Rate of heat release prediction for direct injection diesel engines based on purely mixing controlled combustion,” in *SAE Technical Paper Series*, SAE International, mar 1999.
- [38] G. P. Merker, C. Schwarz, and R. Teichmann, eds., *Combustion Engines Development*. Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [39] D. Woodyard, *Pounder’s marine diesel engines and gas turbines*. Butterworth-Heinemann, 2009.
- [40] K. Komiyama and J. B. Heywood, “Predicting NOx emissions and effects of exhaust gas recirculation in spark-ignition engines,” in *SAE Technical Paper Series*, SAE International, feb 1973.
- [41] M. Ergeneman, M. Mutlu, O. Kutlar, and H. Arslan, “Taşıtlardan kaynaklanan egzoz kirleticileri,” *Birsen Yayınları, İstanbul*, pp. 1–14, 1998.
- [42] W. Li, Z. Liu, Z. Wang, H. Dou, C. Wang, and J. Li, “Experimental and theoretical analysis of effects of equivalence ratio on mixture properties, combustion, thermal efficiency and exhaust emissions of a pilot-ignited NG engine at low loads,” *Fuel*, vol. 171, pp. 125–135, may 2016.

- [43] A. Onorati, G. Ferrari, and G. D'Errico, "1d unsteady flows with chemical reactions in the exhaust duct-system of s.i. engines: Predictions and experiments," in *SAE Technical Paper Series*, SAE International, mar 2001.
- [44] M. K. Wojs, P. Orliński, and S. W. Kruczyński, "Combustion process in dual fuel engine powered by methane and dose of diesel fuel," *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów/Politechnika Warszawska*, no. 1/105, pp. 61–68, 2016.
- [45] S. Stravinskas, A. Rimkus, and D. Kriaučiūnas, "Analysis of the combustion process of a compression ignition engine running on diesel and natural gas," in *TRANSBALTICA XI: Transportation Science and Technology*, pp. 591–600, Springer International Publishing, 2020.
- [46] B. Yang, C. Xi, X. Wei, K. Zeng, and M.-C. Lai, "Parametric investigation of natural gas port injection and diesel pilot injection on the combustion and emissions of a turbocharged common rail dual-fuel engine at low load," *Applied Energy*, vol. 143, pp. 130–137, apr 2015.
- [47] A. Yousefi, M. Birouk, and H. Guo, "An experimental and numerical study of the effect of diesel injection timing on natural gas/diesel dual-fuel combustion at low load," *Fuel*, vol. 203, pp. 642–657, sep 2017.
- [48] I. TAŞDEMİRÇİ, "Benzİnlİ motorda emme manifolduna su pÜskÜrtmenİn motor performansına etkİsİnİn İncelenmesi," Master's thesis, Sakarya Üniversitesi, 2019.
- [49] R. KENANOĞLU, "Dİzel motorda alternatif gaz yakıt kullanımının avl programı İle sİmÜlasyonu," Master's thesis, İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ, 2016.
- [50] S. Imran, D. Emberson, A. Diez, D. Wen, R. Crookes, and T. Korakianitis, "Natural gas fueled compression ignition engine performance and emissions maps with diesel and RME pilot fuels," *Applied Energy*, vol. 124, pp. 354–365, jul 2014.
- [51] I. Wiebe, "Progress in engine cycle analysis: Combustion rate and cycle processes," *Mashgiz, Ural-Siberia Branch*, vol. 271, 1962.
- [52] J. I. Ghojel, "Review of the development and applications of the wiebe function: A tribute to the contribution of ivan wiebe to engine research," *International Journal of Engine Research*, vol. 11, pp. 297–312, jun 2010.
- [53] "Avl (engineering company) - wikipedia." [https://en.wikipedia.org/wiki/AVL_\(engineering_company\)#cite_note-1](https://en.wikipedia.org/wiki/AVL_(engineering_company)#cite_note-1). (Accessed on 06/07/2020).
- [54] G. ÇAYLAR, "İcten yanmalı motorlarda yakıtı etanol katkısının motor emisyon ve performansına etkisi," Master's thesis, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2018.
- [55] M. R. A. Mansor, M. M. Abbood, and T. I. Mohamad, "The influence of varying hydrogen-methane-diesel mixture ratio on the combustion characteristics and emissions of a direct injection diesel engine," *Fuel*, vol. 190, pp. 281–291, feb 2017.

- [56] J. Vávra, I. Bortel, M. Takáts, and M. Diviš, “Emissions and performance of diesel–natural gas dual-fuel engine operated with stoichiometric mixture,” *Fuel*, vol. 208, pp. 722–733, nov 2017.
- [57] R. Papagiannakis and D. Hountalas, “Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas,” *Energy Conversion and Management*, vol. 45, pp. 2971–2987, nov 2004.
- [58] A. Carlucci, A. de Risi, D. Laforgia, and F. Naccarato, “Experimental investigation and combustion analysis of a direct injection dual-fuel diesel–natural gas engine,” *Energy*, vol. 33, pp. 256–263, feb 2008.
- [59] M. G. Galal, M. M. A. Aal, and M. A. E. Kady, “A comparative study between diesel and dual-fuel engines: Performance and emissions,” *Combustion Science and Technology*, vol. 174, pp. 241–256, nov 2002.



ÖZGEÇMİŞ



Mehmet Fatih Yaşar, 1991'de Ankara'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Karabük'de tamamladı. 2009 yılında Zübeyde hanım Anadolu Lisesinden mezun oldu. 2009 yılında Bilgisayar Mühendisliğine başlayan ancak 2014 yılında Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde başladığı lisans eğitimi 2017 yılında Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesinde yüksek lisans eğitimi ile devam etmiştir. 2018 yılında ise aynı üniversitede Araştırma görevlisi olarak çalışmaya başlamıştır. Halen Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır.

Ad Soyad: Mehmet Fatih YAŞAR

Doğum Tarihi ve Yeri:23.09.1991 Ankara

E-Posta: yasarm@subu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:Yüksek lisans

- **Lisans:** 2017 Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği