

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

**BİR DİZEL MOTORUNA DİREKT SU ENJEKSİYONUNUN
PERFORMANS VE EMİSYONLARA ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yılmaz Mert ECE

Enstitü AnaBilim Dalı : OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Vezir AYHAN

Haziran 2019

T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

BİR DİZEL MOTORUNA DİREKT SU ENJEKSİYONUNUN
PERFORMANS VE EMİSYONLARA ETKİSİNİN
İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

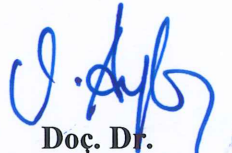
Yılmaz Mert ECE

Enstitü Anabilim Dalı : OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

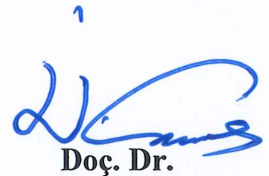
Bu tez 13//06/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.



Doç. Dr.
Halit YAŞAR
Jüri Başkanı



Doç. Dr.
Vezir AYHAN
Üye



Doç. Dr.
İdris CESUR
Üye

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin 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 verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Yılmaz Mert ECE

13.06.2019

TEŞEKKÜR

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 Doç. Dr. Vezir AYHAN' a teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmam, BAP 2018-2-7-2 numaralı Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi BAP komisyonuna maddi katkıları ile gerçekleştirilmiştir. Maddi katkılarından dolayı Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi BAP komisyonuna teşekkür ederim.

Çalışma süresince tüm zorlukları benimle göğüsleyen ve bana destek olan değerli eşim Seda ECE' ye ve son olarak benim günlere ulaşmamı sağlayan emeğinin karşılığı olmayan Annem Nezahat ECE ve Babam Metin ECE' ye teşekkürü borç bilirim.

Yılmaz Mert ECE

13.06.2019

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
ÖZET.....	xii
SUMMARY	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2.	
DİZEL MOTORLARDA YANMA VE EMİSYONLAR	10
2.1. Dizel Motorlarda Yanma	10
2.2. Dizel Motorlarda Yanma Odaları	13
2.2.1. Bölünmüş yanma odaları	14
2.2.2. Direkt püskürtmeli yanma odaları	15
2.3. Gerçek Dizel Çevrimi Analizi	16
2.3.1. Emme süreci	17
2.3.2. Politropik sıkıştırma	19
2.3.3. Politropik genişleme	21
2.3.4. Gerçek Çevrim Verimi	22
2.4. Dizel Motorlarda Isı Yayılımı	22
2.5. Ortalama indike basınç	23
2.6. Dizel Motorlarda Emisyonların Oluşum Mekanizmaları	23
2.6.1. Azot oksit emisyonu oluşum mekanizmaları	25
2.6.2. Karbon monoksit (CO) emisyonu	32

2.6.3. Hidrokarbon emisyonları (HC).....	33
2.6.4. Partikül madde (PM) ve is (duman) emisyonları.....	34
2.7. Dizel Motorlarda NO _x Kontrol Yöntemleri	35
2.7.1. Püskürtme yoluyla (fumigasyon)	36
2.7.2. Emülsife yakıt.....	36
2.7.3. Direkt su enjeksiyonu (DSE) yöntemi.....	37
2.7.4. Seçici katalitik indirgeme (SCR) yöntemi.....	43
2.7.5. Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motor (HCCI)	45
2.7.6. Erken silindir içi enjeksiyon yöntemi.....	46
2.7.7. Geciktirilmiş enjeksiyon yöntemi.....	48
2.7.8. Modüler kinetik yanması yöntemi.....	48
BÖLÜM 3.	
MATERYAL VE YÖNTEM	51
3.1. Silindir İçi Basınç Ölçümü	56
3.1.1. Isı yayılım hesabı.....	58
3.1.2. Silindir içi sıcaklık hesabı.....	60
3.2. Motor Performans Parametrelerinin Hesabı	61
3.3. Belirsizlik Analizi.....	61
BÖLÜM 4.	
ARAŞTIRMA BULGULARI	64
4.1. Motor Performans Parametreleri	64
4.1.1. Döndürme momenti ve efektif güç.....	64
4.2. Efektif Verim	66
4.3. Özgül Yakıt Sarfıyatı (ÖYS)	67
4.4. Egzoz Sıcaklık Değeri	68
4.5. İndike Parametreler.....	70
4.5.1. Silindir içi basınç	70
4.5.2. Kümülatif ısı yayılımı	70
4.5.3. Silindir gaz sıcaklığı	72
4.6. Emisyon Karakteristikleri.....	73

4.6.1. NO emisyonları	73
4.6.2. CO ₂ emisyonları.....	74
4.6.3. HC emisyonları.....	75
4.6.4. CO emisyonları.....	76
4.6.5. Duman koyuluğu	77

BÖLÜM 5.

TARTIŞMA VE SONUÇ	79
-------------------------	----

KAYNAKÇA.....	81
---------------	----

ÖZGEÇMİŞ	87
----------------	----

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

AÖN	: Alt ölü nokta
BAM	: Buji ateşlemeli motorlar
C_m	: Ortalama piston hızı
C_p	: Sabit basınçta özgül ısı
C_v	: Sabit hacimde özgül ısı
CI	: Sıkıştırma ateşlemeli
CO	: Karbon monoksit
CO ₂	: Karbondioksit
CR	: Common rail
DSE	: Direkt su enjeksiyonu
d/d	: Devir / Dakika
DI	: Direkt enjeksiyon
dPmax.	: Maksimum basınç artış oranı
DTK	: Doğrudan tehlike konsantrasyonu
f	: Silindirde kalan egzoz gazlarının kütle oranı
f_{sup}	: Supap kafası alanı
F_{sil}	: Silindir kafası alanı
H ₂	: Hidrojen
H _G	: Girenlerin entalpi değeri
H _Ü	: Ürünlerin entalpi değeri
HC	: Hidrokarbon
HCCI	: Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motor
HFK	: Hava fazlalık katsayısı
HNO ₃	: Nitrik asit
H/Y	: Hava yakıt oranı
IMO	: Uluslararası Denizcilik Örgütü

k	: Adyabatik üs
K	: Kelvin
KMA	: Krank mili açısı
kW	: Kilowatt
LPG	: Sıvılaştırılmış petrol gazı (Liquified Petroleum Gas)
L_0	: 1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı, hacimsel
l_0	: 1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı, kütleli
m_f	: Püskürtülen yakıt miktarı
MAK	: Maksimum atmosfer konsantrasyonu
MARPOL	: Gemi Kaynaklı Hava Kirliliği Önlenmesi Sözleşmesi
MİK	: Maksimum işyeri konsantrasyonu
n	: Devir sayısı
n_1	: Sıkıştırma başında, iş gören gazların mol sayısı
n_r	: Artık gazların mol sayısı
η_v	: Volümetrik verim
N_2	: Azot
NH_2	: Amidojen
NH_3	: Amonyak
NO	: Azot monoksit
NO_2	: Azot dioksit
NO_x	: Azot oksit
Nm	: Newton metre
ÖYS	: Özgül yakıt sarfiyatı
P	: Basınç
P_3	: Silindir içi maksimum basınç
P_4	: Genleşme sonu basıncı
P_e	: Efektif güç
P_{egzoz}	: Egzoz gazları basıncı
P_{giren}	: Motora giren havanın basıncı
PM	: Partikül madde
ppm	: Milyonda bir partikül
r_p	: Hacim artış oranı

q_f	: Karışımın alt ısı değeri
Q_{giren}	: Sisteme giren ısı
$Q_{çıkan}$: Sistemden çıkan ısı
S10	: %100 dizel yakıtına ek olarak %10 oranında su
SCR	: Seçici katalitik indirgeme
STD	: Standart dizel
T_{giren}	: Motora giren havanın sıcaklığı
T_{egzoz}	: Egzoz gazları sıcaklığı
T_1	: Sıkıştırma başı karışım sıcaklığı
T_2	: Sıkıştırma sonu sıcaklığı
T_3	: Yanma sonu sıcaklığı
T_4	: Genleşme sonu sıcaklığı
TG	: Tutuşma gecikmesi
TÜİK	: Türkiye İstatistik Kurumu
U_p	: Ortalama piston hızı
ÜÖN	: Üst ölü nokta
w_n	: Hata oranları
W_{net}	: Net iş
W_R	: Toplam hata oranı
V	: Hacim
V_H	: Kurs hacmi
V_1	: Silindir hacmi
V_2	: Yanma odası hacmi
x_n	: Ölçümü etkileyen değişkenler
z	: Silindir sayısı
λ	: Hava fazlalık katsayısı
ε	: Sıkıştırma oranı
η	: Termal verim
η_g	: Gerçek çevrim verimi
r_p	: Sabit basınçta genleşme oranı
ρ	: Çevre şartlarında havanın yoğunluğu
ξ	: Emme sürecinde hidrodinamik basınç katsayısı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Marpol Ek-VI NO _x emisyonları sınırlandırmaları	3
Şekil 1.2. Dizel motorda yanma sıcaklığının NO _x üzerine etkisi grafiği	4
Şekil 2.1. Yakıt jeti	10
Şekil 2.2. Krank açısı-ısı yayılım oranı grafiği	11
Şekil 2.3. Dizel yakıtın enjeksiyondan sonraki hareketi	12
Şekil 2.4. Yanmanın krank açısına göre gelişimi.....	13
Şekil 2.5. Ön yanma odası ve türbülanslı yanma odası.....	14
Şekil 2.6. Enerji hazneli yanma odası ve hava hazneli yanma odası	14
Şekil 2.7. Direkt püskürtmeli yanma odası çeşitleri	15
Şekil 2.8. Direkt püskürtmeli yanma odasında enjeksiyon	16
Şekil 2.9. Gerçek dizel çevrimi diyagramı.....	16
Şekil 2.10. Kapalı ve açık indikatör diyagramları.....	23
Şekil 2.11. Eşdeğerlilik oranının NO _x emisyonları üzerine etkisi.....	27
Şekil 2.12. Emme manifoldu sıcaklığının NO _x emisyonları üzerine etkisi grafiği ..	28
Şekil 2.13. Emme manifoldu basıncının NO _x emisyonları üzerine etkisi grafiği ..	28
Şekil 2.14. Türbülans oranının NO _x emisyonları üzerine etkisi grafiği	29
Şekil 2.15. Sıkıştırma oranının NO _x emisyonları üzerine etkisi.....	29
Şekil 2.16. Yanma havasının kimyasal bileşimi	30
Şekil 2.17. Püskürtme açısının NO _x emisyonlarına etkisi grafiği	31
Şekil 2.18. İS (Duman) emisyonlarının yapısı.....	34
Şekil 2.19. Fumigasyon yönteminin çalışma mekanizması	36
Şekil 2.20. Emülsife yakıt kullanımında yakıtın atomizesi.....	37
Şekil 2.21. DSE çalışma mekanizması.....	38
Şekil 2.22. DSE'nin silindir içi sıcaklığa etkisinin analizi	38
Şekil 2.23. Yakıt ve suyu paralel gönderebilen enjektörün yapısı.....	39
Şekil 2.24. Su ve yakıtı seri olarak püskürtebilen bir kombine enjektörün yapısı..	40

Şekil 2.25. Yüksek hızlı kamera ile kaydedilen suyun etkisi.....	41
Şekil 2.26. EGR yönteminin genel yapısı	42
Şekil 2.27. Soğuk EGR yönteminin genel yapısı.....	43
Şekil 2.28. SCR yönteminin genel yapısı.....	44
Şekil 2.29. Yakıt enjeksiyon zamanlamasına bağlı olarak HCCI motor kavramlarında ön karışım şarjının oluşumu	46
Şekil 2.30. Bir dizel motorun HCCI için çoklu enjeksiyon yönteminin etkisi	47
Şekil 2.31. Farklı seyreltme bileşenleriyle NOx' te azalma	49
Şekil 3.1. Test düzeneği şeması	52
Şekil 3.2. Enjektör kontrol ünitesi.....	52
Şekil 3.3. Deneylede kullanılan ilave enjektörün test düzeneği şeması	53
Şekil 3.4. NO emisyonlarının püskürtme açısına göre değişimi.....	54
Şekil 3.5. 1200 d/d' da farklı su oranlarına göre püskürtme açılarındaki değişim .	55
Şekil 3.6. 2200 d/d' da farklı su oranlarına göre püskürtme açılarındaki değişim .	55
Şekil 3.7. Silindir içi basınç ölçüm düzeneği.....	56
Şekil 4.1. Farklı su oranlarına göre döndürme momenti değerlerindeki değişim...	64
Şekil 4.2. STD duruma göre döndürme momenti değerlerindeki değişim	65
Şekil 4.3. Farklı su oranlarına göre efektif güç değerlerindeki değişim	65
Şekil 4.4. STD duruma göre efektif güç değerlerindeki değişim.....	66
Şekil 4.5. Farklı su oranlarına göre efektif verim değerlerindeki değişim.....	66
Şekil 4.6. Farklı su oranlarına göre efektif verim değerlerindeki değişim.....	67
Şekil 4.7. Farklı su oranlarına göre ÖYS değerlerindeki değişim	68
Şekil 4.8. STD duruma göre ÖYS değerlerindeki değişim	68
Şekil 4.9. Farklı su oranlarına göre egzoz sıcaklığı değerlerindeki değişim	69
Şekil 4.10. STD duruma göre egzoz sıcaklığı değerlerindeki değişim	69
Şekil 4.11. Su oranına bağlı olarak basıncın KMA göre değişimi.....	70
Şekil 4.12. Su enjeksiyon miktarına ve motor hızına bağlı olarak kümülatif ısı yayılmı değişimi	71
Şekil 4.13. Su enjeksiyon miktarına ve motor hızına bağlı olarak ısı yayılım oranındaki değişimler	72
Şekil 4.14. Su enjeksiyon miktarına ve motor hızına bağlı olarak silindir sıcaklığındaki değişimler.....	73

Şekil 4.15. Farklı su oranlarına göre egzoz sıcaklık değerlerindeki değişim.....	74
Şekil 4.16. STD duruma göre NO değerlerindeki değişim	74
Şekil 4.17. Farklı su oranlarına göre CO2 değerlerindeki değişim.....	75
Şekil 4.18. Farklı su oranlarına göre HC değerlerindeki değişim.....	76
Şekil 4.19. Farklı su oranlarına göre CO değerlerindeki değişim.....	76
Şekil 4.20. Farklı su oranlarına göre is değerlerindeki değişimi.....	77
Şekil 4.21. STD duruma göre is değerlerindeki değişim	78



TABLULAR LİSTESİ

Tablo 1.1. EURO 6 binek araçların emisyon sınırlandırmaları	2
Tablo 1.2. NOx emisyonlarını azaltma teknikleri	5
Tablo 2.1. Gazların tehlike sınırları	24
Tablo 2.2. Yanma havasının kimyasal bileşimi	24
Tablo 2.3. Yanma havasının kimyasal bileşimi	26
Tablo 3.1. Deney motorunun özellikleri	51
Tablo 3.2. Su enjektörünün püskürtmeyi tamamladığı krank açıları	54
Tablo 3.3. Basınç Sensörü ve şarj amplifikatörünün teknik özellikleri	57
Tablo 3.4. Belirsizlik Değerleri.....	63

BİR DİZEL MOTORUNA DİREKT SU ENJEKSİYONUNUN PERFORMANS VE EMİSYONLARA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Dünyanın artan nüfusu ile birlikte, taşıt sayısı da her geçen gün artmaktadır. Bu taşıtların halen çoğu içten yanmalı motorlar ile çalışmaktadır. Dizel motorlar, binek taşıtlar dışında ağır iş makineleri ve deniz taşımacılığında halen yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu motorlarda kullanılan fosil yakıtların yanması sonucu çevreye zararlı emisyonlar açığa çıkmaktadır. Atmosfere salınan sağlığa zararlı egzoz gazlarının azaltılması büyük önem taşımaktadır. Bu sebeple salınan emisyonları azaltmak için farklı teknolojiler üzerinde çalışılmaktadır. Dizel motorların, benzinli motorlara göre daha verimli olmaları, eksik yanma sonucu ortaya çıkan HC ve CO emisyonları az olması gibi olumlu özelliklerine rağmen azot oksit emisyonu miktarı yüksektir. Dizel motorlarda azot oksit emisyonları silindir içi sıcaklığın yükselmesi nedeniyle ortaya çıkmaktadır. Azot oksit emisyonlarını arttıran mekanizma olan silindir içi yüksek sıcaklık aynı zamanda verim anlamına gelmektedir. Bu sebeple bu emisyon azaltılırken motor performansı, motor verimi, yakıt sarfiyatı ve diğer emisyonların olumsuz etkilenmemesi büyük önem taşımaktadır. Bu emisyonun kontrolü için birden fazla yöntem vardır. Mevcut çalışmalar içerisinde en az uygulanan yöntemlerden biri olması sebebiyle, bu çalışmada direkt su enjeksiyonu yöntemi incelenmiştir. Çalışmada motor performans ve yakıt sarfiyatı verilerinde olumsuz etki olmaksızın emisyonların azaltılması hedeflenmiştir. Çalışmada, direkt enjeksiyonlu, tek silindirli, su soğutmalı bir dizel motor kullanılmıştır. Su, silindir kafasına konumlandırılan ilave bir enjektör aracılığıyla yanma odası içerisine gönderilmiş ve direkt su enjeksiyonunun motor performans parametreleri ve emisyonlar üzerindeki etkisi tespit edilmiştir. Çalışmada su, tam yük şartlarında yanma odasına yakıtın kütleli olarak %10, %20, %40, %60, %80 ve %100'ü olacak şekilde silindir kafasına yerleştirilmiş ilave su enjektörü aracılığıyla püskürtülmüştür. Deneylerde püskürtülen su ve dizel yakıt oranının hassas olarak belirlenebilmesi için su enjektörünün çalışma parametreleri tespit edilmiştir. Püskürtme başlangıç açısı ve miktarı bir elektronik kontrol ünitesi ile kontrol edilmiştir. Standart motor performans parametreleri, emisyon değerleri, tam yük şartlarında sadece dizel yakıtın kullanılmasıyla elde edilmiş, daha sonra tüm veriler karşılaştırılarak her iki yöntemde de motor performans ve emisyon değerlerinde meydana gelen değişimler karşılaştırılmıştır. Direkt su enjeksiyonu uygulaması sonucunda NO emisyonlarındaki maksimum düşüş miktarının 1200 d/d için %100 su ile yapılan deneyde %61,2 olduğu tespit edilmiş. Direkt su enjeksiyonu sonucunda motor gücünde %3,9'luk bir güç artışı tespit edilmiş, bununla beraber özgül yakıt sarfiyatında ise %4,15 oranında azalma tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Motor performansı, direkt su enjeksiyonu, NO, emisyonlar

THE INVESTIGATION OF THE DIRECT WATER INJECTION ON THE PERFORMANCE AND EMISSIONS OF A DIESEL ENGINE

SUMMARY

With the increasing population of the world, the number of vehicles is increasing day by day. Most of these vehicles are still operating with internal combustion engines. Diesel engines are still used widely in the heavy machinery and marine transport vehicles other than passenger cars. The combustion of fossil fuels used in these engines results in harmful emissions to the environment. Reducing the harmful exhaust gases to the atmosphere is of great importance. For this reason, different technologies are being studied to reduce the emissions. Diesel engines are more efficient than gasoline engines, despite the favorable properties such as lack of HC and CO emissions due to incomplete combustion, nitrogen oxide emission is high. Nitrogen oxide emissions in diesel engines arise due to the increase in cylinder temperature. In-cylinder high temperature, which is the mechanism to increase nitrogen oxide emissions, also means efficiency. For this reason, it is of great importance that engine performance, engine efficiency, fuel consumption and other emissions are not adversely affected by reducing this emission. There are several methods for controlling this emission. In this study, direct water injection method has been investigated because it is one of the least applied methods. The aim of the study is to reduce emissions without any negative impact on engine performance and fuel consumption. Water was sent into the combustion chamber via an additional injector located on the cylinder head, and the effect of direct water injection on engine performance parameters and emissions was determined. The experiments were carried out on a single-cylinder, water-cooled diesel engine with direct injection. Water was sprayed into the combustion chamber under full load conditions by means of a water injector located on the cylinder head, with a mass of 10%, 20%, 30% and 40% of the fuel. In order to determine the water-diesel ratio to be sprayed in the experiments, the operating parameters of the additional injector have been determined. Starting angle of water injection and the spray amount was controlled by an electronic control unit. Standard engine performance parameters, emission values are obtained by using only diesel fuel under full load conditions. Then, changes in motor performance and emission values were compared in both methods. As a result of direct water injection, the maximum decrease in NO_x emissions was found to be 61,2% in the experiment with 100% water for 1200 rpm. As a result of direct water injection, a maximum power increase of 3,9% was detected in the engine power, however, in the case of specific fuel consumption, a maximum reduction of 4,15% was detected.

Keywords: Engine performance, direct water injection, NO, emissions

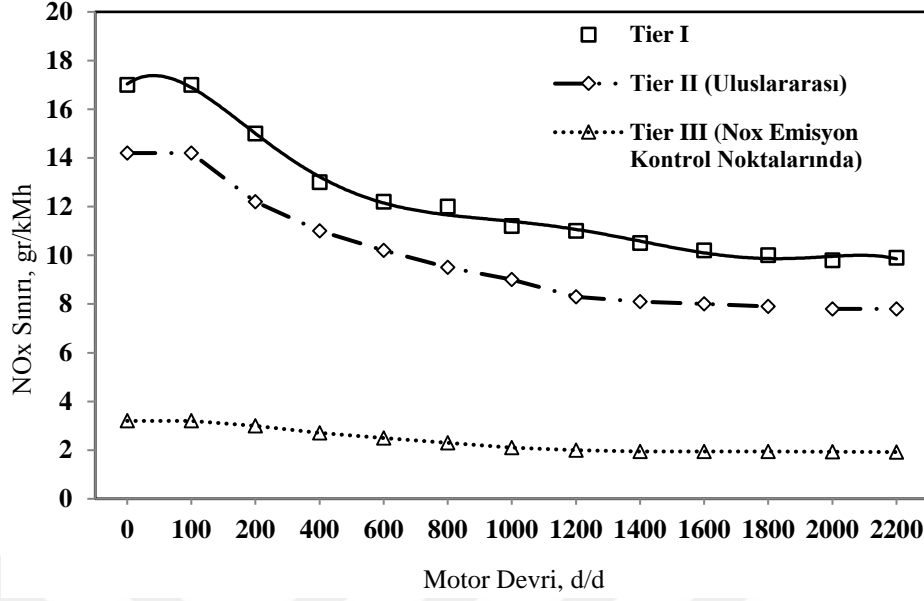
BÖLÜM 1. GİRİŞ

Dizel motorlar, birçok alanda güç kaynağı olarak kullanılmaktadır. Buji ateşlemeli motorlara (BAM) göre; daha yüksek termik verimle çalışmaları ve düşük özgül yakıt sarfiyatları (ÖYS) dizel motorları tercih sebebi haline getirmektedir. Ocak 2019 itibari ile Türkiye’de kayıtlı 12 milyon 437 bin 250 otomobilin yüzde 37’i dizel motordur. Trafığe kayıtlı kamyon, minibüs, otobüs, traktör ve iş makinası gibi taşıtlarında eklenmesiyle Türkiye’deki dizel araç sayısı 11 milyonun üzerindedir. (TÜİK, 2019). Tüm içten yanmalı motorla (İYM) çalışan makinalar, yakıtın yanması sonucu insan sağlığı ve doğaya zararlı emisyonlar açığa çıkartmaktadır. Taşıt kaynaklı emisyonlar için uygulanan regülasyonlar ve standartlar günden güne daha da katı hale gelmektedir. Bu nedenle emisyonların azaltılması, otomotiv endüstrisi için çok önemli bir hale gelmiştir. Otomotiv firmaları bu emisyonları azaltırken aynı zamanda performans ve yakıt tüketiminde olumsuz etkisi olmayacak teknolojiler üzerinde çalışmaktadır (Ayhan V., 2009). Emisyonlarla alakalı yapılan ilk düzenleme Amerika Birleşik Devletleri’nin Kaliforniya eyaletinde ve Avrupa Birliği ülkelerinde 1968 yılında gerçekleştirilmiştir (Uyumaz A. ve ark. 2017). 1992 yılında başlayan EURO 1 standartları yıllara göre daraltılarak 2014 yılı itibari ile EURO 6 standartları devreye girmiştir. Ülkemizde EURO standartları 2001 yılında EURO 1 standartları ile devreye girmiştir. 2008 yılında ise Avrupa’dan geri kalınması sebebiyle EURO 1’den direkt olarak EURO 4’e geçilmiştir. 2009 yılında ise EURO 5 devreye girerken 2014 yılı itibari ile EURO 6 devreye girmiştir. EURO 6 emisyonlarıyla beraber dizel motorlar için azot oksit (NOx) emisyonları sınırı 0,08 g/km olarak partikül madde (PM) emisyonları sınırı ise 0,005 g/km belirlenmiştir. Tablo 1.1.’de binek otomobiller için emisyon sınırlamaları görülmektedir.

Tablo 1.1. EURO 6 binek araçların emisyon sınırlandırmaları

EURO 6 Emisyon Sınırları (Benzinli Binek Araçlar)	
CO	1,0 gr/km
HC	0,10 gr/km
NO _x	0,06 gr/km
PM	0,005 gr/km (sadece direkt enjeksiyonlar için)
PN	6,0x10 ¹¹ /km (sadece direkt enjeksiyonlar için)
EURO 6 Emisyon Sınırları (Dizel Binek Araçlar)	
CO	0,50 gr/km
HC+NO _x	0,17 gr/km
NO _x	0,08 gr/km
PM	0,005 gr/km
PN	6,0x10 ¹¹ /km

Kara taşımacılığında olduğu gibi deniz taşımacılığı alanında da dizel motorların yaygın olarak kullanılması sebebiyle çeşitli kuruluşlar, deniz taşıtları için emisyon salınımlarını düzenleyen uluslararası düzenlemeler hazırlamıştır. Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) tarafından hazırlanan ‘Gemi Kaynaklı Hava Kirliliği Önlenmesi Sözleşmesi (MARPOL)’ kükürt oksit (SO_x) ve NO_x emisyonlarının belli bölgelerde sınırlandırılabilmesi için düzenlemeler getirmiştir. Türkiye’de bu düzenleme Şubat 2014’de devreye girmiştir. Yayılan emisyonların tespiti için emisyon ölçümleri IMO’ nun belirlediği NO_x teknik dokümanına uygun bir prosedürle uygulanmaktadır. Tespit edilen bu deneysel veriler kullanılarak belli bölgeler için veya belirli bir zaman için yayılan emisyon miktarı teorik olarak hesaplanmaktadır (Durmaz, M. 2015). SO_x, emisyonu, motor yağından ve dizel yakıtın içerisindeki kükürttan kaynaklanmaktadır. Yakıt içerisindeki silindir içerisinde sülfürik asit oluşturarak motor yağına zarar vermekte ve motorda sürtünme ve aşınmanın artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle dizel yakıt içerisindeki kükürt oranının azaltılması gerekmektedir (Uyumaz A. ve ark. 2017). MARPOL kapsamında hazırlanan 6 ekten 6.sı olan Ek-VI ‘Gemilerden Kaynaklanan Hava Kirliliğinin Önlenmesi Kuralları’ na göre 130 kW’ tan büyük motor gücüne sahip olan gemiler, motorlarının üretildiği yıla göre ‘Tier-I 2001-2011, Tier-II 2011-2016, Tier-III 2016’ dan sonra’ olarak sınıflandırılmıştır. Bu sınıflandırılmaya göre Şekil 1.1.’ de NO_x sınırlamaları görülmektedir.

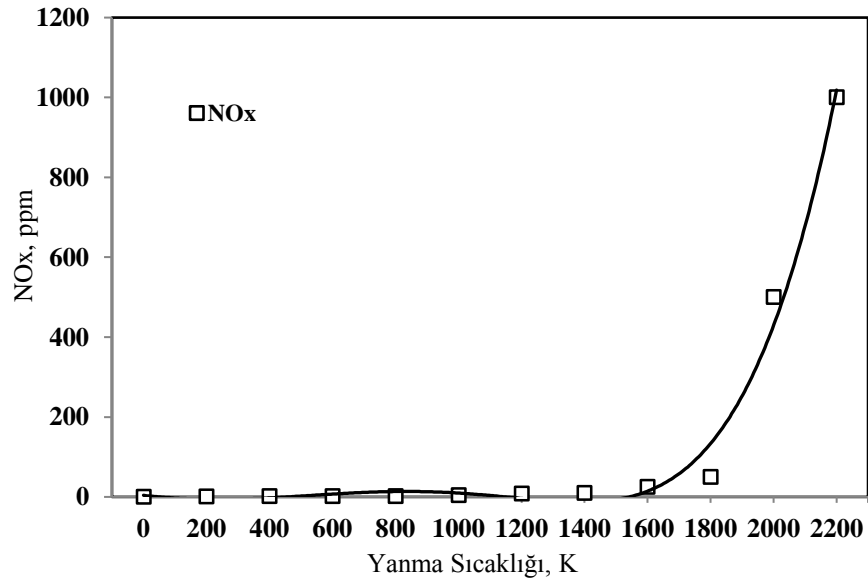


Şekil 1.1. Marpol Ek-VI NOx emisyonları sınırlandırmaları.

NOx, havada bulunan azot (N) ve oksijenin (O₂) yüksek sıcaklıklarda tepkimeye girmesi sonucu oluşmaktadır. Havada %78.09 oranında olduğu kabul edilen N, NOx emisyonlarının ana kaynağıdır. Azot monoksit (NO); kokusuz ve renksiz, azot dioksit (NO₂) ise kokulu ve renkli bir gazdır. Atmosferde de su (H₂O) ile nitrik asit (HNO₃) oluşturan NOx emisyonları asit yağmurlarına sebep olmaktadır. Ayrıca NOx kanda, O₂ taşıyan hemoglobin ile birleşebilmektedir. Birleştiğinde ise hemoglobin görevini yerine getiremeyip ölüme bile sebep olabilmektedir. Akciğerde de nem ile birleşen NOx, HNO₃ oluşumuna sebebiyet vermektedir. Oluşan bu HNO₃ oran olarak az olması nedeniyle etki göstermese de uzun vadede vücutta birikerek solunum hastalıklarına sebebiyet verebilmektedir (İlkılıç, C., ve Behçet R., 2006).

NOx emisyonlarının İYM' de oluşumunun temel nedeni; yanma odası içerisinde oluşan yüksek sıcaklıktır. Yanma odası sıcaklığı 1800 K' nin üzerine çıktığı anda NOx emisyonunun miktarında ciddi artış gözlemlenmektedir (Ayhan, V. 2016). Dizel motorlar, çalışma prensipleri gereği BAM' a göre çok daha yüksek sıkıştırma oranına sahiptirler ve emme havasını kısılmadan alırlar. Yüksek sıkıştırma oranı İYM' de yüksek sıcaklık ve verim anlamına gelmektedir. Gerçek ve teorik çevrimlerinde ki verim, yanma sıcaklığının yükselmesi ile egzoz üzerindeki atık ısının azlığı ve düşük

egzoz sıcaklığı ile orantılıdır (Ayhan, V. 2016). Emme havasının kısılmadan alınması ise silindire daha fazla hava alınmasına olanak sağlamaktadır. Ancak bu iki durum egzoz edilen NO emisyonlarının miktarının, BAM' e göre fazla olmasına sebep olmaktadır (Tunca ve ark. 2017, Durmaz, M. 2015; Doğan, H. E. 2013; Yolun, S. 2012). BAM' de ise özellikle karbon monoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) gibi eksik yanma emisyonları önemlidir. Dizel motorlarda en önemli kirleticiler NO_x ve patikül maddedir (PM). Yanma odasındaki sıcaklığı düşürmek performans ve HC, CO, CO₂ gibi emisyonlar üzerinde olumsuz etkilere sebep olabilmektedir (Mingrui ve ark., 2017; Arabaci ve ark., 2015; Tesfa ve ark., 2012; Sarvi ve ark., 2009).



Şekil 1.2. Dizel motorda yanma sıcaklığının NO_x üzerine etkisi grafiği.

Bu mekanizmalar düşünüldüğünde NO_x emisyonlarıyla beraber CO, HC ve is emisyonlarının da azaltılması büyük önem taşımaktadır çünkü bu emisyonları okside eden mekanizmalar NO_x emisyonlarını arttırmaktadır. Ayrıca performansın ve yakıt sarfiyatının da dikkate alınması gerekmektedir. Bundan dolayı dizel motorlarda farklı emisyon azaltma teknikleri birlikte kullanılarak bu olumsuzluklar giderilmeye çalışılmaktadır. NO_x emisyonlarını azaltmak için yanma esnasında uygulanan yöntemlerin tamamında silindir içi gaz sıcaklığının düşürülmesi amaçlanmıştır. NO_x emisyonlarını azaltmak için birçok yöntem vardır. Bu yöntemlerden bazıları Tablo 1.2.' de görülebilmektedir.

Tablo 1.2. NOx emisyonlarını azaltma teknikleri.

NOx Azaltma Teknikleri	NOx Azaltma Oranı
Alternatif Yakıtlar	50-60%
Emülsife Yakıt-Su Eklenmesi	50-60%
Ateşleme Zamanı Geciktirmesi	30%
Sıkıştırma Oranı Modifikasyonu	10-30%
Püskürtme Sistemi Modifikasyonu	30%
Süpürme/Yükleme Hava Soğutması	14%
Süpürme/Yükleme Hava Basınç Artışı	10-40%
Direkt Su Enjeksiyonu (DSE)	40-80%
Nemli Hava Motoru (HAM)	70-80%
Egzoz Gaz Resürkülasyonu (EGR)	80-98%
Seçici Katalitik İndirgeme (SCR)	80-99%

Bunlardan EGR yöntemi, egzoz gazlarının motora giren taze havayla karıştırılmasıdır. Bu sayede yanma havasının O₂ konsantrasyonu azaltılarak yanma sıcaklığı düşürülmektedir. Taze havayla karışacak olan egzoz gazlarının direkt olarak karışması; sıcak EGR, girmeden önce soğutulması yöntemi ise soğuk EGR yöntemidir. Ancak EGR, silindir içerisinde O₂ konsantrasyonunu azalttığından yanma kötüleşmekte, performans azaltmakta ve ÖYS artmaktadır. Bu sebeple tek başına EGR uygulaması yeterli değildir. Sahada çalışan dizel otobüsler ile yapılan bir çalışmada EGR ve EGR' siz soğuk ve sıcak çalışma, hızlanma, yavaşlama gibi çeşitli motor parametreleri test edilmiş, NOx ve PM emisyonları değerlendirilmiştir. Bulunan sonuçlara göre; sıcak motorların soğuk motorlara göre daha az emisyon salınımı yaptığı, en yüksek NOx emisyonlarının motor soğukken hızlanma durumunda elde edildiği, hız arttıkça NOx emisyonlarının arttığı ve EGR kullanımının %25-%35 aralığında NOx emisyonlarını azalttığını tespit edilmiştir (Yarlagadda M. 2016). Tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorda yapılan çalışmada; sıcak ve soğuk EGR' nin motor performansı, NOx emisyonları ve termik verim üzerinden etkisi incelenmiştir. Tüm EGR soğutması durumlarında EGR yüzdesi arttıkça termal verimliliğinin azaldığı, EGR' nin soğutulmasının, %30 EGR' den sonra verimi hafifçe arttırdığı, motor torku ve fren gücünün, tüm EGR soğutması durumlarında EGR yüzdesi arttıkça hafifçe azaldığını tespit edilmiş. %35 oranına kadar yapılan soğuk EGR' nin, NOx emisyonlarını %88,2 kadar düşürdüğü tespit edilmiştir (Hebbar G.S. ve ark., 2013). Tek silindirli bir dizel motorda tam yük şartlarında motora farklı oranlarda buhar ve

kombine olarak EGR uygulanmasının etkileri incelenmiştir. NO_x emisyonundaki maksimum azalma 2000 d/d' da %30 buhar+%30 EGR uygulanması durumunda %80 olarak tespit edilmiştir. Ancak ÖYS düşünüldüğünde ideal oranın %10 buhar+%10 EGR oranı olduğu tespit edilmiştir (Kökkülünk, G., 2012). 1,3 litre hacminde common rail (CR) püskürtme sistemine sahip, dört silindirli bir dizel motorda yapılan çalışmada farklı EGR oranlarında ve dizel oksidasyon katalizörü eklenerek incelenmiştir. EGR ve katalist kombine uyguladığında NO_x emisyonları %91 oranında azaldığı tespit edilmiştir (Tok, A., 2010). Dört silindirli, aşırı beslemeli, ön yanma odalı ve su soğutmalı bir dizel motorda yapılan çalışmada; EGR' nin emisyon ve motor performans parametreleri üzerine etkisi farklı emisyon oranlarında ve farklı devirlerde incelenmiştir. Biyodizel kullanıldığında NO_x emisyonlarında maksimum düşüş %20 EGR oranında %65,7, motorin kullanıldığında ise %54,4 olarak tespit edilmiştir. Diğer emisyonlarda düşünüldüğünde ideal EGR oranı %10 olarak tespit edilmiş, bu durumda biyodizel için CO emisyonu %42, HC emisyonu %59, is emisyonları %35 oranında artış gösterirken, motorin kullanıldığında ise CO için %63, HC için %25 ve is emisyonları için %127 artış tespit edilmiştir. Biyodizel ile EGR uygulamasının motorin ile uygulanmasına göre daha yüksek oranların kullanılmasına müsaade ettiği tespit edilmiştir (Durmaz, B., 2008). Dört silindirli, aşırı beslemeli bir dizel motorda yapılan çalışmada motorin ve kanola yağından elde edilen biyodizel ile EGR uygulamasının etkisi incelenmiştir. Kanola yağıyla yapılan deneylerde %20 EGR oranında %53, motorinde ise %46 tespit edilmiştir. Kanola yağı kullanımında is emisyonları %79 oranında artarken motorinde %127 oranında tespit edilmiştir (Topcu, A., 2008). Tek silindirli dizel bir motorda yapılan çalışmada, EGR uygulamasının, NO_x emisyonları dışındaki parametrelerde olumsuz bir etkisi olduğu, tam yükte, %30'dan daha EGR oranının fazla artırılması durumunda, motor performansının kötüleştiği NO_x emisyonları ve parametreler düşünüldüğünde ideal EGR oranının %10 olduğu tespit edilmiştir (Haşimoğlu C., 2000).

Çalışma kapsamında ulusal ve uluslararası kaynaklı birçok literatür taranmıştır. İYM' de su kullanımı, bazı kullanımlarda performansı arttırmak odaklı yapılırken bazılarında emisyonları azaltmak için kullanılmaktadır. İYM' de yanma odasına su gönderildiğinde yanma sonu sıcaklığının azaldığı ve bu sayede NO_x emisyonlarında

azalmalar olduğu belirtilmektedir (Mingrui ve ark., 2017; Arabaci ve ark., 2015; Tesfa ve ark., 2012; Sarvi ve ark., 2009). Dizel motorlarında su farklı şekillerde silindire gönderilebilmektedir. Bunlar; emülsife yakıt, fumigasyon ve direkt su enjeksiyonu (DSE) yöntemidir. Emülsife yakıt suyun yakıtla karıştırılmasıyla elde edilen yakıt türüdür. Bir dizel motorda %5, %10, %15 su oranında emülsife yakıtla yapılan çalışmada ise, dizel-su karışımından su oranı arttıkça NO emisyonlarının da aynı oranda azaldığı, NO emisyonlarında maksimum düşüş yaklaşık %21 oranında tespit edilmiştir. Efektif güç ve döndürme momentinde ise bir miktar azalma olduğu tespit edilmiş. Bunun bir çevrimde motora gönderilen yakıt miktarının, emülsife yakıt içerisindeki su oranı miktarınca azalmasından kaynaklandığını tespit edilmiştir (Tunca ve ark., 2017). Yapılan bir çalışmada; emülsife yakıtın, emisyon ve performans üzerine etkisi incelemiştir. Motor döndürme momenti ve efektif güçte bir miktar azalma, ÖYS, efektif verim ve NOx emisyonunda önemli miktarda iyileşme olduğunu ancak %20'den fazla su oranında motor çalışmasında düzensizliklerin başladığını tespit etmiştir (Ayhan, V., 2013). Emülsife yakıtın standart yakıtlara göre reaksiyon hızlarının arttırdığı vurgulanmış ve suyun, yüzey gerilmesinin yakıtta göre daha küçük olması sebebiyle yanma sırasında suyun silindir içerisinde mikro patlamalara sebep olarak karışım oranını iyileştirdiği ve yanma verimini arttırdığı tespit edilmiştir (Wang ve ark., 1996).

Fumigasyon yöntemi, suyun emme manifoldu aracılığıyla yanma odasına püskürtülmesidir. Hidrojen-dizel çift yakıt karışımı ile çalışan bir motorda, NOx emisyonları, kendi kendine tutuşma ve vurunu etkisinin tespiti için emme manifoldu aracılığı ile motora su gönderilmiştir. Hidrojen-dizel oranındaki artışla is emisyonlarının ve NOx emisyonlarının standart duruma göre azaldığını tespit edilmiş. Suyun ise motor %37 verimde iken NOx emisyonlarında %50 düşürdüğü tespit edilmiştir (Serrano ve ark., 2019). Tek silindirli bir dizel motorda yapılan bir çalışmada, motora fumigasyon yöntemiyle suyun, buhar ve sıvı fazında gönderilmesinin performans ve emisyonlar üzerine etkisi incelenmiştir. Sıvı fazında su gönderilmesiyle 1800 d/d' da efektif güçte maksimum, %2,2 buhar fazında ise aynı devirde %2,5 artış tespit edilmiştir. NO emisyonlarında ise suyun sıvı fazda gönderilmesi sonucu maksimum; 2400 d/d' da %55, buhar fazında gönderilmesinde

ise 2200 d/d' da %33 oranında azalmıştır (Ayhan. V. 2009). BAM' da sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) ile yapılan çalışmada, fumigasyon yöntemi kullanılarak motora buhar ve sıvı fazda su gönderilmiştir. Buhar enjeksiyonunun NOx emisyonlarını % 16, benzer koşullar altında su enjeksiyonunun %35 oranında azalttığı tespit edilmiştir (Özcan, H., 2005).

DSE, suyun yanma odasına direkt olarak püskürtülmesi yöntemidir. DSE yönteminde su, farklı şekillerde silindire gönderilebilmektedir. Bazı uygulamalarda ilave bir su enjektörü kullanılırken bazı uygulamalarda yakıt enjektörü suyu da püskürtecek şekilde kombine olarak çalışmaktadır. Silindir içi yanma işlemi için etkili bir soğutma etkisine sahip su enjeksiyonu, son yıllarda potansiyel vuruntu azaltma ve NOx azaltma konusundaki yoğun dikkatleri çekmiştir. Su enjeksiyonunun otomotiv sektöründe ticari anlamda kullanımı için henüz erkendir. Su ilavesinin yanma olayları ve emisyonlar üzerindeki termo fiziksel ve kimyasal kinetik etkilerinin temelleri, farklı su enjeksiyon uygulamaları ve motor tipleri açısından daha fazla araştırılması gerekmektedir. Ayrıca, su enjeksiyonu kullanarak uzun süreli çalışma ile ilgili sınırlı sayıda çalışma yayınlanmıştır ve piston segmanları ve motor bloğunda sürtünme analizi, su enjektöründe karbon birikintisi, metal artıkları ve yağlama yağı ve korozyon analizinde su içeriği gibi konularda su enjeksiyonunun durumu hakkında daha çok analiz yapılması gerekmektedir (Zhu, S. ve ark. 2019). Tek silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı bir dizel motorda yapılan DSE deneyinde su, motora farklı krank açılarında ve farklı oranlarda gönderilmiştir. NOx emisyonlarındaki maksimum düşüş, 1:4 su/yakıt oranında %84 olarak tespit edilmiştir (Prasad H. S. ve ark., 2018). Yüksek hacimli, CR sistemli, turbo beslemeli bir dizel motorda DSE yapılan bir çalışmada; DSE ve CR sistemli operasyonda NOx emisyonlarının %50' ye kadar düştüğünü, CO ve is emisyonlarında ise az miktarda artış, HC emisyonu üzerinde ise bir etkisi olmadığı edilmiştir. Ayrıca CR sisteminin yakıt tüketimini azalttığı ancak CR ile beraber DSE' nin yakıt tüketiminde az miktarda bir artışa sebep olduğu tespit edilmiştir (Sarvi ve ark, 2009). Delphi Dizel Sistemleri, ağır hizmet dizel motorlarına DSE uygulaması için gerçek zamanlı bir su enjeksiyon sistemi geliştirmiştir. Sistem elektronik kontrol ünitesi ile entegre edilmiştir. Ünite, dizel ve su karışımı oluşturan elektronik bir enjektöre, ölçülü su veren pompayı kontrol etmektedir. Bu yöntemin

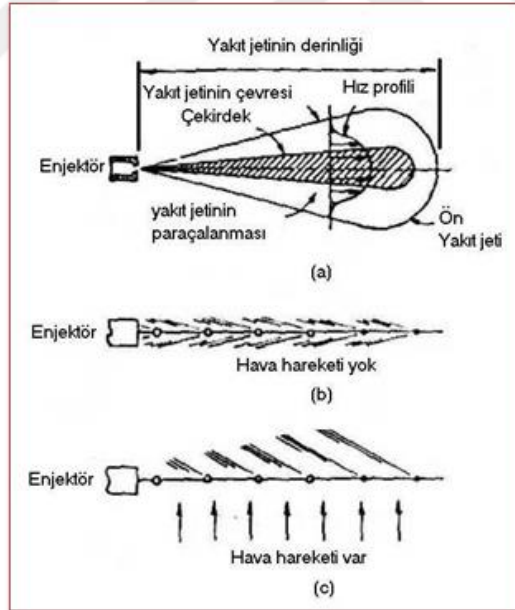
NOx emisyonunu %42 oranında azalttığı ve EGR ile birlikte bu yöntem uygulandığında NOx emisyonunun %82'ye kadar azaldığı tespit edilmiştir (Chadwell, C.J. ve ark., 2008). İki silindirli bir dizel motorda yapılan bir deneysel çalışmada, DSE' nin yanma üzerinde hafif bir geciktirme etkisi olduğu, sıkıştırma zamanında az miktarda DSE' nin termal verimliliği arttırdığı, sıkıştırma zamanının ilk aşamasında büyük miktarda DSE' nin, ise göreceli olarak düşük silindir içi basınçta meydana gelmesi nedeniyle belirtilen ısı verime etki etmediği tespit edilmiş. Erken enjeksiyon zamanlamasının, kısa su enjeksiyon süresi için faydalı, geç enjeksiyon zamanlamasının ise, nispeten daha büyük su enjeksiyon süresi için faydalı olduğu, 180° ÜÖN öncesi' nin sıkıştırma zamanı sırasında 0.3 ve 0.4ms su enjeksiyon süresi ile çalışma koşullarının en iyi su enjeksiyon zamanlaması olduğu, artan su enjeksiyon süresiyle ısı verimin önce maksimum noktaya ulaşana kadar arttığı daha sonra da düştüğü, su enjeksiyon süresinin daha da arttırılmasıyla, yanma işleminin kötüleştiği ve ısı verim üzerinde olumsuz etkisi olduğu tespit edilmiş. Termal verimlilikteki maksimum artış, 0.4ms su enjeksiyon süresi ve %4.08 termal verimlilik artışı ile 180° ÜÖN öncesi, su enjeksiyon zamanlaması olduğu tespit edilmiştir (Zhang, Z. ve ark., 2017). Tek silindirli benzinli bir motorda yapılan DSE deneyinde ise %75 su oranında yapılan deneyde NOx emisyonlarında %41,49 oranında düşüş tespit edilirken, indike yakıt tüketiminin %10 oranında artış tespit edilmiştir (Galata, S., 2017).

Bu çalışmada, tek silindirli su soğutmalı direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda yanma odasına yapılan DSE' nin performans ve emisyonlar üzerine etkisi incelenmiştir. Silindir kafasına yerleştirilen ilave su enjektörünün püskürtme miktarı ve püskürtme zamanı elektronik kontrollü enjeksiyon sistemi ile hassas bir şekilde ayarlanmıştır. Standart motor verileri, tam yük şartlarında, farklı motor devirlerinde dizel yakıt kullanılarak tekrarlı olarak yapılan ölçümler sonucunda elde edilmiştir. Su enjeksiyonunun etkisi ise tam yük şartlarında bir çevrimde püskürtülen dizel yakıt miktarının %10, %20, %40, %50, %60, %80, %100' u kütle oranlarında olacak şekilde ilave enjektörden püskürtülerek performans ve emisyon değerleri tespit edilmiştir. Deneyler sonucunda veriler standart veriler ile karşılaştırılarak değişimler tespit edilmiştir.

BÖLÜM 2. DİZEL MOTORLARDA YANMA VE EMİSYONLAR

2.1. Dizel Motorlarda Yanma

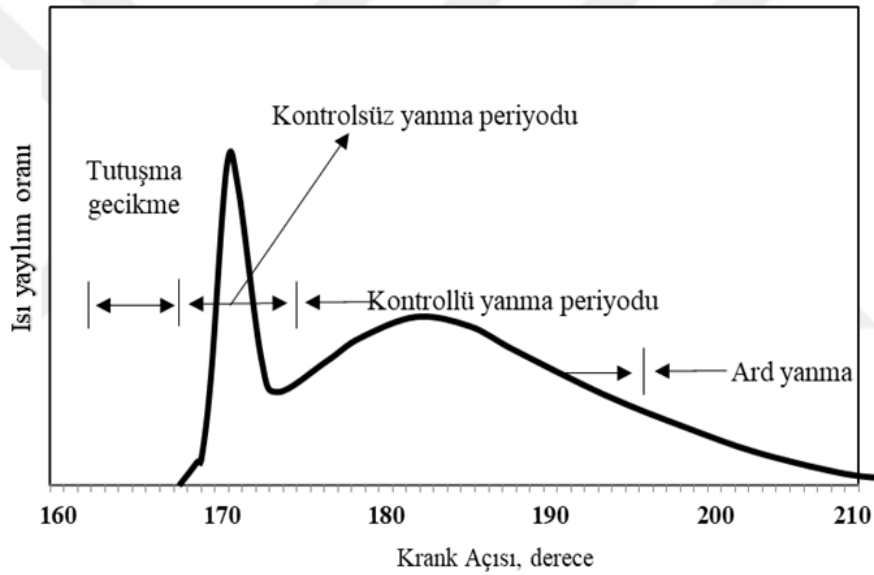
Tüm İYM' de olduğu gibi dizel motorlarda da yanma son derece karışık fiziksel ve kimyasal olaylar sonucu oluşan enerji dönüşüm sürecidir. Dizel motorlarda hava, silindir içerisinde sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükseltilir, sıcaklığı yükseltilmiş olan bu havanın üzerine dizel yakıt püskürtülür, silindir içerisindeki hava hareketi dizel yakıtı partiküllerine ayırır. Bu hava ve yakıt karışımı, Şekil 2.1' de görüldüğü gibi yakıt demeti çevresinde sürtünmenin fazla olmasından dolayı daha fazladır.



Şekil 2.1. Yakıt jeti.

Daha sonra oksidasyon başlayarak sıvı fazda bulunan dizel yakıt damlacıkları sıcak hava tarafından çevrelenerek ısıyı absorbe etmeye başlar ve buharlaşır. Dizel yakıt partiküllerinin ısıyı absorbe etmesiyle beraber ortamda sıcaklık bir miktar düşer ancak kısa bir süre sonra çevreleyen sıcak havanın etkisiyle tekrardan yükselir.

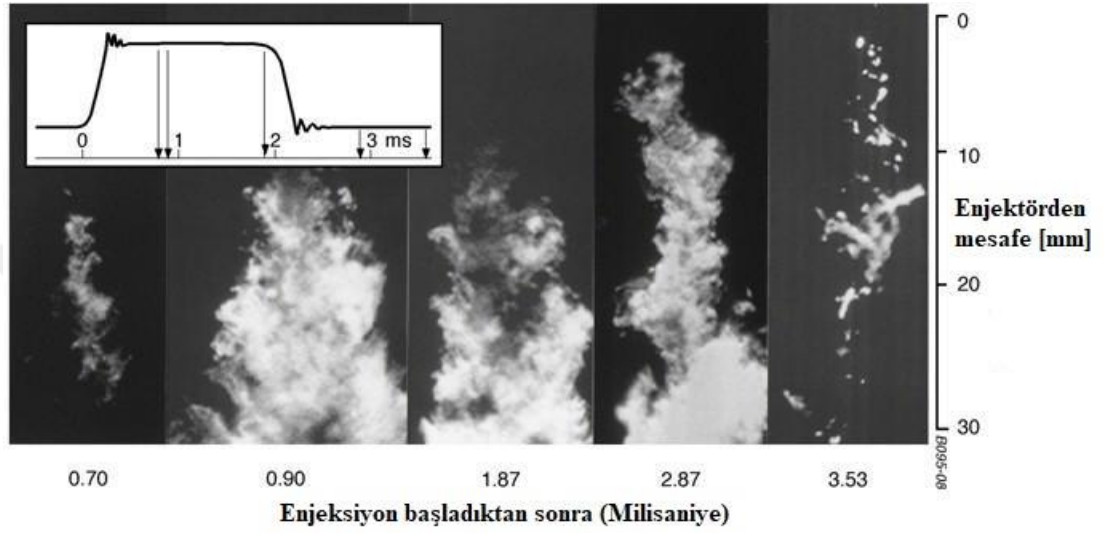
Tüm yanma prosesi dört periyoddan oluşmaktadır; tutuşma gecikmesi (TG), hızlı yanma, kontrollü yanma ve ard yanma. TG; fiziksel gecikme ve kimyasal gecikme şeklinde ikiye ayrılır. Fiziksel gecikme, dizel yakıtın püskürtülmesiyle parçalanması, sıvı fazındaki dizel yakıtın buharlaşması ve buhar fazına geçen dizel yakıtın hava ile karışarak yanmaya uygun hale gelmesi sırasında geçen süredir. Kimyasal gecikme ise HC bölünmesi ve bölünen elemanlarla O₂ arasında tepkimelerin oluşmasına kadar geçen süredir. TG; yakıt cinsi, emme havası sıcaklığı, giriş hava basıncı, püskürtme avansı, silindir iç tasarımı bağlı olarak havanın hareketi, hava fazlalık katsayısı, yakıtın atomize olmasına, yakıtın sıcaklığına, yakıt püskürtme basıncına bağlı olarak değişir. Şekil 2.2’ de ısı yayılım oranı-krank açısı grafiği görülebilmektedir.



Şekil 2.2. Krank açısı-ısı yayılım oranı grafiği.

Dizel yakıtın kalitesi; setan sayısı ile ilgilidir. Setan sayısı yükseldikçe gecikme periyodu azalır. Emme havasının sıcaklığını yükseltmek TG’ yi azaltmaktadır. Ancak yüksek sıcaklık havanın yoğunluğunu azaltacağından volümetrik verim azalmaktadır. Giriş hava basıncını turboşarj gibi uygulamalarla arttırmak tutuşma sıcaklığını düşürüp gecikme periyodunu kısaltmaktadır. Püskürtme avansı, TG optimum avans değeri değiştirildiğinde artmaktadır. Yanma başlangıcından silindir içi maksimum basınca kadar geçen süre ‘hızlı yanma periyodu’ olarak adlandırılmaktadır. Bu süre boyunca üretilen ısı tüm çevrimde üretilen ısının %40-70’i kadardır. Bu sebeple bu süreçte

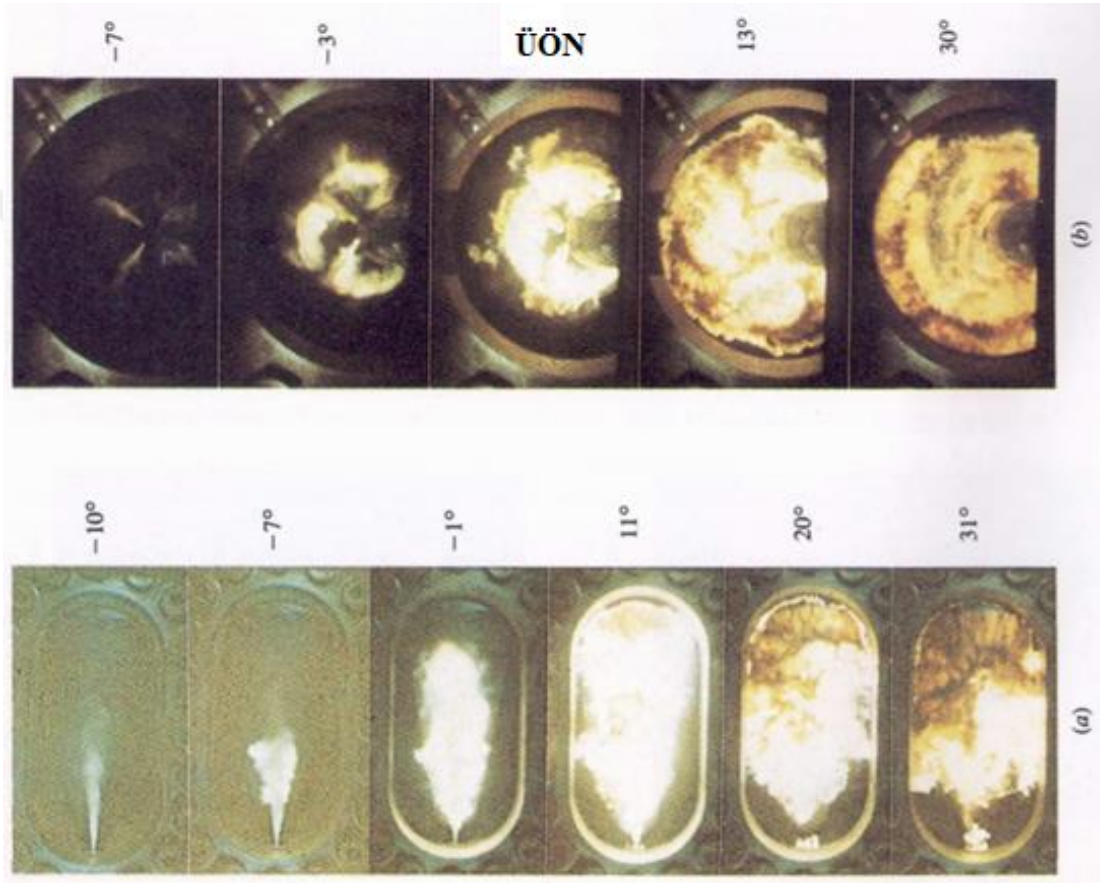
üretileen ısı azalırsa üretileen güçte azalmaktadır. Bu süre içerisinde yanma odasının basıncı ani olarak çok hızlı bir şekilde artar bu sürede gerçekleşen yanmanın hızı, motorun yumuşak veya sert çalışma karakterini de belirlemektedir. TG süresinde, silindir içerisine ne kadar çok dizel yakıt girerse basınç artma hızı da o kadar yüksek olur (Polat, S., 2011).



Şekil 2.3. Dizel yakıtın enjeksiyondan sonraki hareketi.

Daha sonraki periyod; kontrollü yanma periyodudur. Hızlı yanmanın devamı olarak görülen bu periyodda basınç ve sıcaklık hala yüksektir. Dizel yakıt yeterli O_2 ile karşılaşınca düşük TG nedeniyle hızlıca yanar. Ayrıca bu periyodda maksimum çevrim sıcaklığına ulaşılır. Alev cephesi O_2 ile yanmayı sürdürür. Son olarak ard yanma periyodunda; yanma odasında kalan kısmen yanmış ve yanmamış dizel yakıt partikülleri O_2 ile temas ederek yanmaya devam eder. Bu periyodun hızı, hava ve yanmamış dizel yakıtın karışım hızına bağlıdır. Bu periyod maksimum çevrim sıcaklığından başlayarak, piston genişleme sürecini tamamlayana kadar devam eder (Deniz, O. 2008). Dizel motorlarda yanma, farklı noktalarda gerçekleşir bu sebeple basınç artış oranı yüksektir. Benzinli motorlarda ise tutuşma tek bir noktada gerçekleşir ve basınç artış hızı yavaştır. Krank açısına göre basınç ani olarak artarsa motor parçaları arasındaki boşluklar hızlı bir şekilde kapanır ve parçalar üzerinde oluşan bu kuvvet hasara sebep olabilir. İYM' ler de maksimum basınç artış oranı 10 bar/krank açısı' dır. Basınç artışı bu değeri geçtiğinde vuruntu görülebilmektedir. Dizel motorlarda yükten bağımsız olarak, her devir için silindire giren hava miktarı

sabittir. Hava-yakıt (H/Y) oranı püskürtülen yakıt ile ayarlanır. Dizel motorlar fakir karışım ile çalışmaktadır. H/Y oranı tam yük şartlarında 18:1-20:1 rölantide ise 80:1-100:1 civarındadır. Sıkıştırma oranı, arttıkça havanın sıkıştırma sonu sıcaklığı da artmaktadır. Sıkıştırma oranının artmasıyla sıkışan havanın yoğunluğu da artacağından dizel yakıtın kendi kendine tutuşma sıcaklığının da düşer. Bu sebeple gecikme periyodu da azalır. Şekil.2.3.'de yanmanın krank açısına göre gelişimi görülmektedir.



Şekil 2.4. Yanmanın krank açısına göre gelişimi.

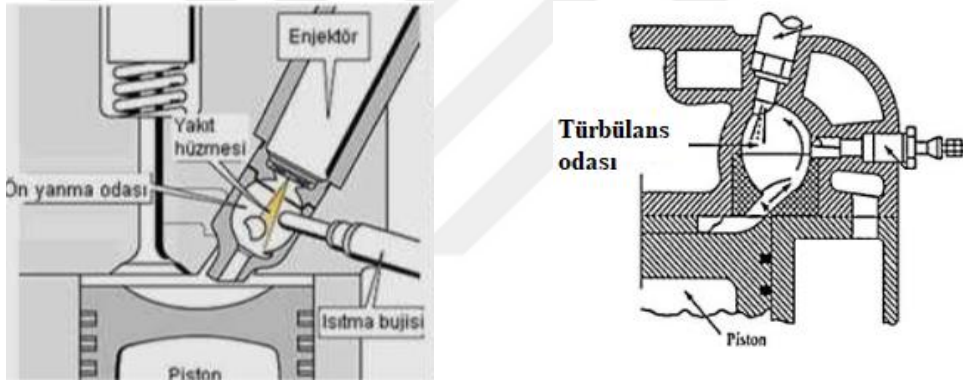
2.2. Dizel Motorlarda Yanma Odaları

Piston, üst ölü nokta (ÜÖN) konumundayken pistonun üst yüzeyi ile silindir kafası arasında kalan alana yanma odası denir. İyi bir yanma odası tasarımı; yanmanın hızlı ve düzgün olması, ısı kayıplarını az olması, motor hızı ve devir sayılarına göre dolgu işlemini iyi olması görevlerini gerçekleştirebilmelidir. Yakıtın atomize olmasını etkileyen önemli faktörlerden biride yanma odası tasarımıdır. Havanın dizel yakıtla iyi

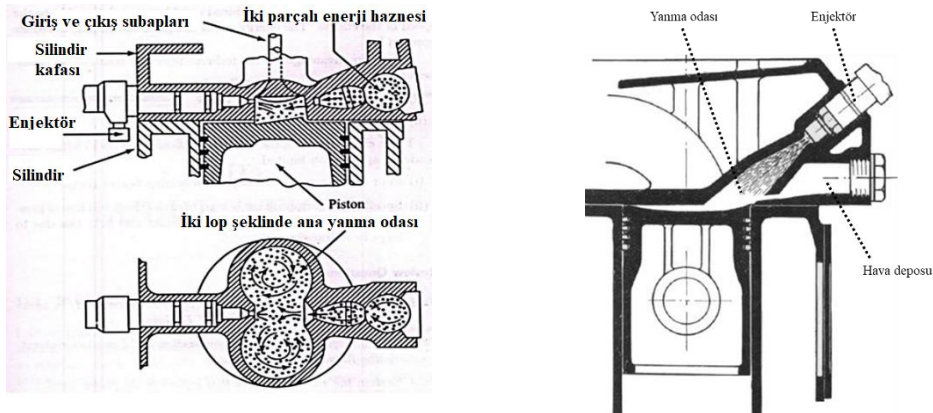
karişması için yanma odası içinde türbülansa uğraması gerekmektedir. Türbülansı etkileyen en önemli faktörlerden biri yanma odası tasarımıdır. Dizel motorlarda yanma odaları, direkt yanma odaları ve bölünmüş yanma odaları olarak ikiye ayrılmaktadır (Polat, S., 2011).

2.2.1. Bölünmüş yanma odaları

Bu tip yanma odalarında yanma odasının belli bir kısmı ana yanma odasından ayrılmıştır. Yanma odaları kademeli olarak çalıştığından motor karakteristikleri yumuşaktır ve farklı devir sayılarında çalışmaya uygundur. Ancak yakıt sarfiyatları yüksek ve silindir başına g oranı düşüktür.



şekil 2.5. n yanma odası ve türbülanslı yanma odası.

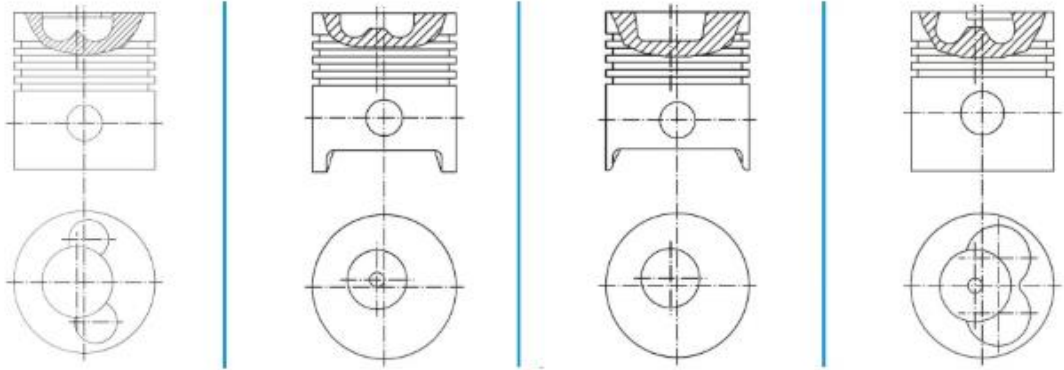


şekil 2.6. Enerji hazneli yanma odası ve hava hazneli yanma odası.

Şekil 2.6. ve Şekil 2.7.'de görüldüğü gibi dört farklı tipte bölme yöntemi vardır. Bu tasarım farklılıkları yakıtın püskürtülme konumundan, büyüklüğünden ve şeklinden meydana gelmektedir (Polat, S., 2011). Bunlar; ön yanma odalı, türbülans odalı, enerji hazneli ve hava haznelidir.

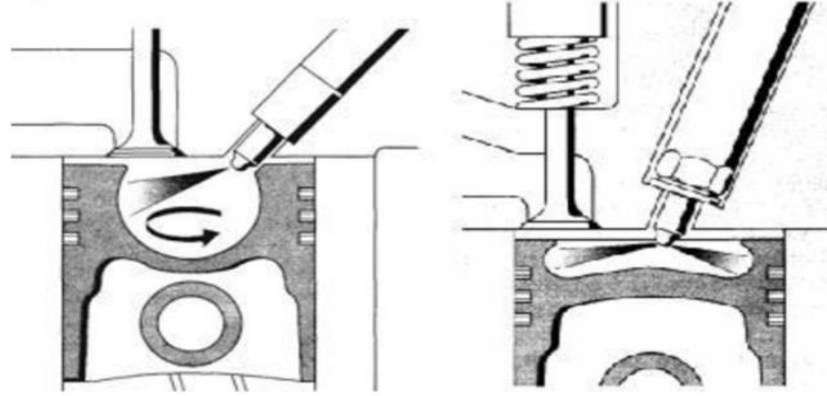
2.2.2. Direkt püskürtmeli yanma odaları

Piston üst yüzeyinde oyuk bulunan genelde silindir kapağı düz yanma odası tasarımlarıdır. Dizel yakıt, piston oyuğuna püskürtülmektedir. Çeşitli formları bulunan bu oyuğa püskürtülen dizel yakıt oyuğun içerisinde türbülans kazandırılarak dizel yakıt ve havanın daha iyi bir şekilde karışması sağlanır. Pistona açılan oyuklar sayesinde yanma odası hacmi büyümekte, böylelikle daha fazla yakıt-hava karışımı püskürtülebilmektedir. Daha fazla yakıt-hava karışımı aynı zamanda verim anlamına gelmektedir. Bu tip yanma odalarında enjektör çok delikli ve enjektör basıncı yüksektir. Enjektörün ince ve çok delikli olması sebebiyle dizel yakıtın filtre edilmesi önemlidir (Deniz, O. 2008).



Şekil 2.7. Direkt püskürtmeli yanma odası çeşitleri.

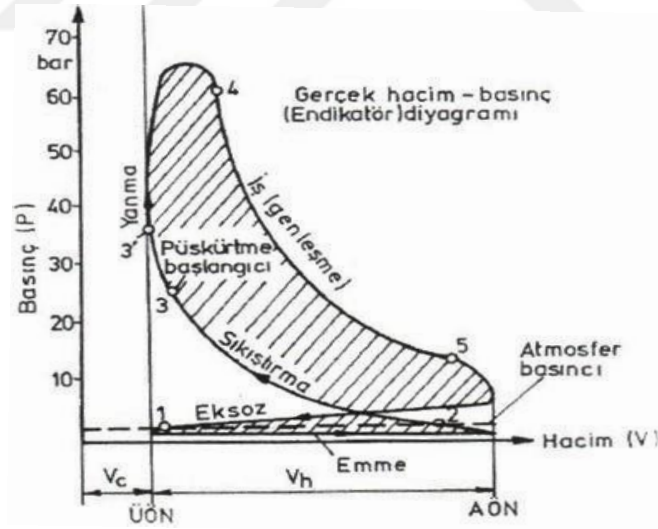
Direkt enjeksiyonlu motorlar yüksek verimli motorlardır, yakıt tüketimleri düşüktür. İlk hareketleri kolaydır ancak tüm dizel yakıt ana yanma odasına püskürtüldüğünden motor sert ve vuruntulu çalışır (Soruşbay, C. 2010).



Şekil 2.8. Direkt püskürtmeli yanma odasında enjeksiyon.

2.3. Gerçek Dizel Çevrimi Analizi

Gerçek dizel çevrimi tersinir ve kapalı değildir. Çevrim dışardan madde alışverişi olan açık bir çevrimdir. Sabit basınçta Q_{giren} ve yanma sırasındaki tersinmezlik W_{net} ve η' yi etkilemektedir (Birşey, B., 2012).



Şekil 2.9. Gerçek dizel çevrimi diyagramı.

Gerçek dizel çevrimi emme zamanında dışardan hava alınması gerekmektedir. Emme zamanı, emme supabının açılmasıyla başlayan ve kapanmasıyla sona eren bir süreçtir. Emme, silindire hava veya H/Y karışımını doldurulduğu zamandır. Buna taze dolgu da denir. Ancak bu dolgunun miktarını birçok parametre etkilemektedir. Bunlar;

pompalama kayıpları, supapların açık kalma miktarı, taze dolgunun önceki çevrimden kalan atık gazlarıyla karışmasına bağlıdır. Gerçek çevrimde sistem hiçbir zaman tamamen taze hava ile dolamamaktadır. Gerçek dizel çevriminde sıkıştırma zamanında da ısı kayıpları olmaktadır. Bu durum ideal çevrime göre basınç ve sıcaklığın daha düşük olmasının sebebidir. Püskürtme zamanında silindir içerisine yakıt püskürtülür. Yanmayla beraber sisteme ısı verilir ve basınç artar. Yanma, tam olarak gerçekleşmez çünkü silindir içerisinde H/Y karışımı her bölgede homojen karışmamıştır. Piston AÖN' ya doğru ilerlerken sistemde ısı kayıpları oluşur ve bu W_{net} ' i düşürür. Yanma sonucu, basıncı ve sıcaklığı artan atık gazlar piston AÖN' ya ulaşmadan egzoz periyodu ile atılmaya başlanır ve egzoz periyodu ÜÖN' dan sonra tamamlanır (Motor Çevrimleri ve Yakıtlar, 2013). Motora giren taze havayı kütle ve hacimsel olarak tespit etmek için 1 kg yakıtın yanması için gerekli hava miktarı hesaplanmalıdır. C+H+O' nun 1 kg eşit olduğu kabul edilerek aşağıdaki gibi hesap yapılır. Aşağıda $m_{C_{12}H_{36}}$ için örnek hesaplama gösterilmiştir.

$$m_{C_{12}H_{36}} = (12 \times 12) + (26 \times 1) = 170 \text{ kg/mol} \quad (2.1)$$

$$C = \frac{144}{170} = 0,847058823 \quad (2.2)$$

$$H = \frac{26}{170} = 0,152941176 \quad (2.3)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H \right) \quad (2.4)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad (2.5)$$

2.3.1. Emme süreci

Emme süreci sonunda silindir içinde bulunan gazın sıcaklığının (T_1) ve basıncının (P_1) bulunabilmesi için, silindir içinde kalan artık gazların sıcaklık ve basıncı gereklidir. Bu gazların özellikleri aşağıdaki formüllerden hesaplanır.

$$P_r = P_c(1 + 0,55 \times 10^{-4} \times n) \quad (2.6)$$

$$T_r = 1302403,5 \times \lambda + 0,037 \times n - 7,38 \times \varepsilon \quad (2.7)$$

Volümetrik verim (η_v) ise aşağıdaki gibi hesaplanır. Burada 'f' silindir içerisinde kalan atık gaz katsayısını temsil etmektedir.

$$\eta_v = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \right) \left(\frac{T_c}{T_1} \right) \left(\frac{P_1}{P_c} \right) \left(\frac{1}{1+f} \right) \quad (2.8)$$

P_1 aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$P_1 = P_c - P_{kayıp} \quad (2.9)$$

$$P_{kayıp} = \rho \frac{U^2}{2} (1 + \xi) \quad (2.10)$$

$$U = \frac{F_{sil} \times C_m}{f_{sub}} \quad (2.11)$$

$$C_m = \frac{S \times n}{30} \quad (2.12)$$

Burada giren havanın hızı (U), ortalama piston hızı (C_m), çevre şartlarındaki havanın yoğunluğu (ρ), emme sürecinde hidrodinamik basınç katsayısı (ξ), silindir kafası alanı (F_{sil}), supap kafası yüzey alanı (f_{sub}) anlamına gelmektedir. Burada ' ΔT ' emme süreci boyunca motorun sıcak bölgelerden, emme havına transfer ettiği ısı sonucunda gerçekleşen sıcaklık artışıdır.

$$\Delta T = 30 - 0,006 \times n \quad (2.13)$$

Motora giren hava ve gönderilen suyun miktarı her çevrim için hesaplanırsa, emme sonu giren havanın kütlesi, mol miktarı, artık gazların ve iş gazının mol miktarı da hesap edilebilir.

$$m_{\zeta} = m_e = \frac{\dot{m}_{\zeta}}{n \times i} = \frac{\dot{m}_{\zeta} \times 120}{n} \quad (2.14)$$

$$n_{\zeta} = n_e = (n_{x,a} + n_{x,v}) \times \frac{120}{n} \quad (2.15)$$

Artık gazların mol sayısı (n_r) aşağıda görüldüğü gibi hesaplanır.

$$n_r = n_e \times \gamma_r \quad (2.16)$$

Sıkıştırma başında, iş gören gazların mol sayısı n_1 aşağıda görüldüğü gibi hesaplanır.

$$n_1 = n_{i\zeta} = n_e(1 + f) \quad (2.17)$$

2.3.2. Politropik sıkıştırma

Sıkıştırma sürecinde, sıkıştırma üst katsayısı (n_1) iş gazının sabit hacimde özgül molar ısısına bağlı olarak değişir. Bu değer tespiti için artık gazların ve taze dolgunun özgül molar ısılarının hesaplanması gerekir. Artık gazların ve taze dolgunun mol kesirlerinin hesaplanması aşağıdaki gibidir.

$$n_{CO_2} = \frac{C}{12} \times m_f \quad (2.18)$$

$$n_{O_2} = 0,208(\lambda - 1)L_0 \times m_f \quad (2.19)$$

$$n_{H_2O} = \frac{H}{2} \times m_f \quad (2.20)$$

$$n_{N_2} = 0,792 \times \lambda \times L_0 \times m_f \quad (2.21)$$

$$n_{Su} = \frac{m_{Buhar}}{M_v} \quad (2.22)$$

$$n_{k.hava} = \frac{m_{k.hava}}{M_a} \quad (2.23)$$

$$n_{yü} = n_{CO_2} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O} + n_{Su} \quad (2.24)$$

Püskürtülen yakıt miktarı (m_f) aşağıda denklemdaki gibi hesaplanır.

$$m_f = \frac{\dot{m}_y \times 120}{n} \quad (2.25)$$

$$x_{k.hava} = \frac{n_{k.hava}}{n_{i\dot{s}}} \quad (2.26)$$

$$x_r = \frac{n_r}{n_{i\dot{s}}} \quad (2.27)$$

$$x_{Su} = \frac{n_{Su}}{n_{i\dot{s}}} \quad (2.28)$$

$$C_{v,r} = (C_{v,CO_2} \times x_{CO_2}) + (C_{v,H_2O} \times x_{Su}) + (C_{v,N_2} \times x_{N_2}) + (C_{v,O_2} \times x_{O_2}) \quad (2.29)$$

$$C_{v,1} = (C_{v,r} \times x_r) + (C_{v,k.hava} \times x_{k.hava}) + (C_{v,H_2O} \times x_{Su}) \quad (2.30)$$

$$n_1 = \frac{C_{v,1} + R_U}{C_{v,1}} \quad (2.31)$$

Gerçek dizel çevriminde giren havanın sıcaklığı, silindirde kalan egzoz gazları ve silindirin sıcaklığından dolayı yükselir (Motor Çevrimleri ve Yakıtlar, 2013). Giren havanın sıkıştırma başında karışım sıcaklığı (T_1) aşağıdaki gibidir.

$$T_1 = (1 - f)T_{giren} + fT_{egzoz} \left[1 - \left(1 - \frac{P_{giren}}{P_{egzoz}} \right)^{k-1/k} \right] \quad (2.32)$$

Denklemden havanın motora giriş sıcaklığı T_{giren} , havanın motora giriş basıncı P_{giren} , egzoz gazları sıcaklığı T_{egzoz} , egzoz gazları basıncı P_{egzoz} , silindirde kalan egzoz gazlarının kütle oranı f ve adyabatik üssü k ile ifade edilmektedir. Burada $k \cong 0,05$ ve P_{giren} , sıkıştırma başlangıcı basıncına (P_1) yakın olduğundan $P_1 \cong P_{giren}$ olarak

kabul edilir. Sıkıştırma sonu basıncı (P_2), sıkıştırma sonu sıcaklığı (T_2) aşağıdaki gibidir. Burada n_1 sıkıştırmanın politropik üssünü ifade etmektedir.

$$P_2 = P_1 \times \varepsilon^{n_1} \quad (2.33)$$

$$T_2 = T_1 \times \varepsilon^{n_1-1} \quad (2.34)$$

2.3.3. Politropik genleşme

Dizel gerçek çevrimde genleşme, sıkıştırılan havanın üzerine yakıt püskürtülmesiyle başlar. Yanma sonu sıcaklığı (T_3) ve hacim tespiti için karışımın alt ısıl değeri (q_f), sabit basınçta genleşme oranı (r_p) ve silindire püskürtülen yakıt miktarı, C_p bilgisi gereklidir.

$$T_3 = T_2 + \frac{(1-f)q_f}{C_p} \quad (2.35)$$

$$r_p = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (2.36)$$

$$V_3 = r_p \times V_2 \quad (2.37)$$

$$T_3 = r_p \times T_2 \quad (2.38)$$

Genleşme sonu basınç (P_4) ve sıcaklık (T_4) aşağıda denklemlerdeki gibi hesaplanır. Burada n_2 , genleşmenin politropik üssü, P_3 silindir içi maksimum basınçtır.

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{n_2-1} \quad (2.39)$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{n_2} \quad (2.40)$$

2.3.4. Gerçek çevrim verimi

Gerçek çevrimin verimi (η_g) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır. Burada n çevrimin politropik üssünü belirtmektedir.

$$\eta_g = \frac{W_{net}}{Q_{giren}} \Rightarrow \eta_g = \frac{Q_{giren} - Q_{çıkan}}{Q_{giren}} \Rightarrow \eta_g = \frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren}} \Rightarrow \eta_g = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \left[\frac{r_p^n - 1}{n(r_p - 1)} \right] \quad (2.41)$$

2.4. Dizel Motorlarda Isı Yayılmı

Termodinamiğin 1. kanunundan faydalanılarak yanma boyunca yakıtın kimyasal enerjisinin hangi oranda ortaya çıktığı bazı kabuller yapılarak hesaplanabilmektedir. Yanma prosesi boyunca H/Y karışımının homojen bir şekilde oluşmaması, önceki çevrimden kalan gaz miktarının bilinmemesi, ısı transferi hesaplamalarının hassas olarak yapılamaması, silindir içerisinde piston segmanları ve silindir duvarları yakın bölgelerde gaz sıcaklıklarının farklılık göstererek yoğunluğunun değişmesi gibi sebeplerden eşitliğin içten yanmalı motorlarda kullanılmasını zorlaştırmaktadır. Bahsedilen durumlar için bazı kabuller yapılmıştır. Bunlar; dolgunun termodinamik ve kimyasal olarak dengede olduğu, dolgunun ideal gaz özellikleri gösterdiği, dolgu kaçaklarının ihmal edildiği ve silindirdeki ortalama değerlere göre ısı yayılımı olduğu tek bölgeli yanma modeli kabulüdür. Dolgu silindir içerisine girdiğinde sıcaklığı silindir çevresinden daha düşük olduğundan ısı transferi silindirden dolguya doğru gerçekleşip, ısı akısı negatif değere düşmektedir. Maksimum silindir içi basınç ve sıcaklık gerçekleştiği noktada ısı akısı maksimum değere ulaşmakta ve silindir çevresine doğru gerçekleşen ısı transferi ile basınç, gaz sıcaklığı ve piston tarafından yapılan iş azalmaktadır. Isı transferi motor gücü ve termik verimi etkilemektedir.

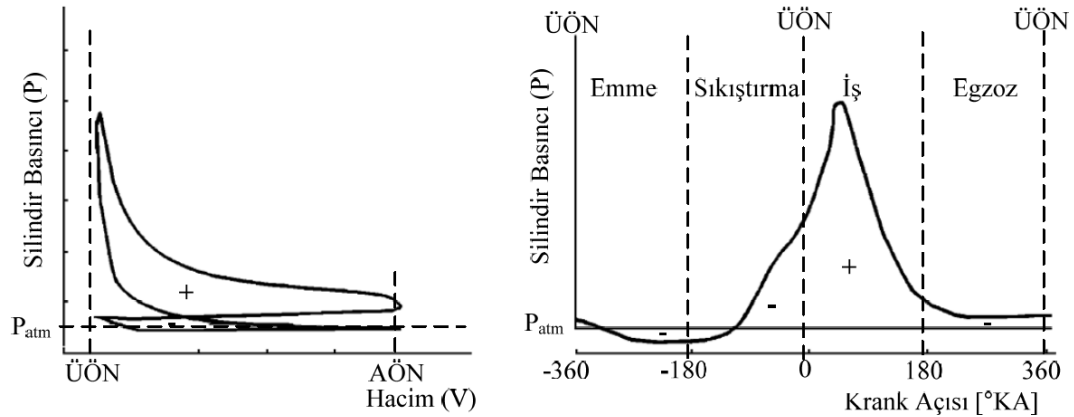
Kümülatif ısı yayılımı, krank açısına bağlı ısı yayılımı değerlerinin birbirine eklenmesidir. Dolayısıyla % cinsinden silindir içi karışımın yanmasını tamamladığı aşamalar belirlenir. Bu yanma odasında açığa çıkan toplam ısı ve yanmış kütle miktarı hakkında bilgi verir. Karışım zenginleştikçe, yakıt enerjisi ve ısı yayılımı artmakta daha yüksek kümülatif ısı elde edilmektedir. Kümülatif ısı yayılımı normalize

edildiğinde yanma aşamaları ve yanmış kütle oranı hakkında bilgi verir (Uyumaz A. ve ark. 2017).

Silindir içi gaz sıcaklığı hesabında ise, dolgu termodinamik olarak mükemmel gaz kabul edilerek silindir içerisindeki dolgunun özellikleri, yanan yakıt hesabında bir önceki adım için belirli olan gaz kompozisyonuna göre belirlenmektedir.

2.5. Ortalama İndike Basınç

Motor veriminin tespit edilmesinde temel bir parametre olan ortalama indike basınç (imep) motor hızına, hacmine ve silindir sayısına bağlı değildir. Bir çevrimde elde edilen P-V diyagramından, ortalama imep hesaplanabilmektedir. Yüksek basınç eğrisi altında kalan alan alçak basınç eğrisinin altındaki alandan çıkartılır ve net iş bulunur. Daha sonra net iş, strok hacmine (V_d) bölünerek ortalama indike basınç hesaplanır (Yaldız, E. 2012).



Şekil 2.10. Kapalı ve açık indikatör diyagramları.

2.6. Dizel Motorlarda Emisyonların Oluşum Mekanizmaları

Emisyonlar genel olarak, sanayi kuruluşları, konutlar ve ulaşım araçlarından kaynaklanır. Bu emisyonlar özellikle fosil yakıtlardan kaynaklanan partikül, is, duman, kükürt, HC ve NOx. Bu emisyonlar; akciğer kanseri, bronşit ve çeşitli kalp

hastalıklarına sebep olabilmektedir. İnsan sağlığına etkilerine göre her biri sınıflandırılmıştır.

- Maksimum Atmosfer Konsantrasyonu (MAK): Solunduğunda zarar vermeyen gazlar.
- Maksimum İşyeri Konsantrasyonu (MİK): Belli bir süre solunduğunda zarar vermeyen gazlar.
- Doğrudan Tehlike Konsantrasyonu (DTK): Kısa bir süre solunduğunda zarar verebilecek miktar.

Tablo 2.1. Gazların tehlike sınırları.

Kirletici Maddeler	MAK	MİK	DTK
CO(ppm)	9	50	5000
HC(ppm)	20	300	30000
NO	0,15	-----	-----
NO ₂ (ppm)	0,05	5	200

Dizel motorlarda yanma ürünleri N₂, CO₂, O₂ ve H₂O' dir. Yanma tam olarak gerçekleşmemiş ise ek olarak CO, PM, HC, NO_x, H₂, NO oluşmaktadır. Termodinamik hesaplamalarda yakıt 1 kilogram (kg) olarak kabul edilerek tam yanma denklemi oluşturulur. Dizel yakıtın tam yanması için gerekli hava fazlalık katsayısı hesaplanır. O₂ 'nin havadaki ağırlıkça oranı %23,3 kabul edilerek tam yanma için gereken hava kütleli olarak $m_{\text{hava (min)}} = m_{\text{O}_2 \text{ (min)}} / 0,233$ olarak bulunur.

Tablo 2.2. Yanma havasının kimyasal bileşimi.

Elementler ve Bileşikler	Havadaki Miktarı
Azot	78,09%
Oksijen	20,95%
Argon	0,93%
Su Buharı ve Diğerleri	<%0,1

Dizel motorlardan salınan katı emisyonlar; katı HC, metaller, sülfatlar, inorganik maddeler, kurum. Sıvı emisyonlar; H₂O, H₂SO₄, poliaromatikler, O₂' li karışım, HC'

lerdir. Gaz emisyonları; N₂, CO₂, CO, H₂, NO/NO₂, HC, azot ve kükürt bileşimi, O₂' li karışımdır (Durmaz, M. 2015).

2.6.1. Azot oksit emisyonu oluşum mekanizmaları

Dizel motorlarda H/Y oranı NO_x emisyonlarının miktarını etkilemektedir. H/Y karışım oranı, teorik H/Y az olduğunda NO_x emisyonları miktarı azalmaktadır. Tam tersi durumda ise bu miktar artmaktadır (Haşimoğlu, C., 2000).

$$\lambda = \frac{\text{Gerçek Hava-Yakıt Oranı}}{\text{Stoikiyometrik Hava-Yakıt Oranı}} \quad (2.42)$$

2.6.1.1. Termal NO_x oluşum mekanizması

Alev cephesinin arkasındaki yüksek sıcaklıkta yanan gazlarda NO oluşur. NO oluşumu oranı, yanma gazı sıcaklığı ile birlikte üssel olarak artar, bununla birlikte, toplam yanma oranına kıyasla daha yavaştır. Yanma odası sıcaklığı 1800 K'nin üzerine çıktığı anda NO_x emisyonunun miktarı artmaktadır (Ayhan, V. 2016). NO_x emisyonlarını azaltması için silindir içi sıcaklığın azaltılması gerekmektedir. Ancak bu durumda, İYM' de verim azalması anlamına gelmektedir. Yanma başında NO oluşmaz. NO emisyonları yanma sonu yüksek sıcaklık periyodunda başlamaktadır. Erken yanma, sıcaklığı arttıracığından NO oluşumunu da arttırmaktadır. Silindir genişleme yaparken ise NO emisyonunda değişim gerçekleşmemektedir (Durmaz, M. 2015; Doğan, H. E. 2013; Yolun, S. 2012). Termal NO_x oluşum mekanizması ilk olarak Zeldovich tarafından ortaya konulmuştur.



k₁ ve k₂ ileri reaksiyonlar için reaksiyon hızı sabitleridir ve k₋₁ ve k₋₂ tersi içindir. Orjinal Zeldovich mekanizması ilk iki reaksiyondan (2.2) ve (2.3) oluşmaktadır. İlk

reaksiyonun (2.2) ileri kısmı yüksek aktivasyon enerjisi olan yaklaşık 314 kJ / mol ile endotermiktir ve NO oluşumunda bir hız belirleyici reaksiyondur.

Tablo 2.3. Yanma havasının kimyasal bileşimi.

Reaksiyon	İleri Reaksiyon	Geri Reaksiyon
$O + N_2 \leftrightarrow NO + N$	$k_1 = 1.8 \times 10^{14} \times \exp(-38,370/T)$	$k_{-1} = 3.8 \times 10^{13} \times \exp(-425/T)$
$N + O_2 \leftrightarrow NO + O$	$k_2 = 1.8 \times 10^{10} T \times \exp(-4680/T)$	$k_{-2} = 3.8 \times 10^9 T \times \exp(-20,820/T)$
$N + OH \leftrightarrow NO + H$	$k_3 = 7.1 \times 10^{13} \times \exp(-450/T)$	$k_{-3} = 1.7 \times 10^{14} \times \exp(-24,560/T)$

Keck, Lavoie, ve Heywood tarafından Zeldovich mekanizmasına aşağıdaki adımlar eklenmiştir:

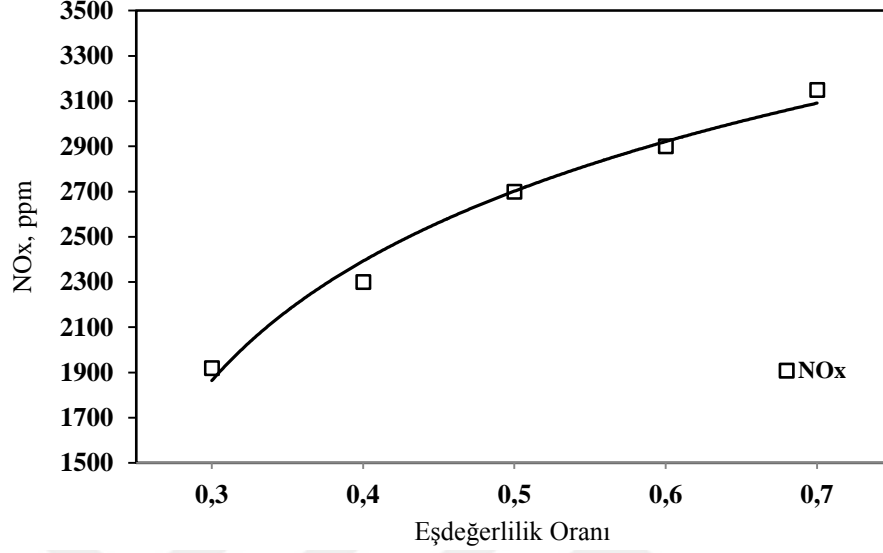


$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{1.3 \times 10^{18}}{p^{1/2}} \exp\left(\frac{-69,460}{T}\right) [O_2] e^{\frac{1}{2}} [N_2] e \quad (2.49)$$

Denklemlerde görüldüğü gibi, yüksek sıcaklık ve yüksek oksijen konsantrasyonu, yüksek NO oluşumuna sebebiyet vermektedir. NOx emisyonunu etkileyen faktörler, Alev sıcaklığı, yanma gazlarının o sıcaklıkta kalma süresi ve alev bölgesinde olan fazla hava miktarıdır.

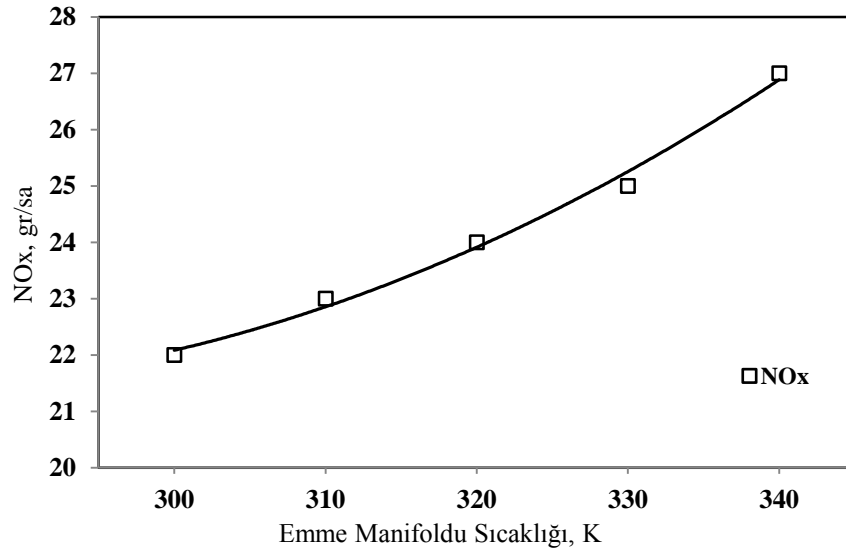
Dizel motorlarda güç, motora püskürtülen yakıtla miktarı ile ayarlanmaktadır. Motor gücünün azaltılması için yakıt miktarı azaltılır tam tersi durumda ise yakıt miktarı artırılır. Bu karışım oranının istenen güç miktarına göre değişeceğini göstermektedir.

İstenen güç arttıkça silindir içerisinde sıcaklıkta yükseleceğinden NOx emisyonları artmaktadır (İlkılıç, C. ve ark. 2009).

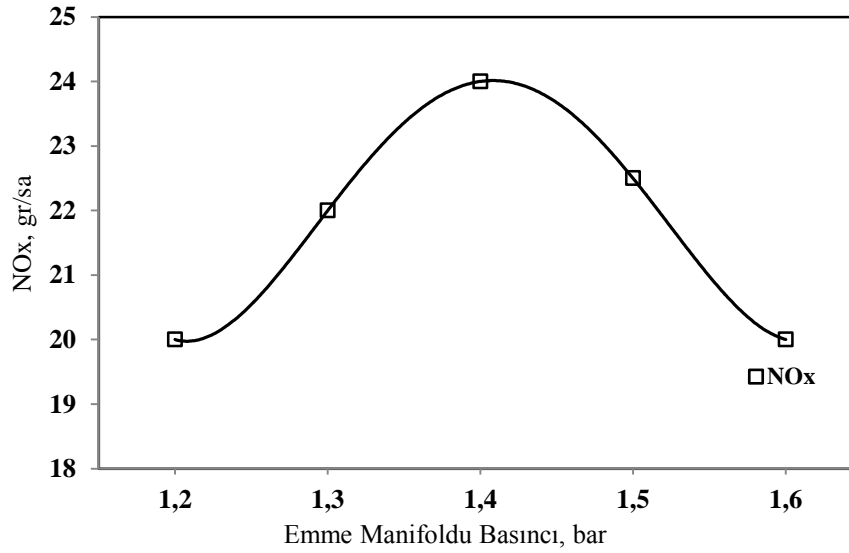


Şekil 2.11. Eşdeğerlilik oranının NOx emisyonları üzerine etkisi.

Şekil 2.9.'de eşdeğerlilik oranını NOx emisyonları üzerinde etkisi görülmektedir. Eşdeğerlilik oranı 0,9 ile 1,0 arasında olduğundan NOx 'ler maksimum seviyededir. Dizel motorlarda giriş havasının sıcaklığı ve basıncı NOx emisyonlarını etkilemektedir. Şekil 2.12. ve Şekil 2.13' de görüldüğü gibi yüksek sıcaklık ve basınç, tutuşma sıcaklığını arttıracığından silindir içi sıcaklığı arttırarak NOx emisyonlarını oluşumuna sebep olan mekanizmayı hızlandırır (Hebbar, G, 2014).

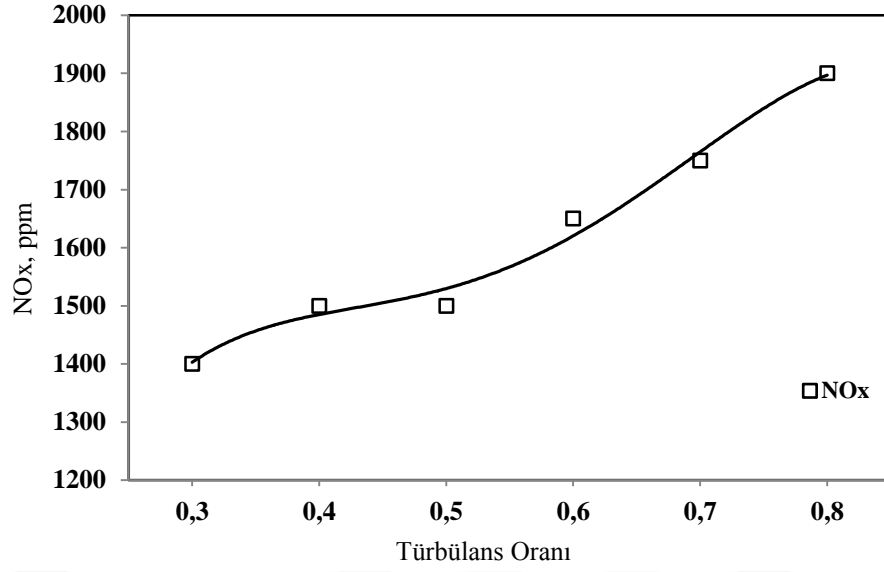


Şekil 2.12. Emme manifoldu sıcaklığının NOx emisyonları üzerine etkisi grafiği.

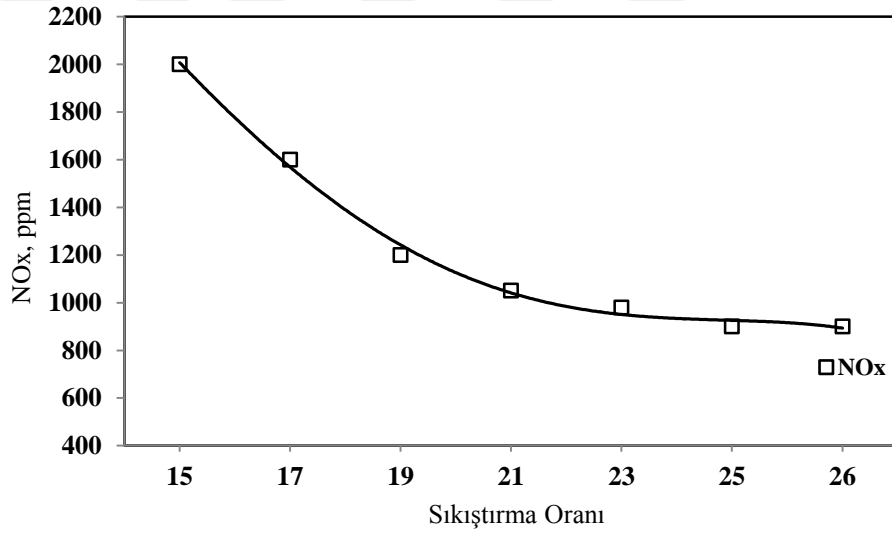


Şekil 2.13. Emme manifoldu basıncının NOx emisyonları üzerine etkisi grafiği.

Dizel motorlarda yanma odası tasarımı, silindir içi türbülans miktarını etkilediğinden H/Y karışımını ve yakıtın buharlaşmasını da etkilemektedir. Yanma odasında türbülansın azaltılması, H/Y karışması için gereken zamanı arttıracığından yakıt damlacıkları etrafındaki O₂ konsantrasyonunu azalır. Bu durum sıcaklığını düşüreceğinden NOx emisyonlarını azaltıcı bir etki gösterir ve aynı zamanda ısı verimi de azaltır.



Şekil 2.14. Türbülans oranının NOx emisyonları üzerine etkisi grafiği.

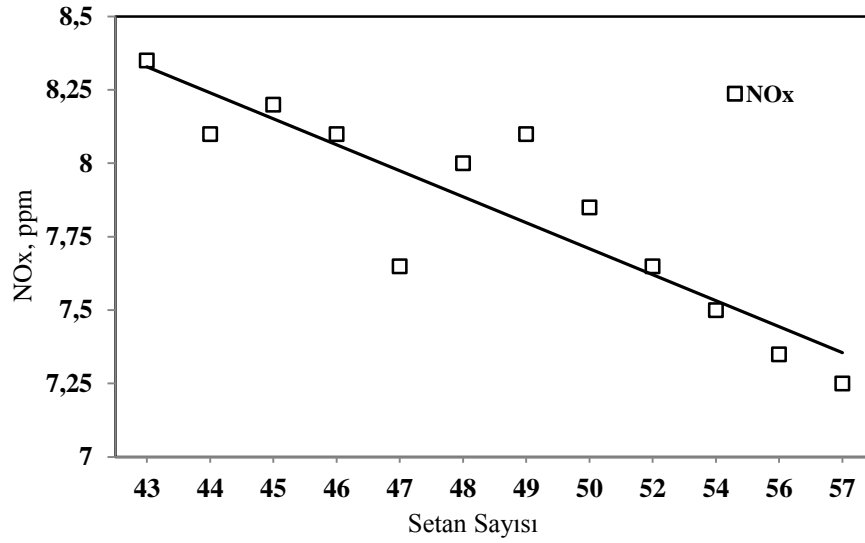


Şekil 2.15. Sıkıştırma oranının NOx emisyonları üzerine etkisi.

Diğer koşullar sabit olmak şartıyla, sıkıştırma oranını azaltmak TG' yi arttıracaktır. Buda püskürtülen yakıt miktarını arttıracığından silindir içi maksimum sıcaklık artacak ve NOx oluşumunu arttıran mekanizmayı hızlandıracaktır. Sıkıştırma oranını arttırmak ise tam tersi etki yaparak TG' yi kısaltır. Şekil 2.15.'de görüldüğü gibi NOx emisyonlarının düşmesine sebep olur. Ancak sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte motorda sürtünme miktarı artacağına verim düşecektir (Haşimoğlu, C., 2000).

2.6.1.2. Yakıt kaynaklı NOx oluşum mekanizması

Setan sayısı dizel yakıttaki en önemli özelliktir. Setan sayısı, dizel motorda tutuşmayı belirleyen sayıdır. Yüksek setan sayısı, TG' yi azaltmakta, ani yanmayı ve hızlı basınç artışını engellemektedir (İlkılıç. C. ve ark, 2009). Şekil 2.16' de setan sayısının NOx emisyonları üzerinde etkisi görülebilmektedir.

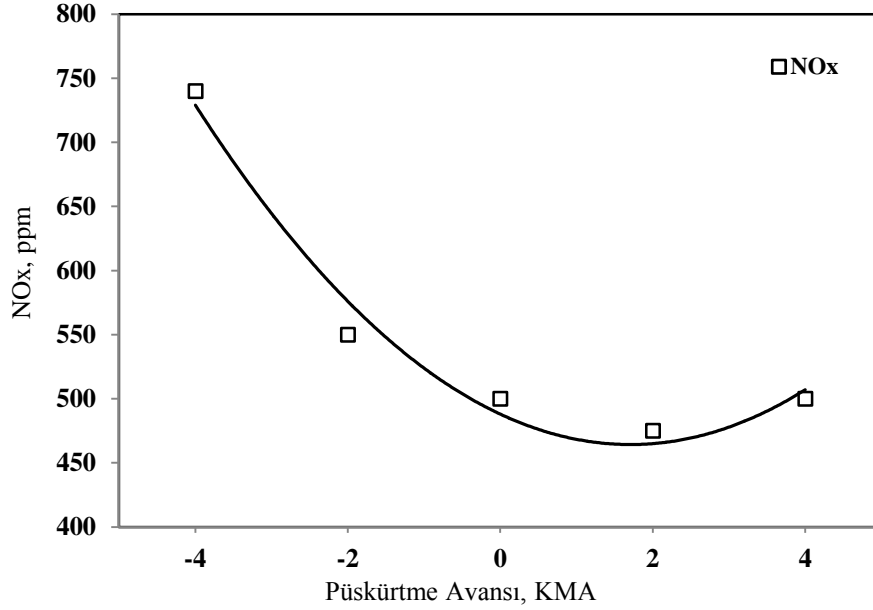


Şekil 2.16. Yanma havasının kimyasal bileşimi.

Yakıt kaynaklı NO, yakıtların kimyasal olarak bağlı N ile yanması sonucu oluşur. Yakıt N' i ilk ara N içeren bileşikler ve HCN, NH₃, CN, NH vb. gibi reaktifleri üretir. Bu türler daha sonra NO' e oksitlenir. Her ne kadar petrol ham maddesi yaklaşık %0,6 N içerse bile, benzinde ihmal edilebilir N bulunur. Dizel yakıtlar benzinden daha fazla N içeriğine sahiptir, ancak genellikle kütlece %0,1' den azdır. Bu nedenle yakıt N' i, benzin, dizel, doğal gaz ve alkollerde çalışan otomotiv motorlarında NO oluşumuna büyük bir katkı yapmaz. Kömür ve fuel-oil gibi nispeten fazla miktarda N içeren yakıtların yanması esnasında yakıttaki azotun yaklaşık %20-60' ı okside olur. Kömürle çalışan yakıcılarda yakıt kaynaklı NOx, toplam NOx emisyonlarının yaklaşık %50-70' ini oluşturmaktadır.

Püskürtme zamanı ve püskürtme basıncı NOx emisyonları üzerinde etkilidir. Püskürtme zamanının öne alınması, TG' yi artırır, bu nedenle silindire daha fazla yakıt

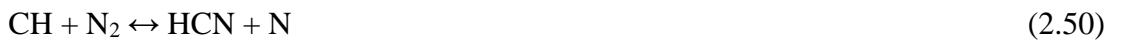
gönderilir. Buda yanma başladığında, ani yanma periyodunda her bir krank açısına düşen basınç değişimini arttırarak silindir içi maksimum sıcaklığı ve basıncı yükseltir (İlkılıç, C. ve ark, 2009). Şekil 2.17.'de püskürtme açısının NOx emisyonlarına etkisi görülmektedir.



Şekil 2.17. Püskürtme açısının NOx emisyonlarına etkisi grafiği.

2.6.1.3. Prompt NOx oluşum mekanizması

Alev reaksiyon bölgesinde NO hızlı bir şekilde oluşabilir. Prompt NOx oluşumu, CN grubunun ara kimyasal türlerinin O ve OH ile reaksiyona girmesiyle alevde oluşur. Alev cephesinde oluşan HC radikal CH, CH₂, C, C₂ vs. moleküler N ile reaksiyona girerek HCN ve CN gibi ara türlerin (2.50) ile (2.52) arasındaki reaksiyonlarla reaksiyona girmesini sağlar. Yakıt bakımından zengin alevlerde reaksiyon bölgesine yakın büyük HCN konsantrasyonları gözlenir ve prompt NO oluşumunun, HCN' nin hızlı bir şekilde bozunması ile ilişkili olduğu söylenebilir.





Prompt NO' nun stokiyometrik laminer alevlere katkısının %5-%10 aralığında olduğu kabul edilmektedir. Yüksek basınçlarda yanma meydana geldiği motorlarda alev cephesinin kalınlığı çok küçüktür (~ 0,1 milimetre (mm)) ve bu bölgedeki kimyasal türlerin kalma süresi çok kısadır. Ayrıca, yanma işlemi sırasında erken yanan elementler tarafından üretilen yanmış gazlar, yanmadan hemen sonra elde edilen sıcaklıklardan çok daha yüksek bir sıcaklığa sıkıştırılır. Alev cephesinin arkasındaki yanmış gazlarda termal NO oluşumu, alev cephesindeki NO oluşumuna kıyasla çok daha yüksektir. Bununla birlikte, Prompt NO, fakir karışımla motor çalışması veya EGR kullanımı gibi yüksek seyreltmeli motor çalışması altında önemli olabilir (Doğan, H. E. 2013; Yolun, S. 2012).

2.6.2. Karbon monoksit (CO) emisyonu

Kokusuz ve havadan ağır bir gazdır. NO_x emisyonlarında olduğu gibi solunduğunda kandaki hemoglobine birleşebilir (Kandiş, H. ve ark. 2009). CO emisyonları oluşumu İYM' de H/Y ile alakalıdır. Yakıtın tam yanmaması, gaz sıcaklığının düşük olması, yeterli O₂ bulunmaması ve CO' e dönüşüm süresinin kısa olmasından dolayı yanmanın tamamlanamaması CO miktarını artırır. H/Y teorik karışıma eşit olduğu durumda CO emisyonları görülmektedir. Zengin karışımlarda, CO seviyesi yakıt oranı artışıyla birlikte doğru orantılı olarak artmaktadır, fakir karışımlarda az miktarda değişmektedir. CO oluşumu birkaç reaksiyon basamağında gerçekleşmektedir. Yanmada sırasında ortaya çıkan CO okside edildikten sonra bir miktarı CO₂'ye dönüşür. Hava ve HC yanma reaksiyonu ile CO oksitlenerek CO₂' ye dönüşmektedir. Yüksek basınç ve sıcaklıkta; C, O₂ ve H kapalı şartlar altında dengelenir ve yanmamış gazlarda CO konsantrasyonu dengelenir (Doğan, H. E. 2013; Yolun, S. 2012).





CO' in CO₂' ye dönüşmesinde OH etkilidir. Aşağıdaki reaksiyon ile meydana gelmektedir.



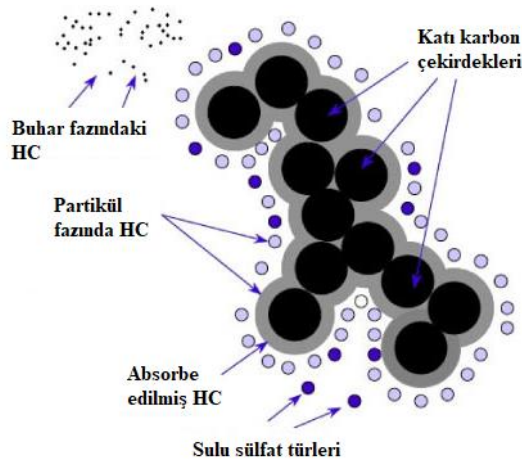
2.6.3. Hidrokarbon emisyonları (HC)

HC, doymuş ve doymamış HC olarak ikiye ayrılmaktadır. Doymuş HC; parafinler, doymamış HC ise; olefinler ve asetilenlerdir. Bu emisyonlar, sağlığa zararlı fotokimyasal sis ve duman oluşumuna neden olur ve solunum yollarını tahriş eder. Ayrıca NO ile aynı ortamda bulunması durumunda güneş ışığıyla tepkimeye girerek zararlı bir gaz olan ozon (NO₃) gazını oluştururlar. HC emisyonları İYM' de eksik yanma sonucu ortaya çıkmaktadır. 100'den farklı HC vardır. Bunların bir kısmı etkisizdir ve fotokimyasal görüşte reaktif değildirler. Diğerleri partikül üretiminden reaktiftirler. Yüksek miktarda olefin ve aromatik bulunduranlar yüksek reaktif HC üretirler. HC genelde; alkinler, ankanlar ve aromatikler olarak üçe ayrılırlar. Diğerleri ise bu gruplamanın bileşenleridir. Dizel H/Y karışımı sırasında hızlı oksidasyon ve yakıtın erime ürünlerinin hava ile yavaş karışması zengin karışım oluşturur. Yavaş reaksiyon hızı ve hacimde soğuma gibi haller tam yanma gerçekleşmeden egzoz periyodunda yanmış ve yanmamış yakıt ile erime ürünlerini dışarı atarak HC oluşturmaktadır. Alevin önündeki zayıf karışım, meme boşluğu ve silindir hacminin genişlemesi boyunca sönmüş zengin karışım yanmamış HC emisyonlarına sebep olmaktadır. HC emisyonlarına, piston segmanları etrafındaki boş hacimler, supap başları ve enjektörlerin etrafındaki boşluklar yüksek derecede etki etmektedir. Bu boş hacimlerde alevlerin sönmesi sonucu HC oluşmaktadır. Sıkıştırma oranı, silindir içi basınç ve bu boş hacimlerin yanma odasının hacmine oranı da HC etkilemektedir. HC

emisyonları, yük, hız ve hava fazlalık katsayısına da bağlıdır. Silindir içi sıcaklığı düşürmek HC emisyonlarının artmasına sebep olmaktadır. Yüksek yüklerde HC azalırken kısmi yüklerde ise artmaktadır. Zengin karışımda O₂ azalmaktadır. Zengin yakıt nedeniyle silindir içerisinde sıcaklıklar yükselmekte, bu fazla ısı motor yağı ve soğutma suyuna transfer olmaktadır. Yani yanma azalmakta ve HC artmaktadır (Durmaz, M. 2015; Doğan, H. E. 2013; Yolun, S. 2012).

2.6.4. Partikül madde (PM) ve is (duman) emisyonları

İs (Duman) emisyonları, özellikle dizel motorlarda oluşan yanmamış karbon partikülleri sebebiyle oluşmaktadır ve insan sağlığına zararlıdır. Bu partiküller yapıların karbon-hidrojen zincirinden oluşan inorganik bileşenler bulundurmaktadır. Bunlar; yanmamış HC, NO, SO₂, sülfirik asit, polinükleer aromatikler ve oksitlenmiş HC' dir. Kurum oluşumunu ve oksidasyonunu etkileyen ana faktörler H/Y ve yanma sıcaklığıdır. Geleneksel dizel yanma işlemi büyük ölçüde difüzyon kontrollüdür. Dizel motorun bu özelliği nedeniyle, H/Y oranı ve yanma sıcaklıkları büyük farklılıklar gösterir. Yanmanın başlangıcında oluşan kurumun çoğu, yanma işleminin daha sonraki bir aşamasında oksitlenecektir. Kurum oluşumu, hava eksikliği ile oluşur. Bu işlem, 0,5 veya daha düşük bir H/Y oranında ve 1500-2500 K arası bir sıcaklıkta geliştirilir. Kurum oksidasyonu için, fazla hava ve 1800 K' nin üzerinde bir sıcaklık gerekir (Hielscher K. ve ark., 2016).



Şekil 2.18. İs (Duman) emisyonlarının yapısı.

PM, son derece küçük partiküllerin ve sıvı damlacıklarının karmaşık bir karışımıdır. PM bir yüzeye yerleştiğinde, kurum haline gelir. Kurum, karbon partiküllerinin yapışması ile oluşur. Parçacık kirliliği, organik kimyasallar, nitratlar ve sülfatlar gibi asitler, toprak ve metaller veya toz parçacıkları gibi birtakım bileşenlerden oluşur.

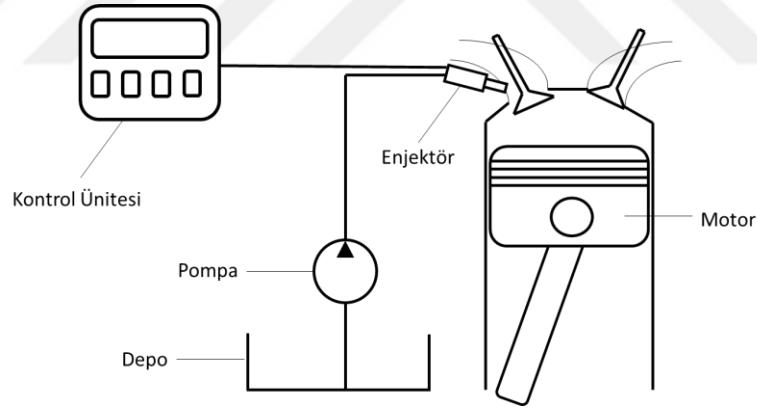
Dizel motorlarda partikül oluşumu; yanma odası sıcaklığına, yakıtın cinsinde ve hava fazlalık katsayısına bağlıdır. Parçacıkların boyutu, sağlık sorunlarına neden olma potansiyelleriyle doğrudan bağlantılıdır. Solunduğunda, bu parçacıklar kalp ve akciğerleri etkileyebilir ve ciddi sağlık etkilerine neden olabilir. Partiküllerin bileşimi dizel motorun çalışma şartlarına bağlıdır. Sıcaklık 500°C üzerindeyken partikül küreciğinin 15 ile 30 mikrometre arasında çapta küre ve karbon kürecik yığını olarak görülürken, 500°C'nin altında partiküller yanmamış HC, oksidasyona uğramış HC içeren bileşimler halinde yoğunlaşıp, tabaka haline gelirler (Durmaz, M. 2015). Yağlamada partikül oluşumunda etkilidir. Yağ, silindirin etrafından segmanları aracılığıyla yanma odasına girebilmektedir. Yanmaya katılan yağ, partiküllerin çekirdek kısmını oluşturmaktadır. Dizel motorlarda farklı çalışma şartlarına göre dört tip partikül emisyonu görülmektedir. Beyaz duman: Su buharıdır, kirletici değildir. Mavi duman: Yanmamış yakıt ve yağ yanmasının oluşturduğu dumandır. Siyah Duman: Karbon partiküllerinin oluşturduğu dumandır. Tam yük şartlarında ve düşük H/Y' de gözlemlenmektedir. Diğer parçacıklar: Yağ ve yakıt içerisinden gelenlerdir (Twigg, M. V. ve Phillips, P. R., 2009).

2.7. Dizel Motorlarda NOx Kontrol Yöntemleri

NOx emisyonları kontrol için birden fazla yöntem vardır. Bunlar temelde; 'yakıtta', 'yanmada' ve 'yanma sonrasında' yapılan yöntemler olarak ayrılabilir. Yakıtla ilgili çalışmalar; 'alternatif yakıtlar', 'yakıt katkıları', 'düşük N' li yakıtlar', 'emülsife yakıtlar' dır. Yanma sonrasında ki kontrol yöntemleri ise egzoz devresinde kullanılan 'SCR' ve 'katalistler' dir. Yanma sırasındaki kontrol yöntemleri ise; yanma optimizasyonu, buhar püskürtme, egzoz gaz resürkülasyonu (EGR), su püskürtme ve süpürme havası' dır (Ayhan, V., 2016). Su aşağıdaki yöntemler ile dizel motorlarının yanma odasına gönderilmektedir.

2.7.1. Püskürtme yoluyla (fumigasyon)

Su, emme manifoldu üzerine konumlandırılan enjektörler aracılığı ile emme havası ile püskürtülmektedir (Cesur, İ., 2016). DSE ile benzerlik gösterir ancak bu sistemde emme havasına püskürtülen su, hava hacminin bir kısmını kapladığı için volümetrik verim DSE yöntemine göre daha düşüktür. Sistemin basit yapısı, DSE'ye göre bir avantaj sağlamaktadır. Suyun püskürtme yoluyla gönderilmesi; vuruntu önleyici, emisyonları azaltıcı, bazı yarış otomobillerinde yanma geciktirici özelliği sebebiyle performans arttırmak amacıyla kullanılmaktadır. Yapılan bir çalışmada, termal bariyer kaplı pistonu sahip bir motora fumigasyon yöntemiyle, farklı oranlarda su gönderilerek yapılan deneysel çalışmada efektif güç ve döndürme momentinde %4,65 oranında artış, ÖYS ise %4,6 oranında azalma, NOx emisyonlarında ise %26 oranında azalma tespit edilmiştir (Cesur, İ., 2016). Dört silindri, aşırı doldurmalı bir dizel motorda, fumigasyon yöntemiyle motora su gönderilmesi durumunda, tüm çalışma koşullarında termal verim düşük motor hızlarında arttığı tespit edilmiştir (Tesfa ve ark., 2012).

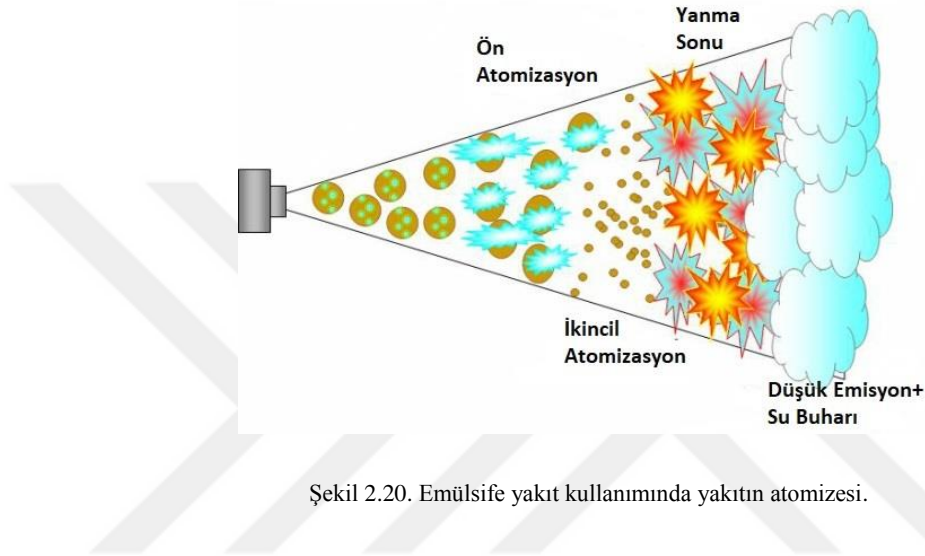


Şekil 2.19. Fumigasyon yönteminin çalışma mekanizması.

2.7.2. Emülsife yakıt

Suyun, yakıtın içerisine belli bir oranda karıştırılması yoluyla elde edilen yakıttır. (Ayhan, V., 2016). Stabilize ve non-stabilize olarak iki türlü emülsife yakıt kullanılmaktadır. Emülsife edilmiş yakıtların NOx ve PM emisyonlarını düşürdüğü bilinmektedir (Ayhan, V., 2016). Ancak emülsife yakıtlar, yanma sıcaklığını

gelişigüzel düşürebilmekte ve düşük sıcaklıklarda erken yanma, ateşleme gecikmesine ve motor sesine neden olabilmektedir. Emülsife yakıtlar su yüzdesi sabit değildir, bu sebeple soğuk çalışma ve diğer şartlar için kontrol edilemez. Belli bir su oranı belli bir koşulda uygun olabilir ancak başka bir koşulda performansı düşürebilir (Hang ve ark., 1991). Şekil 2.20.' de emülsife yakıt kullanıldığında yakıtın atomize olma süreci temsili olarak gösterilmiştir.

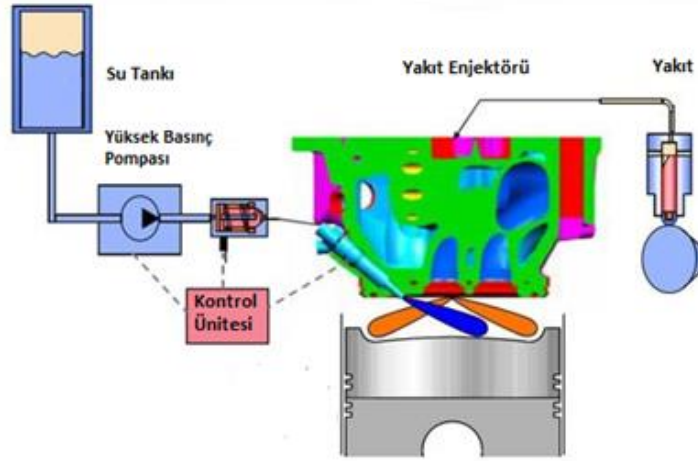


Şekil 2.20. Emülsife yakıt kullanımında yakıtın atomizesi.

Emülsife yakıt kullanarak yapılan bir çalışmada, yakıt-su karışımı kullanıldığında H/Y karışımının standart duruma göre daha iyi karıştığı tespit edilmiştir (Lif ve ark., 2006). Bir başka çalışmada ise emülsife yakıt kullanılarak, silindir içi H/Y karışım anı yüksek hızlı kamera ile incelenip, çalışma sonucunda emülsife yakıtöevların, daha iyi atomize (zerrelere ayrıldığı) olduğunu tespit edilmiştir (Hang ve ark., 1991).

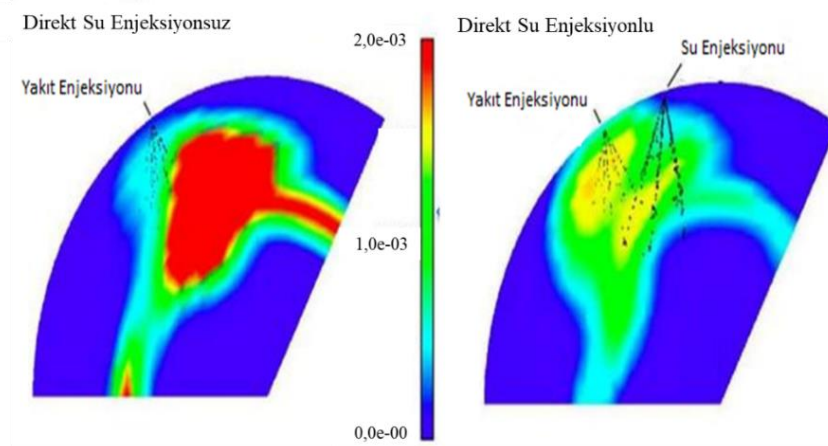
2.7.3. Direkt su enjeksiyonu (DSE) yöntemi

Bu yöntemler içerisinde üzerinde en az çalışılan konudur. Suyun belli oranlarda yanma odasına direkt olarak püskürtülmesidir. DSE' de ana avantaj yanma bölgesinde hava/yakıt/su konsantrasyonlarını ayarlayabilen ve su gereksinimlerini azaltabilen, su miktarının ve silindirdeki dağılımının doğru zamanda esnek kontrolüdür. Emülsife edilmiş yakıtların aksine, DSE soğuk çalışma ve diğer koşullarda su-yakıt karışımının oranını kontrol etmeye izin verir. NO_x emisyonları üzerinde etkisi yüksektir. Bir çalışmada bu üç metodun; avantajları ve dezavantajları değerlendirilmiştir.



Şekil 2.21. DSE çalışma mekanizması.

DSE ile yüksek miktarda su püskürtülmesine rağmen yanma gecikmesinin kontrol edilebildiği ve NO_x emisyonlarının ciddi miktarda düştüğü vurgulanmış, dezavantaj olarak ise, DSE' nin sisteme getirdiği ilave parçaların (enjektör, yüksek basınç pompası ve kontrolör) maliyeti vurgulanmıştır (Şahin ve ark., 2014). Su, yanma odasına girdiği anda, yüksek ısıyı absorbe ederek gaz haline geçer ve faz değiştirmiş olur. Faz değişimi sırasında gerçekleşen yüksek ısı transferi, yanma odasının sıcaklığını düşürerek NO_x emisyonlarının artışına sebep olan mekanizmayı durdurur. Şekil 2.22.' de yapılan bir analize DSE' nin silindir içi sıcaklığı nasıl azalttığı gösterilmiştir.



Şekil 2.22. DSE'nin silindir içi sıcaklığa etkisinin analizi.

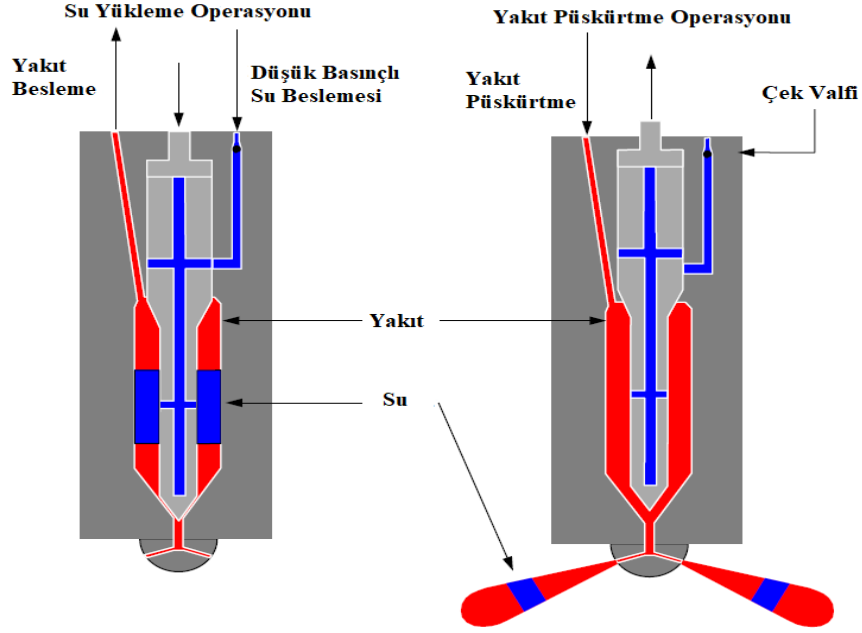
Bazı uygulamalarda ilave su enjektör kullanılmaksızın, kombine çalışan bir enjektör ile su ve dizel yakıt, aynı enjektör üzerinden paralel olarak silindir içerisine püskürtülebilmektedir. Meme, ayrı olarak kontrol edilen iki ayrı iğneye sahiptir; bu açık ve kapalı mod, motorun çalışmasını etkilemeyeceği anlamına gelmektedir. Su enjeksiyonu, yakıt enjeksiyonundan önce veya yakıtla paralel olarak gerçekleşir, bu da daha soğuk bir yanma alanı oluşturur ve dolayısıyla NOx emisyonunu azaltır. Su enjeksiyonu, akaryakıtın silindire enjekte edilmesinden önce durur, böylece tutuşma ve yanma etkilenmez. Gönderilen su miktarına herhangi bir kısıtlama getirmez yani % 100' den bile fazla olabilir. İğnenin hasar görmesi durumunda, aşırı su akışı veya su sızıntısı olmasını engellemek için suyun içine su akışını kesen bir güvenlik cihazı kullanılmaktadır. Motor tipine bağlı olarak su, silindir kafasına daha yüksek basınçta verilir. Yüksek basınçlı su pompası modülünde yüksek su basıncı üretilir. Yüksek basınçlı pompaya yeterince stabil bir su akışı sağlamak için düşük basınçlı bir pompa da gereklidir. Filtreler, tüm katı parçacıkları sudan çıkarmak için düşük basınçlı pompanın önüne monte edilir. Bu yapı Şekil 2.23.' de görülebilmektedir.



Şekil 2.23. Yakıt ve suyu paralel gönderebilen enjektörün yapısı.

Seri olarak çalışan enjektörler Şekil 2.24.' de görüldüğü gibi aynı nozul üzerinden yakıt-su karışımını gönderebilmektedir. Su yükleme olayı, önce su tek yönlü bir vanaya doğru itilmekte, daha sonra enjektör gövdesindeki oyuk geçilmekte ve en sonunda halka şeklindeki keseli bölgeye itilmektedir. Su ile yer değiştiren yakıt, yakıt enjeksiyon pompasına geri dönmektedir. Enjeksiyon prosesinin başlangıcında, yakıt hattındaki artan basınç tek yönlü vanayı kapatır, böylece hiçbir yakıt su hattını

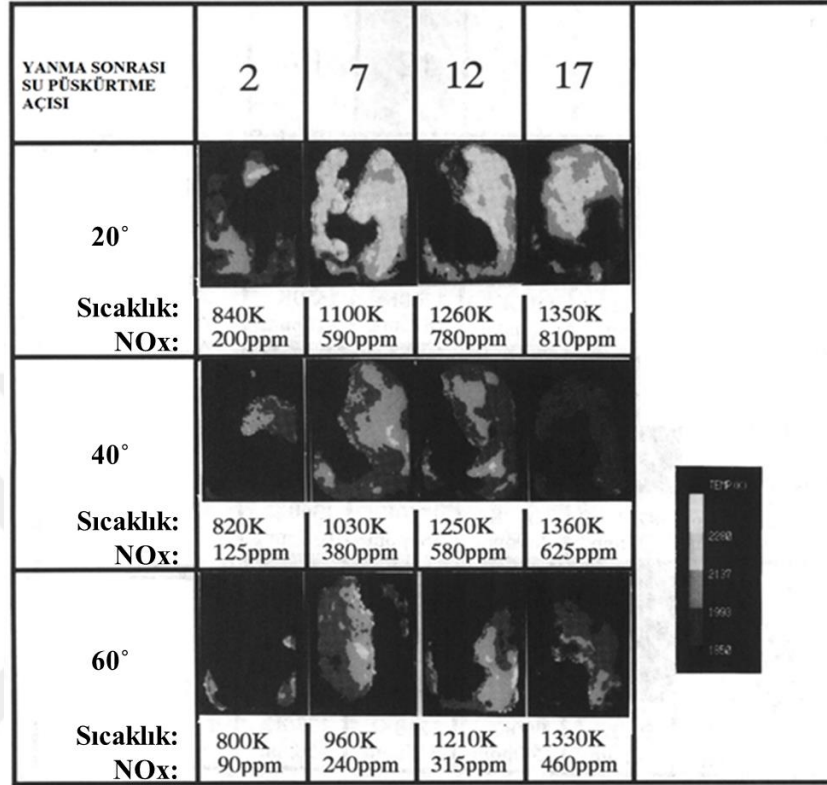
kirletmez. Yakıt-su karışımı, yüksek basınçlı yakıt tarafından enjektörün dışına itilmektedir. Enjektör içindeki karışım miktarı bilinmemektedir ve enjektör gövdesinin tasarımına göre değişiklik gösterebilir. Enjektördeki ikincil haznenin büyük hacmi, enjeksiyon olayından önce daha fazla yakıt ve suyun karışmasına izin verir ve daha küçük bir hazne (su haznesinin önünde daha az yakıtla) daha az karışım sağlamaktadır.



Şekil 2.24. Su ve yakıtı seri olarak püskürtebilen bir kombine enjektörün yapısı.

DSE' nin ayrı bir enjektör vasıtasıyla yapılmasının birincil yararı, hem enjekte edilen kütle akış hızının hem de enjeksiyon zamanlamasının yakıt enjeksiyonundan ayrı olarak kontrol edilebilmesidir (Zhu, S. ve ark. 2019). Emme ve sıkıştırma sırasında DSE, motor volümetrik verimi, silindir buharlaşması ve karışımın üzerinde farklı etkilere sahip olabilir. Genel olarak, silindir çeperi üzerine sıvı film oluşmamasını ve buharlaşma işleminin sıkıştırma bitiminden önce tamamlanmasını sağlamak için su enjekte edilmelidir. Bununla birlikte, yakıt enjeksiyonuna göre uygun olmayan DSE zamanlaması ve sprej yerel olarak alevi söndürecek, yağlama yağını kirletecek, döngüden döngü değişimini ve diğer emisyonları arttıracaktır. Daha uygun bir çözüm, emme yakıt enjeksiyonunun ve doğrudan su enjeksiyonunun veya emülsiyon su enjeksiyonunun kombinasyonu olabilir (Zhu, S. ve ark. 2019). Bölünmüş yanma odalı, tek silindirli bir dizel motorda yapılan çalışmada, DSE' nin NOx emisyonları

üzerindeki etkisi incelenmiş, yanma odasına yerleştirilen yüksek hızlı kamera ile suyun etkisi Şekil 2.25.'deki gibi fotoğraflanmıştır (Miyamoto, N. ve ark., 1995).

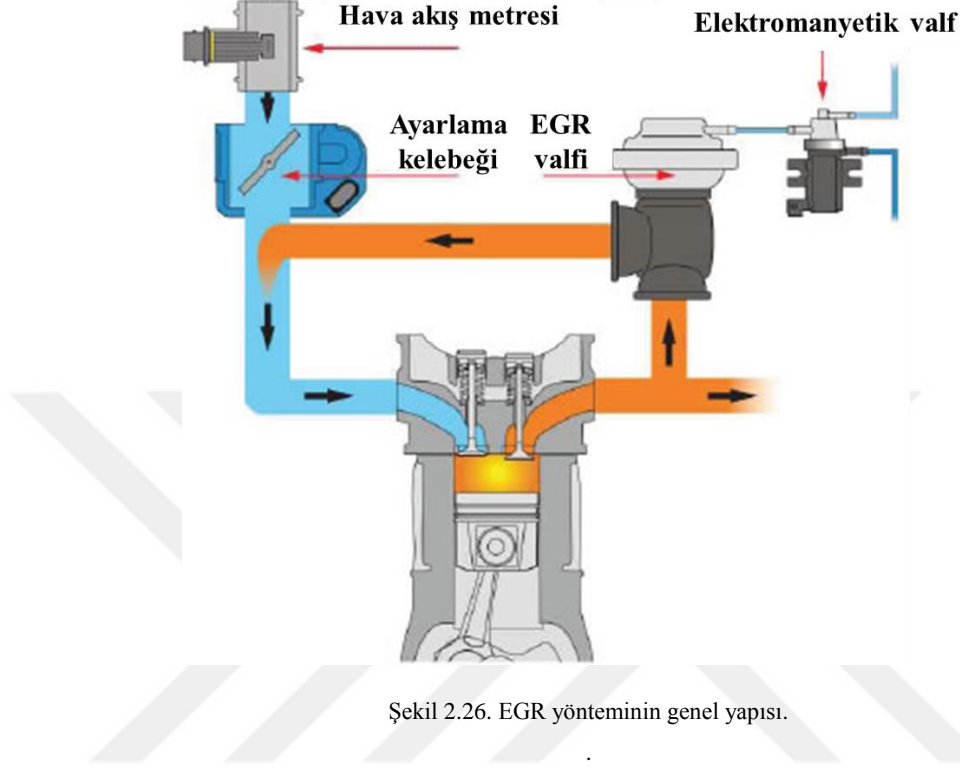


Şekil 2.25. Yüksek hızlı kamera ile kaydedilen suyun etkisi.

2.4.4. Egzoz Gaz Resürkülasyonu (EGR) Yöntemi

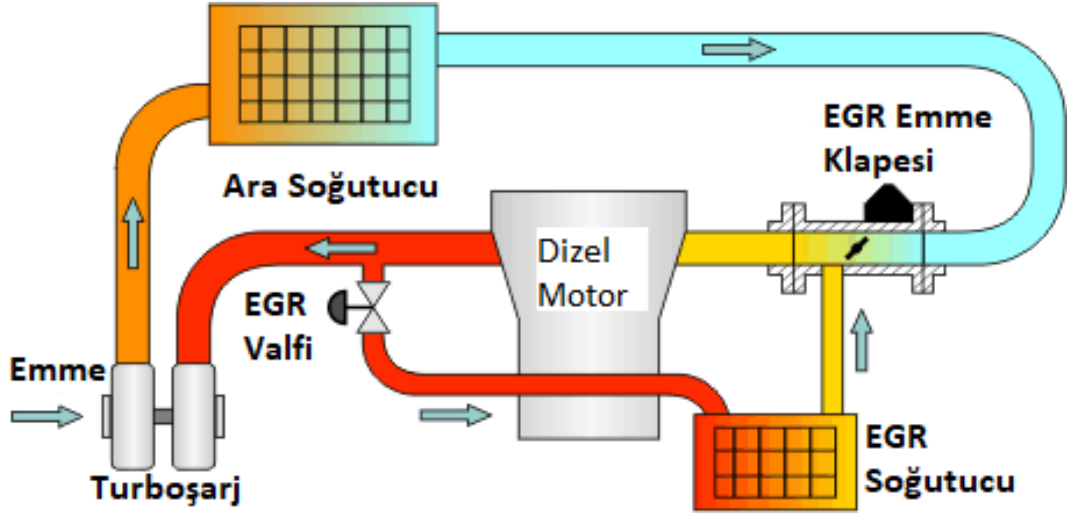
Dizel motorlarda yanma sırasında NO_x emisyonlarının azaltma yöntemlerinden biride Egzoz Gaz Resürkülasyonu (EGR) yöntemidir. Bilindiği üzere yanma sırasında oluşan NO_x, sıcaklığa bağlıdır. Bu yöntemde egzoz gazlarının bir miktarı motora giren taze havayla karışım yaptırılarak, yanma odası içindeki karışımın egzoz gazlarıyla seyreltilmesi sağlanır, bu sayede karışım içerisindeki oksijen konsantrasyonu azaltılarak yanma verimi düşürülür, bu da yanma sonu sıcaklığını düşürerek, NO_x emisyonları azalmaktadır. Sadece EGR uygulaması NO_x emisyonları üzerinde %75'lik azalma sağlayabilmektedir. Ancak bu yöntemde yanma dolayısıyla

performans ve yakıt tüketimi kötüleşmekte, is ve diğer emisyonlarda artış gözlemlenebilmektedir (Haşimoğlu C., 2000).



Şekil 2.26. EGR yönteminin genel yapısı.

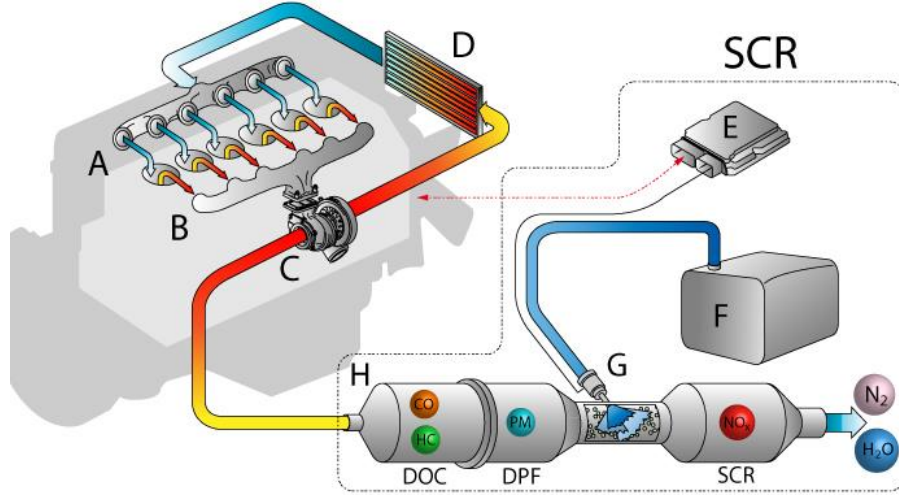
EGR sıcak ve soğuk olmak üzere 2 farklı yöntemle uygulanabilmektedir. Soğuk EGR EURO 3'den EURO 4'e standartlarına geçerken uygulanmaya başlanmıştır (Saichaitanya ve ark., 2013). Soğuk EGR; taze havayla karışacak olan egzoz gazlarının soğutulmasıyla gerçekleştirilmesidir. Soğuk ve sıcak EGR yöntemiyle deneysel olarak yapılan bir çalışmada soğuk EGR' nin eğer doğru dizayn edilirse sıcak EGR' ye göre ciddi avantaj sağladığını tespit edilmiştir. Tam yükte %15 EGR oranıyla yapılan deneyde; soğuk EGR ile yapılması durumunda NOx emisyonlarının yaklaşık 980 ppm sıcak EGR ile yapılan deneyde ise 1300 ppm olarak tespit edilmiştir. Aynı koşullarda egzoz gazı sıcaklığının soğuk EGR ile 325 °C sıcak EGR ile ise 370 °C olduğunu tespit edilmiştir, buda NOx emisyonlarında oluşan farkı açıklamaktadır (Saichaitanya ve ark., 2013).



Şekil 2.27. Soğuk EGR yönteminin genel yapısı.

2.7.4. Seçici katalitik indirgeme (SCR) yöntemi

SCR (Seçici Katalitik İndirgeme-Selective Catalytic Reduction) yöntemi 2005 yılından itibaren otobüs, kamyon, kamyonet gibi büyük araçlarda kullanılması başlayan, dizel motorlar için geliştirilmiş bir emisyon kontrol yöntemidir. Bu yöntemde indirgeyici olan ürenin %32,5 (Amonyak (NH₃)) sulu çözeltisi aracılığıyla egzoz gazındaki NO_x emisyonunun reaksiyona girmesi ve NO_x emisyonlarının hava içerisinde bulunan N ve suya dönüşmesini sağlayan katalitik teknolojisidir. NO_x ve sıcaklık verileri, elektronik kontrol ünitesine aktarılarak değerlendirilir ve bir pompa aracılığıyla uygun miktardaki indirgeyici (üre) egzoz gazı üzerine püskürtülür. Sistem 200-600 °C arasında çalışabilmektedir. Sistem yüksek yanma sonu sıcaklıklarında çalışmaya müsaade etmekte ve bu sayede yakıt tüketiminde %5 oranında ve performansta iyileşme sağlamaktadır. Ayrıca sistem NO_x emisyonlarını azaltmada %99'a kadar başarı sağlamaktadır (Reşitoğlu İ. A., 2018). Şekil 2.28' de SCR yönteminin genel yapısı görülmektedir.



Şekil 2.28. SCR yönteminin genel yapısı.

Egzoz gazı üzerine püskürtülen üre çözeltisi Denklem (2.59) ve (2.60)' da görüldüğü gibi yüksek sıcaklık etkisiyle ilk termoliz daha sonra hidroliz reaksiyonuna maruz kalmaktadır.



Daha sonra sistemde gerçekleşen reaksiyonlar Denklem (2.20), (2.21) ve (2.22)' de verilmiştir.



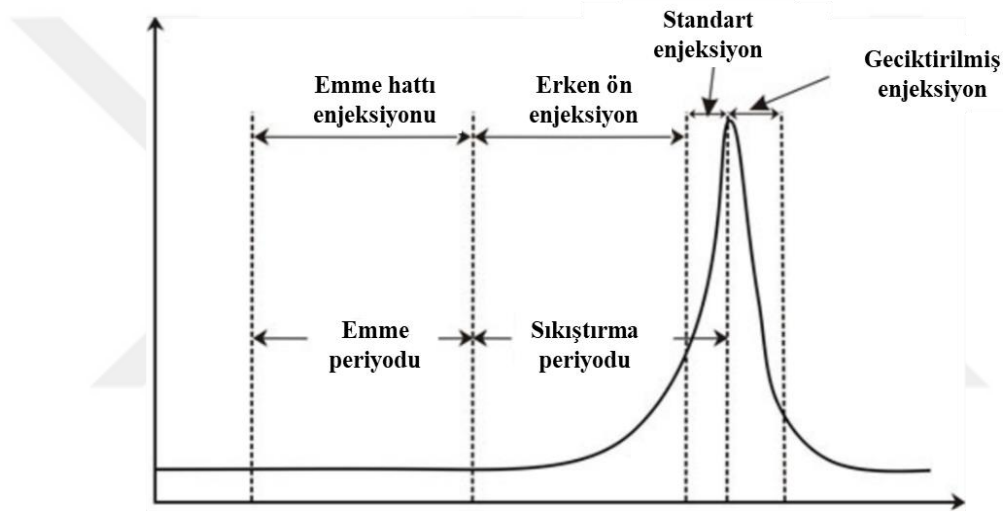
SCR, bakım gerektirmemesi, uzun ömre sahip olması, aracın bakım aralıklarını etkilememesi, yüksek motor gücüne uygun olması, motorun diğer yağlama, soğutma ve yakıt sistemleri için ekstra bir parçaya ihtiyaç duymaması gibi avantajlara sahiptir. Sisteme getirdiği ekstra maliyet ve kapladığı alan ise SCR' nin dezavantajlarıdır.

Ancak yapılan çalışmalarla maliyetler %30 oranında azaltılmış, kapladığı alan %60 oranında küçülmüştür. SCR sistemi için yapılan bu geliştirme çalışmaları ve yeniliklerle çevreci dizel motorların geliştirilmesi sağlanacaktır. Altı silindirli turbo şarjlı bir ağır iş makinası motorunda SCR' nin NO_x emisyonları üzerine etkisini, dizel yakıtla farklı alkol karışımlarını ekleyerek deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada sadece dizel yakıtla yapılan deneyde SCR kullanımında, 1200 d/d' da NO_x emisyonlarını yaklaşık 1200 ppm olarak tespit edilmiş aynı durumda SCR' siz yapılan deneyde ise 2700 ppm olarak tespit edilmiştir. Ayrıca alkol karışımlarının eklenmesiyle NO_x emisyonlarının daha da düştüğünü tespit etmiştir (Ozgur ve Aydin, 2016).

2.7.5. Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motor (HCCI)

HCCI yanması, İYM' de daha yüksek termodinamik verimlilik ve düşük N emisyonu oksitleri vermek için BAM ve sıkıştırma ateşlemeli (CI) motorların birleşik bir etkisidir (Najt et al., 1983; Christensen et al., 1998; and Thring et al., 1998). HCCI yanması yanma başlangıcı, H/Y sıcaklığını, basıncını ve bileşimini kontrol edebilen karmaşık bir sistemdir. Bunu kontrol etmek zor bir iştir ve bunun için iki yöntem önerilmiştir. İlk yöntem, H/Y karışımının sıcaklığına, ikincisi ise H/Y karışımının kendi kendine tutuşma özelliklerinin değiştirilmesini içerir. Ayrıca EGR bazı çalışmalarda şarj seyreltme için kullanılır. HCCI yanması, düşük oktanlı yakıt ile kullanımında çok düşük NO emisyonları ile yüksek verimli bir şekilde çalışabilmektedir (Hebbar, G, 2014). HCCI konseptinin dizel motorlara uygulanmasının amacı, geleneksel CI motorlarında elde edilmesi zor olan NO_x ve partiküllerin aynı anda kontrol edilmesidir. HCCI yanmasındaki amaç: ön karışım, homojen fakir karışımın oluşturulması, düşük emisyon ve optimum motor performansı elde etmek için CI ve yanma hızının kontrolüdür. Temel amaç, ateşlemeden önce ön karışımın şarj oluşumunu arttırmaktır, böylece döngü başına yakıtın büyük bir kısmı ön karışım olarak yanar. Ateşlemeden sonra yanma hızı, kabul edilebilir sınırlar içinde tutulacak şekilde kontrol edilmelidir. Bu parametrelerin gerçekleşmesi için ön karışım düzenlemesi ve ateşleme-yanma kontrolü olarak temelde iki farklı yöntem uygulanmaktadır. Ön karışım şarj oluşumunda emme manifolduna veya portuna

yakıt girişi, erken ve çok zamanlı silindire direkt enjeksiyonu ve geciktirilmiş yakıt enjeksiyonudur. Ateşleme ve yanma kontrolünde ise; çoklu bölünmüş enjeksiyon, yüksek oranlı EGR ve sıkıştırma oranını azaltmaktır. HCCI çalışma modu için, esas olarak sıkıştırma ateşlemesinin başlamasından önce yüksek oranda ön karışimli şarj gereklidir. Uzun bir ateşleme gecikmesi elde etmek için ise bir dizel motorda kullanılabilecek farklı yakıt enjeksiyon zamanlamaları ve dolayısıyla yanmaya başlamadan önce yüksek oranda ön karışimli şarj gereklidir. Yanma gecikmesi Şekil 2.29' da görülmektedir (Advanced Combustion Systems and Alternative Powerplants, 2000).

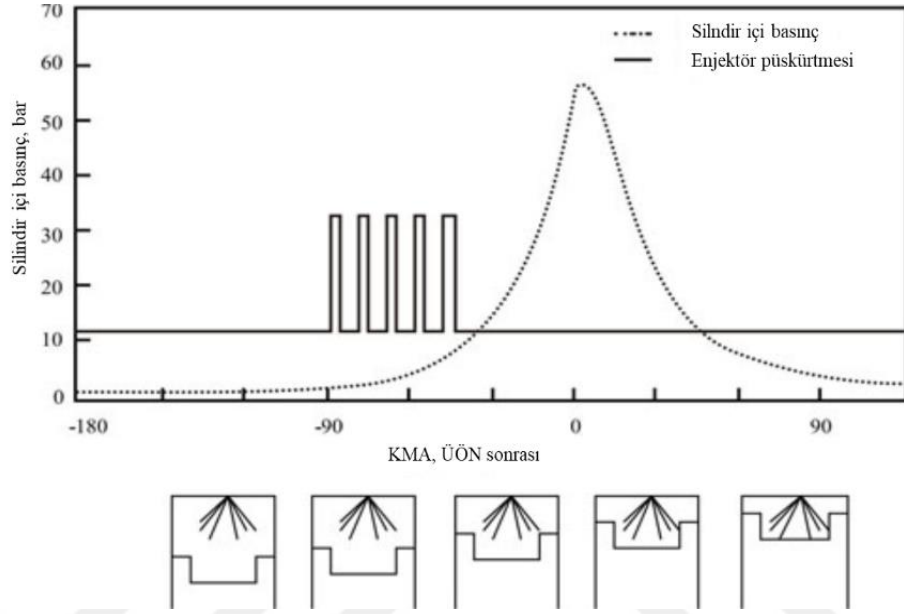


Şekil 2.29. Yakıt enjeksiyon zamanlamasına bağlı olarak HCCI motor kavramlarında ön karışım şarjının oluşumu.

2.7.6. Erken silindir içi enjeksiyon yöntemi

Erken silindir içi enjeksiyonu yöntemi, yakıtın tamamının veya bir kısmının ayrı bir enjektör veya aynı enjektör tarafından, emme veya sıkıştırma periyodu sırasında erken olarak enjekte edilmesidir (Advanced Combustion Systems and Alternative Powerplants, 2000). Yakıtın, sıkıştırma periyodunun başında püskürtüldüğünde, havayla homojen bir karışım oluşturmak ve buharlaştırmak için yeterli zamanı vardır. Uygulamada karşılaşılan sorunlardan biri, havanın yoğunluğu düşük olduğunda sıkıştırma sırasında yakıtın erken enjekte edilmesidir. Bu uzun süre spray penetrasyonuna neden olur ve sıvı yakıt yanma odasına ve silindir duvarlarına

çarpabilir. Yakıt çarpmasını önlemek için, ekstra önlem alınması gerekebilir. Yaklaşımlardan bazıları: silindirin merkezinde, daha fazla sayıda ve daha küçük delikler bulunan enjektör kullanmak, birbirine karşıt iki enjektör kullanılması, her çevrimde küçük miktarlarda ama çoklu enjeksiyon yapılmasıdır. CR enjeksiyon sistemini kullanan çoklu enjeksiyon sistemi Şekil 2.30' da gösterilmiştir.



Şekil 2.30. Bir dizel motorun HCCI için çoklu enjeksiyon yönteminin etkisi.

İlk enjeksiyon ÜÖN öncesi 90° civarında ve ardından eşit aralıklarla yerleştirilmiş birkaç enjeksiyon yapılarak, her yakıt püskürtülmesiyle yakıtın havayla iyice karışması sağlanır. Ana enjeksiyon ÜÖN' da yapılır (Advanced Combustion Systems and Alternative Powerplants, 2000). Bu yöntemin iki avantajı vardır: birincisi mevcut emme havasına göre sıcaklığı daha yüksek ve yoğundur. Bu nedenle, havanın dıştan ısıtılması gerekli değildir ve ikincisi aynı enjeksiyon sistemi HCCI için erken enjeksiyon ve yüksek yüklerde standart dizel yanma işlemi için kullanılabilir. Bu yöntem, geleneksel dizel yanmalara kıyasla NOx emisyonlarını % 90-98 oranına kadar azaltabilmektedir, ancak çok miktarda HC, CO ortaya çıkmakta ve yakıt tüketimi kötüleşmektedir. Is emisyonları ise azalmaktadır (Aoyama, T. ve ark. 1990, Reitz, R. D. ve ark, 1998).

2.7.7. Geciktirilmiş enjeksiyon yöntemi

Enjeksiyon ÜÖN' ya çok yakın veya sonrasında yapılırsa, yakıt gaz sıcaklığında ve basıncında kademeli bir düşüş gerçekleşir. Buda uzun bir ateşleme gecikmesiyle sonuçlanır. Karışım oluşumu için daha fazla zaman sağlanır ve HCCI yanması için uygun koşullar elde edilmiş olur. Yakıtın çoğu, ön karışım halindeyken yandığından, kurum oluşumunda ciddi bir azalma gözlenir ve çok düşük oranda NO_x elde etmek için yüksek EGR oranları kullanılabilir. Geciktirilmiş enjeksiyon, yanma işleminin enjeksiyon zamanlaması ile kontrol edilebilmesi avantajına sahiptir. Ayrıca, yöntemin uygulanması için enjeksiyon ekipmanında çok az değişiklik yapılmasını gerektirmektedir. Geciktirilmiş enjeksiyon, bir NO_x azaltılma yöntemidir (Reitz, R. D. ve ark, 1998). Yapılan çalışmalarda geciktirilmiş yakıt enjeksiyonunun NO_x ve kurum emisyonlarında ciddi miktarda azalttığı, ancak CO, yanmamış HC emisyonları ve yakıt tüketiminde ciddi bir artış tespit edilmiştir. Geciktirilmiş enjeksiyonun EGR ile uygulanması durumunda ise azalan toplam yanma süresi, NO_x ve kurum emisyonları azaltmış, EGR'ye bağlı olarak CO, HC emisyonları ve yakıt tüketiminde ciddi bir artış (% 40 EGR için % 8) tespit edilmiştir. Geciktirilmiş enjeksiyon yönteminin yüksek EGR oranıyla bir arada uygulanması, yakıt tüketimi, CO ve HC'de olumsuz etkisi olsada düşük motor yüklerinde NO_x ve kurum emisyonlarının azaltılması için uygun bir yöntemdir (Hebbar, G, 2014).

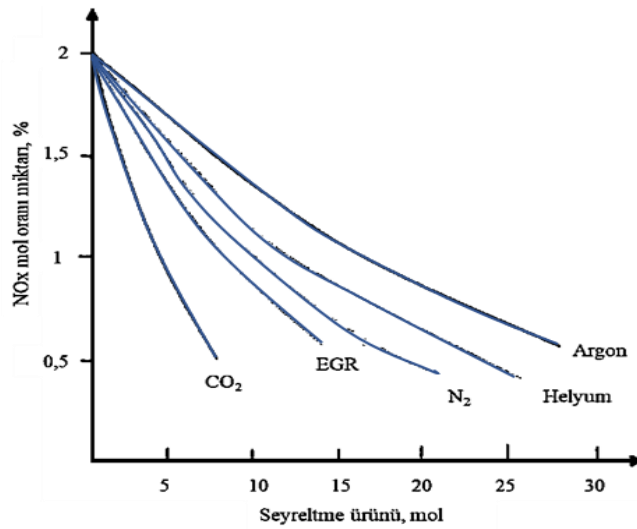
2.7.8. Modüler kinetik yanması yöntemi

Bu yöntemde yakıt, ÜÖN' nin yakınında veya sonrasında yanma odasına püskürtülmektedir. Uzun ateşleme gecikmesi için yüksek oranda soğutulmuş EGR kullanılır. Karışım heterojenliğine rağmen, çok düşük bir NO_x emisyonu elde edilir (Yokota H. ve ark., 1997). Modüler kinetik yanması ÜÖN yakınlığında gecikmeli enjeksiyon zamanlamaları kullanmaktadır. ÜÖN sonrası -3°'de yapılan bir enjeksiyonun ÜÖN sonrası -9°'ye göre yanma gecikmesini uzattığı bu sayede NO_x ve is emisyonlarında düşüş tespit edilmiştir (Kimura S. ve ark., 2002). Nissan Motor Firması tarafından düşük sıkıştırma oranına sahip geciktirilmiş enjeksiyon çalışan bir HCCI dizel motor geliştirmiştir. Bu yapı modüle kinetik yanma sistemi olarak adlandırılmıştır. Geciktirilmiş enjeksiyonu ve düşük sıkıştırma oranını, enjeksiyonun

bitiminde TG' yi uzatmak için % 30 - 45 EGR ile birleştirmiş. ÜÖN öncesi 3°-6° olan standart enjeksiyon zamanlamasını, yüksek enjeksiyon basıncı ve daha büyük enjektör nozulları kullanarak gecikme süresini 4°-10° krank açısı kadar daha düşük olacak şekilde düşürülmüştür. Ön karışım olarak yanan yakıt oranının, önemli ölçüde çok düşük kurum oluşumunu sağladığını tespit edilmiştir. EGR kullanımı ve düşük sıkıştırma oranı NOx emisyonlarını düşürdüğü tespit edilmiştir. Elde edilen NOx 1/10' dan daha az ve PM emisyonları ise 2000 d/d' de standart koşullara göre yarıdan daha azaldığı tespit edilmiştir (Hebbar, G, 2014). Bir iş makinası dizel motorunda yapılan çalışmada, yüksek oranlı EGR ve enjeksiyon geciktirmesiyle, düşük sıcaklıklı yanmanın karakteristiği incelenmiştir. Düşük sıcaklıkta ön karışimli yanmanın, sırasıyla yüksek oranlı EGR ve module kinetik yanma modunda, erken ve geç enjeksiyon zamanlamaları ile NOx ve PM emisyonlarını azalttığı tespit edilmiştir. Alev sıcaklığının, yüksek EGR oranı modunda, EGR oranı %68 için 1000K-1600K aralığındayken, module kinetik yanması modunda, EGR oranı %48 için 1000K-2200K aralığında olduğu tespit edilmiştir (Lee, Y. ve Huh, K.Y., 2014).

2.7.8.1. Şarj seyreltme yöntemi

Şarjın seyreltilmesi, dizel motorlarda düşük alev sıcaklıkları ve düşük NOx emisyonları için kullanılan yaygın bir yöntemdir (Donahue, R., 2000).



Şekil 2.31. Farklı seyreltme bileşenleriyle NOx' te azalma.

CO₂, N₂, argon, su/buhar gibi seyrelticiler kullanılarak, maksimum alev sıcaklığını düşürülür ve sonuç olarak belirli motor çalışma koşullarında NO oluşumu oranını azaltılır. CO₂, NO_x azaltmada etkili seyrelticilerden biridir. Yapılan bir çalışmada, %6 CO₂ kullanılarak NO_x emisyonunun yaklaşık %50 azaldığı tespit edilmiş. Duman emisyonu %60, CO emisyonu ise standart duruma göre yaklaşık 8,5 kat arttığı tespit edilmiştir. Motor torku, güç, silindir içi basınç ve ÖYS sırasıyla yaklaşık %5,9, %5,5, %6, %3,3 oranında azalmıştır (Ladommatos, N. ve ark., 1998).



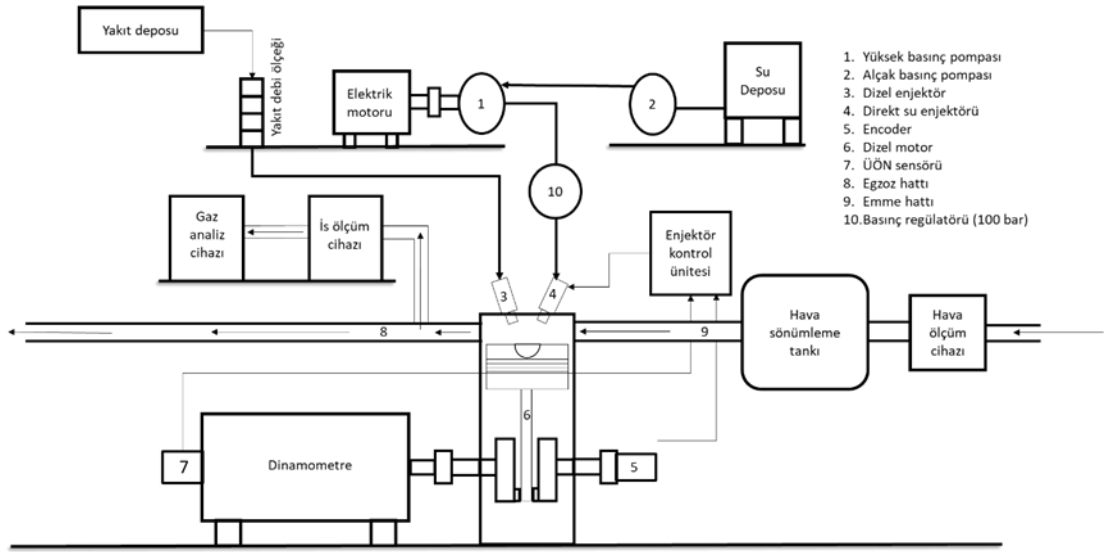
BÖLÜM 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Deneyleerde kullanılan motor; tek silindirli, dört zamanlı, doğal emişli, direkt püskürtmeli, su soğutmalı ve çanak pistonlu Superstar marka dizel motordur. Tablo 3.1.' de deney motorunun özellikleri görölmektedir.

Tablo 3.1. Deney motorunun özellikleri.

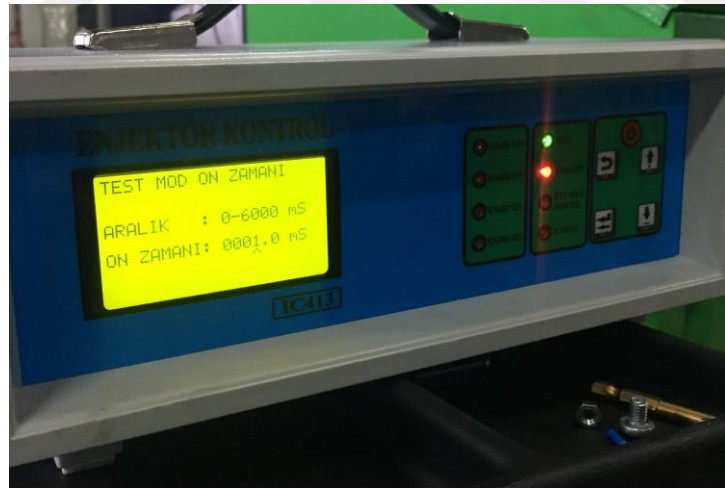
Superstar Test Motoru Özellikleri	
Piston Çapı [mm]	108
Strok [mm]	110
Silindir Sayısı	1
Strok Hacmi [dm ³]	1
Güç, 2200 d/d, [kW]	13
Enjektör Açma Basıncı [bar]	175
Püskürtme Avansı [Krank Açısı]	34
Sıkıştırma Oranı	17,5

Deneyleerde KEMSAN marka elektrikli dinamometre kullanılmıştır. Motorun ürettiği gücün tespiti, dinometre koluna 0,01 kg hassasiyetinde bir S tipi loadcell bağlanarak gerçekleştirilmiştir. Deneyleerden önce loadcell' in kalibrasyon işlemleri hassas bir şekilde yapılmıştır. Emisyon ölçümü, BOSCH marka gaz analiz cihazı ile is ölçümü is yine BOSCH markalı is emisyon cihazı ile gerçekleştirilmiştir. Cihaz; CO₂, CO, NO, O₂ ve HC gazlarının miktarlarını ppm (milyonda bir) ve yüzde (%) olarak ölçmektedir. Yakıt sarfiyatının ölçümü için ölçeklenmiş bir kap kullanılmış, motorun 25 gr yakıtı tüketim süresi tespit edilerek bir çevrimde püskürtülen yakıt miktarı hesap edilmiştir. Hava ölçüm cihazıyla beraber hava sönümleme tankı da kullanılmıştır. Deneyleer esnasında egzoz gaz sıcaklığı, ortam sıcaklığı, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklığı eşzamanlı olarak tespit edilmiştir. Şekil 3.1.' de deney düzeneğinin şeması görölmektedir.



Şekil 3.1. Test düzeneği şeması.

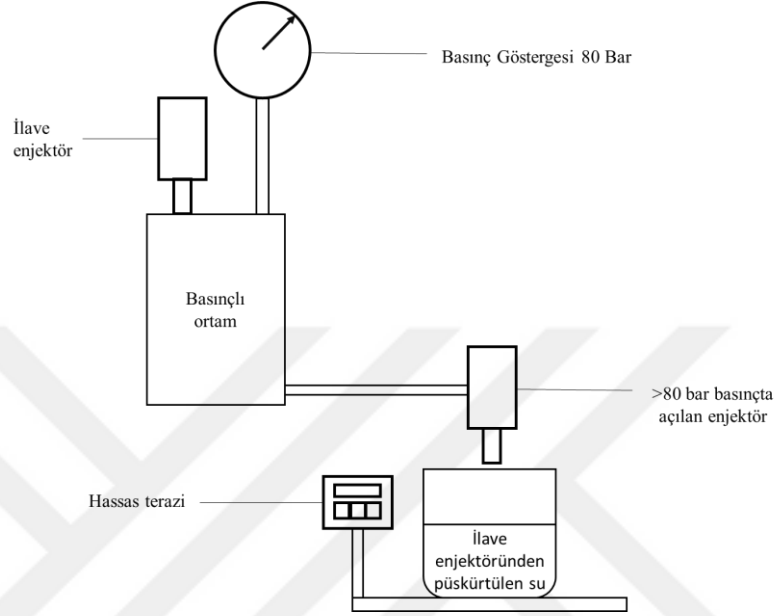
Deneyleerde Ford'un CM5G-9F93-FA kodlu enjektörü kullanılmıştır. Enjektör kontrol ünitesi motordan; devir, ÜÖN ve KMA bilgilerini alarak eş zamanlı çalışmaktadır. Enjektör kontrol ünitesi Şekil 3.2.' de görülmektedir.



Şekil 3.2. Enjektör kontrol ünitesi.

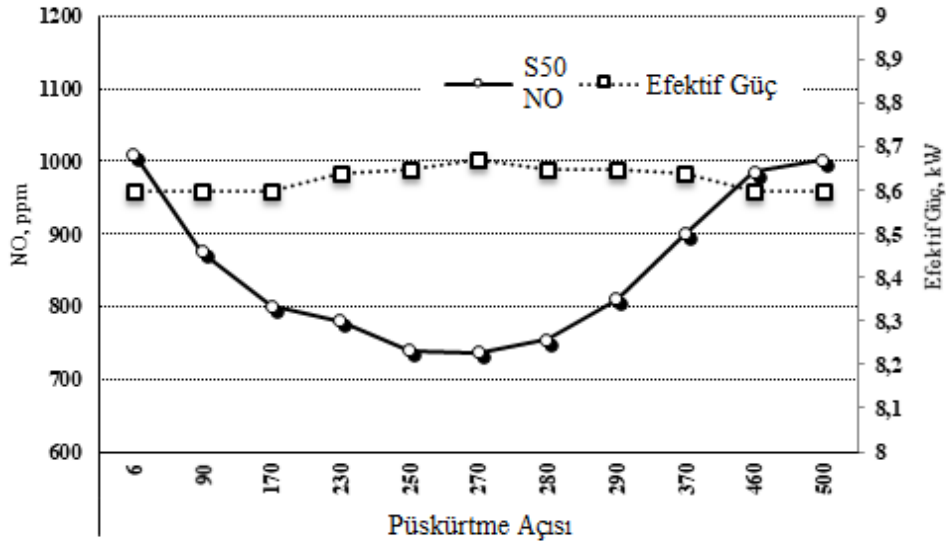
Püskürtülecek olan su ve dizel yakıt oranının hassas olarak belirlenebilmesi için ilave enjektörünün çalışma parametreleri tespit edilmiştir. Bunlar; su basıncı (sabit 100 bar), voltaj değeri ve enjektör açma-kapama süresidir. Su basıncı SIEMENS marka DSE pompasının, 3,5 kW' lık elektrik motorunun özel yapım flanş aracılığıyla güç aktarması ile sağlanmış, basınç değeri basınç regülatörü ile 100 barda sabit olarak

ayarlanmıştır. Silindir içerisine püskürtme yapacak olan bu ilave enjektörün silindir içi maksimum basınç olan 80 bar’ da Şekil 3.3.’ de görüldüğü gibi karşı basınç uygulanarak tespit edilmiştir.



Şekil 3.3. Deneylerde kullanılan ilave enjektörün test düzeneği şeması.

20 volt, 0,7 milisaniyeden itibaren ilave enjektörün püskürtme miktarı 500 pals yani 500 tekrar için taranmıştır. Püskürtülen su miktarı kütleli olarak 0,01 gr hassasiyette hassas terazi aracılığıyla ölçülerek bir pals’ de püskürtülen su miktarı tespit edilmiştir. Daha sonra dizel motorun bir çevrimde püskürttüğü dizel yakıt miktarı hesaplanarak, bu miktarın %10, %20, %40, %50, %60, %80, %100 (S10, S20, S40, S60, S80, S100) karşılık gelen su miktarını elde etmek için gerekli volt ve enjektör açılma süreleri tespit edilmiştir. Standart koşullarda motor devirleri taranarak maksimum güç devri 1600d/d olarak tespit edilmiştir. Su enjeksiyonunun; NO emisyonlarına etkisinin optimum seviyeye ulaştığı, su püskürtme açısının tespiti için maksimum güç devri olan 1600 d/d ile püskürtme açıları taranarak NO emisyonları tespit edilmiştir. 270° de NO emisyonlarının minimum değere ulaştığı tespit edilmiştir. Bu sebeple deneyler 270° de yapılmıştır. Şekil 3.4. 'de su püskürtme açısının güç ve NO emisyonu üzerinde etkisi görülmektedir.

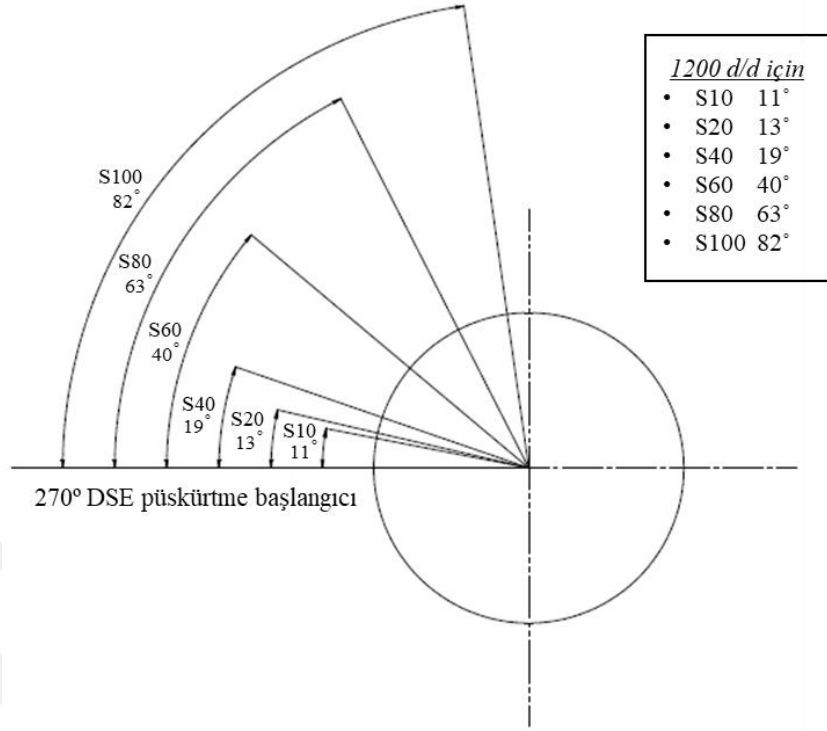


Şekil 3.4. NO emisyonlarının püskürtme açısına göre değişimi.

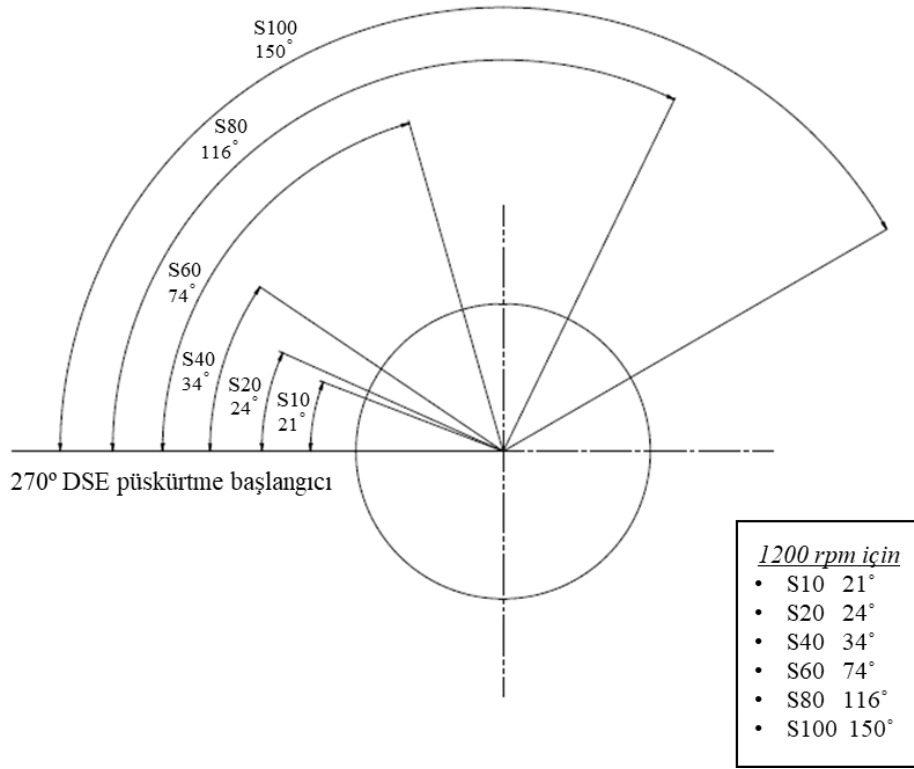
Yapılan deneysel bir DSE çalışmasında farklı krank açıları taranmış, standart püskürtme açısının ÜÖN öncesi 23° olan tek silindirli dizel motorda, NOx emisyonlarındaki maksimum düşüş suyun, ÜÖN 'dan 24° önce püskürtülmesiyle gerçekleştiği tespit edilmiştir (Prasad H. S. ve ark., 2018). İlave enjektörün püskürtmeyi tamamladığı açı, her DSE deneyine göre farklılık göstermektedir. Tablo 3.2.' de her DSE-motor devri şartı için su enjektörünün püskürtmeyi kaç derecede tamamladığı görülmektedir.

Tablo 3.2. Su enjektörünün püskürtmeyi tamamladığı krank açıları.

Motor Devri, d/d	S10	S20	S40	S60	S80	S100
1200	281°	283°	289°	310°	333°	352°
1400	283°	285°	292°	317°	344°	366°
1600	285°	287°	295°	324°	354°	379°
1800	287°	289°	298°	330°	365°	393°
2000	289°	292°	301°	337°	376°	407°
2200	291°	294°	304°	344°	386°	420°



Şekil 3.5. 1200 d/d' da farklı su oranlarına göre püskürtme açılarındaki değişim.

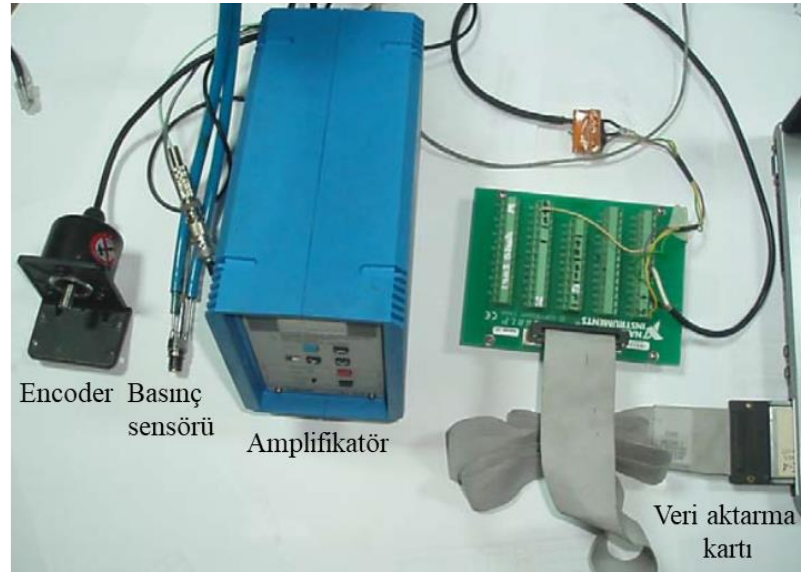


Şekil 3.6. 2200 d/d' da farklı su oranlarına göre püskürtme açılarındaki değişim.

Bir diğer DSE çalışmasında, ilave enjektörünün basınçlandırılması için su, hava kompresörü ile çalışan bir sıvı-gaz ray aracılığıyla basınçlandırılarak test boyunca 35 MPa basınçta silindire gönderilmiştir (Zhang, Z. ve ark., 2017). Başka bir DSE çalışmasında, ilave enjektörün basınçlandırılması için motordan güç alan bir pompa kullanılmıştır ve enjektörün basıncı 200 barda sabitlenmiştir (Prasad H. S. ve ark., 2018). Bir diğer DSE çalışmasında ise ilave enjektörün basınç miktarının etkisi araştırılmış, basıncın 50 bardan 100 bara yükseltilmesiyle; maksimum basınç artış oranı (dPmax) ve vuruntu ciddi miktarda azalmıştır. Basıncın 100 bar üzerine çıkarılmasında ise bir fayda tespit edilmemiştir (Valero-Marco, J. ve ark., 2018).

3.1. Silindir İçi Basınç Ölçümü

Silindir basıncı ölçümü Kistler marka 6061B model su soğutmalı piezo-elektrik sensör ve Kistler 5011B model şarj amplifikatör ile gerçekleştirilmiştir. Tek kanaldan 500 kHz hızla veri aktaran National Instrument marka AI-16E-4 model veri aktarma kartı, açısal konumun ölçümü için Koyo TRD J1000-RZ model 1000 85 pals/tur özelliğine sahip encoder veri aktarımı için kullanılmıştır. Ayrıca kullanılan encoder ile anlık açı değeri tespit edilebilmektedir. Çalışma sırasında ÜÖN tespiti ve DSE zamanı doğru şekilde kontrolü encoder sayesinde sağlanmıştır.



şekil 3.7. Silindir içi basınç ölçüm düzeneği.

Matlab R2007b ortamında yazılım geliştirilmiş, basınç ve konum bilgilerinin örnekleme ve analizi bu yazılım ile gerçekleştirilmiştir. 5 sn' de örnekleme yapan program, toplam 400000 örnekleme yaparak otomatik olarak sonlanmaktadır. Dosyalar “mat” uzantılı Matlab dosyası veya “csv” formatında saklanarak Excel ortamında da verilerin analizi gerçekleştirilmektedir.

Tablo 3.3. Basınç Sensörü ve şarj amplifikatörünün teknik özellikleri.

Silindir İçi Basınç Sensörü (6061-B su soğutmalı, piezo-elektrik)	
Ölçüm Aralığı (bar)	0-250
Hassasiyeti	-26.09 pC/bar ve +/- %0.3
Kararlı Çalışma Aralığı (°C)	0-350
Doğal Frekans (kHz)	90
Aşırı Yükleme (bar)	300
Şarj Amplifikatörü (5011B)	
Çıkış Gerilimi (V)	±10
Maksimum Filtreleme (kHz)	30
Sapma (pC/s; mV/s)	-10
Ölçüm Adımı (mV)	0.5

İndike ÖYS (b_i (ISFC)) ve indike termik verimin (η_t (ITE)) değerleri ortalama imep kullanılarak aşağıda denklemlerdeki gibi hesaplanır. Burada $i = 0,5$ olarak alınır ve 4 zamanlı bir motorun her bir devirdeki iş yapan çevrim sayısıdır (Can, Ö. 2012).

$$W_c = \int P dV \quad (3.1)$$

$$imep = \frac{W_c}{V_d} \quad (3.2)$$

$$\eta_t(ITE) = \frac{imep V_d}{(\dot{m}_{dizel} Q_{LHV_{dizel}})} \quad (3.3)$$

$$b_i(ISFC) = \frac{\dot{m}_{dizel}}{imep n V_d i} \quad (3.4)$$

3.1.1. Isı yayılım hesabı

Aşağıda açık sistemler için uygulanan denklemler görülmektedir. Burada; ‘ U ’ silindir içerisinde kalan dolgunun iç enerjisini, ‘ \dot{m} ’ sisteme giren ve çıkan kütleyi, ‘ h_i ’ sisteme giren ve çıkan entalpiyi, ‘ $\frac{dQ}{dt}$ ’ sisteme birim zamanda transfer olan ısıyı, ‘ $\frac{dW}{dt}$ ’ krank-biyel mekanizması ile yapılan işi temsil etmektedir.

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_i \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (3.5)$$

Sistemde yapılan iş $\frac{dW}{dt} = P \frac{dV}{dt}$ olarak denklemde yerine koyulursa;

$$\frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \sum_i \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (3.6)$$

Denklem (2.71)’ e göre yanma analizi yapılabilmektedir. Yanma boyunca sıcaklığın belli bir değerde olduğu tek bölgeyi yanma modeli kabulü yapıldığında ve piston çevresindeki sızıntılar ihmal edildiğinde eşitlik aşağıdaki gibidir (Can, Ö. 2012).

$$\frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (3.7)$$

Silindir içerisinde kalan dolgunun iç enerjisi (U) ve yakıtın entalpisini (h_f), dolgunun iç enerji değişimine ve yakıtın entalpisine bağlı kabul edilirse $\frac{dQ}{dt}$ yanma sonucu çıkan ısı ile sistemden çıkan ısı miktarının farkı olmaktadır. Bu durumda $h_f \cong 0$ kabul edildiğinde denklem aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (3.8)$$

Yapılan iş dolgunun iç enerji değişim oranına eşittir.

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = \frac{dQ_{gr}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = P \frac{dV}{dt} + \frac{dU_s}{dt} \quad (3.9)$$

Burada; $\frac{dQ_{net}}{dt}$, net ısı yayılım oranını, $\frac{dQ_{gr}}{dt}$, toplam ısı yayılımı, $\frac{dQ_{ht}}{dt}$, silindir duvarlarındaki ısı transfer oranını temsil etmektedir. İç enerji değişimi Denklem (3.10) gibi olur.

$$\frac{dU_s}{dt} = mC_V \frac{dT_g}{dt} \quad (3.10)$$

Dolgu, ideal gaz olarak kabul edilirse;

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = P \frac{dV}{dt} + mC_V \frac{dT_g}{dt} \quad (3.11)$$

İdeal gaz denkleminde, gaz sabiti değişmez kabul edilirse;

$$V \frac{dP}{dt} + P \frac{dV}{dt} + mR \frac{dT_g}{dt} + \frac{PV}{m} \frac{dm}{d\theta} \quad (3.12)$$

Piston ve segman çevresindeki dolgu kaçaqları ihmal edilip ardından $R=C_p-C_v$ yerine koyulursa,

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = \left(1 + \frac{C_v}{R}\right) P \frac{dV}{dt} + \frac{C_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (3.13)$$

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = \frac{C_p}{R} \left(P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt}\right) - \frac{C_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (3.14)$$

Zamana bağlı değişim, krank açısına bağlı değişim olarak değiştirilerek ısı transferi eklenirse eşitlik Denklem (2.77)' deki gibi olur. Burada; $\frac{dQ_{gr}}{d\theta}$, toplam ısı yayılım oranını, $\frac{dQ_{ht}}{d\theta}$, silindir duvarlarına ısı transfer oranını, $\frac{dV}{d\theta}$, silindir hacminin krank açısına göre türevini, 'V' silindir hacmini, $\frac{dP}{d\theta}$, silindir basıncının krank açısına göre türevini, 'P' silindir basınç değerini temsil etmektedir.

$$\frac{dQ_{gr}}{d\theta} = \frac{C_p}{R} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta}\right) - V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad (3.15)$$

Newton soğuma yasasında İYM için ısı transferi denklemi aşağıdaki gibidir. Burada ‘A’ krank açısına bağlı yanma odasının yüzey alanını, ‘D’ silindir çapını, ‘n’ devir sayısını, ‘ \bar{h} ’ anlık taşınım katsayısını, ‘ T_g ’ silindir içi ortalama gaz sıcaklığını ve ‘ T_w ’ yanma odasının duvar sıcaklığını temsil etmektedir.

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \frac{1}{6n} \bar{h} A (T_g - T_w) \quad (3.16)$$

$$A = \frac{V(i)}{A_{pis}} \pi D_{pis} + 2A_{pis} \quad (3.17)$$

Krank-biyel mekanizmasından hacmin değişimi Denklem (2.80)’de görüldüğü gibi hesaplanabilmektedir. Burada ‘ V_c ’ yanma odası hacmini, ‘ λ ’ krank yarıçapının piston koluna oranını, ‘ A_{pis} ’ piston tepesi alanını ve ‘r’ krank yarıçapını temsil etmektedir.

$$V = V_c + A_{pis} r \left[(1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} - \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta} \right] \quad (3.18)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = A_{pis} r \left[\sin \theta \left(\frac{1 + \lambda \cos \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) \right] \quad (3.19)$$

n tane kümülatif ısı yayılımı değeri aşağıdaki görülen eşitlik ile normalleştirilebilir.

$$X_n^1 = \frac{\text{ilk değer} - \text{minimum değer}}{\text{maksimum değer} - \text{minimum değer}} \quad (3.20)$$

3.1.2. Silindir içi sıcaklık hesabı

Silindir gaz sıcaklığı (T_g) aşağıdaki gibi genel gaz denkleminde edilebilmektedir.

$$T_g = \frac{PV}{n_{karışım} R U} \quad (3.21)$$

3.2. Motor Performans Parametlerinin Hesabı

İndike güç formülü aşağıdaki gibidir. Burada; toplam silindir hacmi, z silindir sayısı, n devir sayısı ve i devirdeki çevrim sayısıdır (4 stroklu motorlar için $i=0,5$, 2 stroklu motorlar için $i=1$).

$$P_i = \frac{P_{mi} \cdot V_H \cdot z \cdot n \cdot i}{60} \quad (3.22)$$

İndike verim ve indike ÖYS aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_m} \quad (3.23)$$

$$b_i = \frac{3600000}{H_u \cdot \eta_i} \quad (3.24)$$

Efektif güç, efektif verim ve döndürme momenti aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$P_e = \frac{P_{me} \cdot V_H \cdot z \cdot n \cdot i}{60} \quad (3.25)$$

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (3.26)$$

$$M_d = 9554,14 \frac{P_e}{n} \quad (3.27)$$

3.3. Belirsizlik Analizi

DeneySEL bulguların hata analizi için belirsizlik analizi yöntemi uygulanmıştır. Bağımsız değişkenlere ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$, R ölçülecek boyut ve $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ölçümü etkileyen değişkenler kabul edilirse toplam hata oranı (W_R), Denklem (3.1)'e göre hesaplanır (Kline, S. J., ve McClintock, F.A., 1953).

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.28)$$

Deneyleer tekrarlđ olarak gerçekleştirilmiş ve deney verilerinin ortalaması alınmıştır. şüpheli verilerin elimine edilmesi için Chauvenet kriteri uygulanmıştır. Bu yöntem aykırı olan değerleri tespit etmenin bir yoludur. Ortalama etrafında kabul edilebilir bir veri bandı oluşturarak çalışır, o bandın dışına çıkan değerler belirtilerek ortadan kaldırılır (Genceli, O. F. 2015).

Ortalama değer;

$$x_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (3.29)$$

Sapma;

$$d_i = x_i - x_m \quad (3.30)$$

Standart sapma;

$$\sigma_m = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (d_i)^2} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - x_m)^2} \quad (3.31)$$

Chauvenet kriteri için, standart sapma (σ_m), aritmetik ortalama (x_m) ve sapma (d_i) hesaplanır ve her veri için d_i/σ_m sapmalar standart sapmaya bölünür ve eşik değeri geçip geçmediği kontrol edilir. Daha sonra büyük veriler çıkarılarak tekrar hesap yapılır. Tablo 3.4.' de hesaplanan belirsizlik değerleri verilmiştir.

Tablo 3.4. Belirsizlik Değerleri.

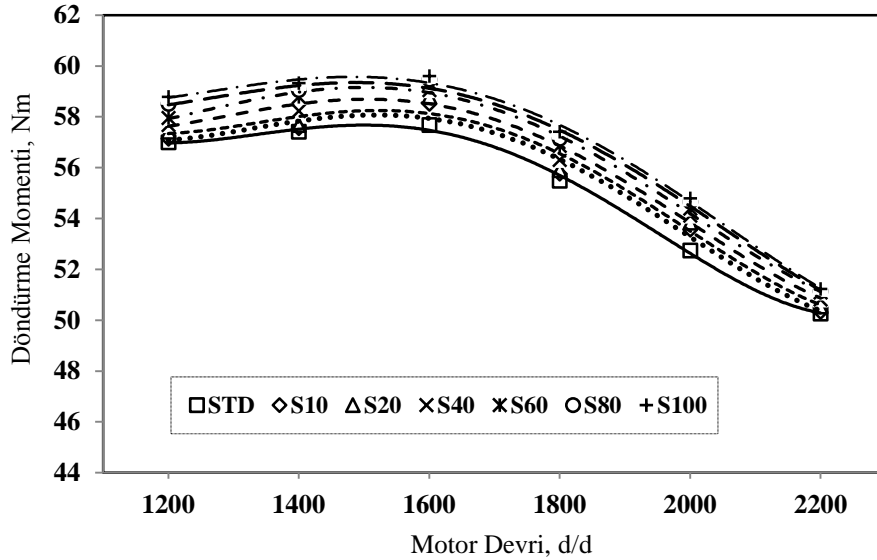
Parametreler	Sistemik Hata, ±
Yük, kg	0,1
Motor devri, d/d	1,0
Zaman, s	0,1
Sıcaklık, °C	1
Yakıt Tüketimi, s	0,01
NO, ppm	Ölçülen değerin %5'i
O ₂	Hacimsel %0,1
CO, %	Hacimsel %0,03
CO ₂ , %	Hacimsel %0,5
HC, ppm	Ölçülen değerin %5'i
İs, %	1%
	Toplam Belirsizlik, %
Özgül Yakıt Sarfıyatı gr/kWsa	1,5
Döndürme Momenti Nm	1
Efektif Güç, kW	1,3
Efektif Verim, %	1,5

BÖLÜM 4. ARAŞTIRMA BULGULARI

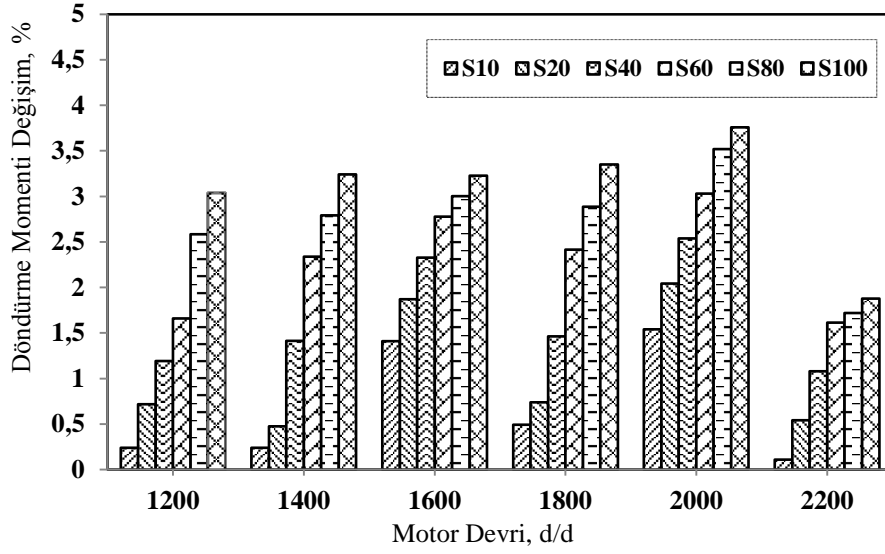
4.1. Motor Performans Parametreleri

4.1.1. Döndürme momenti ve efektif güç

Şekil 4.1.' de farklı su oranlarına göre döndürme momenti değerlerindeki değişimler görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi tüm devirlerde ve su oranlarında artış tespit edilmiştir. Şekil 4.2' de görüldüğü gibi bu miktar gönderilen su oranının artmasıyla doğru orantılı olarak artmıştır. Döndürme momentinde maksimum artış 2000 d/d' da yaklaşık %4 olarak tespit edilmiştir.

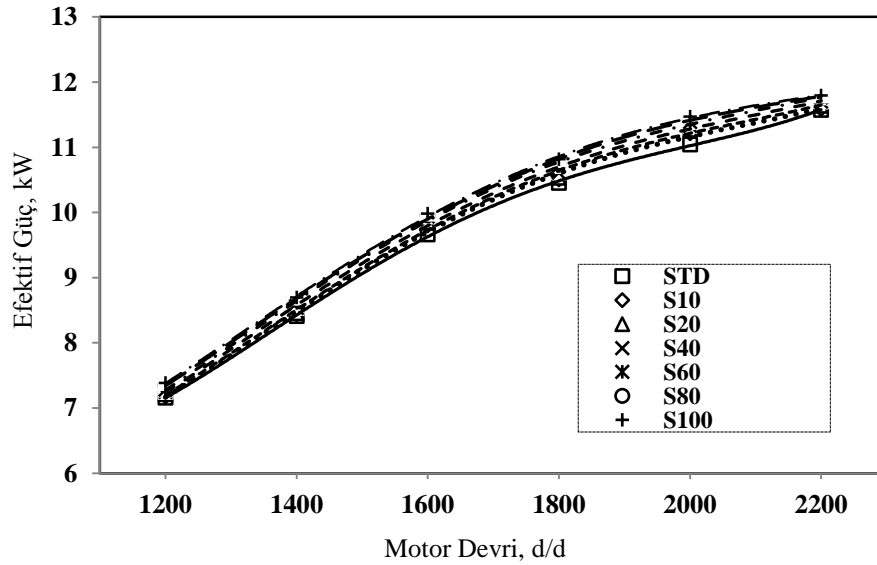


Şekil 4.1. Farklı su oranlarına göre döndürme momenti değerlerindeki değişim.

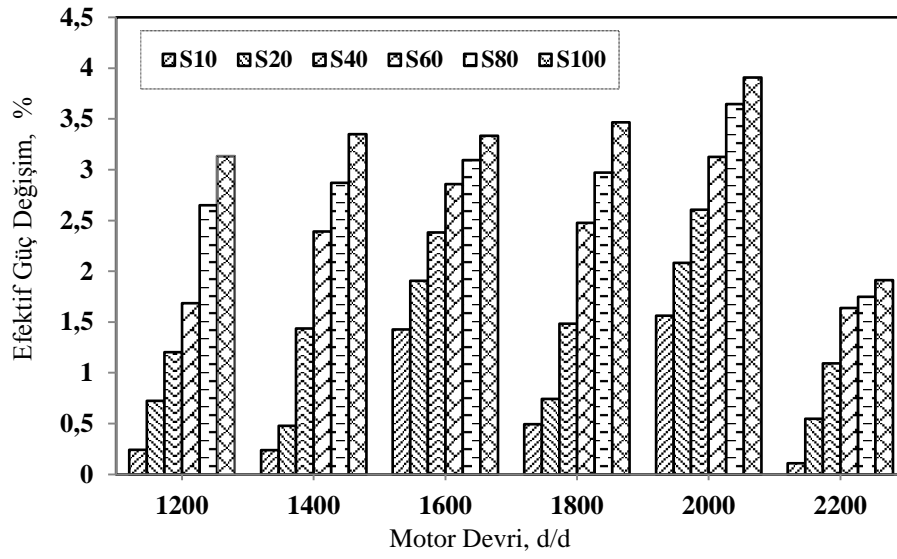


Şekil 4.2. STD duruma göre döndürme momenti değerlerindeki değişim.

Şekil 4.3.' de farklı su oranlarına göre efektif güç değerindeki değişimler görülmektedir. Efektif gücünde döndürme momenti gibi artışı tespit edilmiştir. Efektif güç ve döndürme momentindeki bu artışın, suyun silindir içerisine gönderildiğinde yanma odası içerisinde türbülans oluşturarak karışımı iyileştirmesi ve yanmanın iyileşmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.



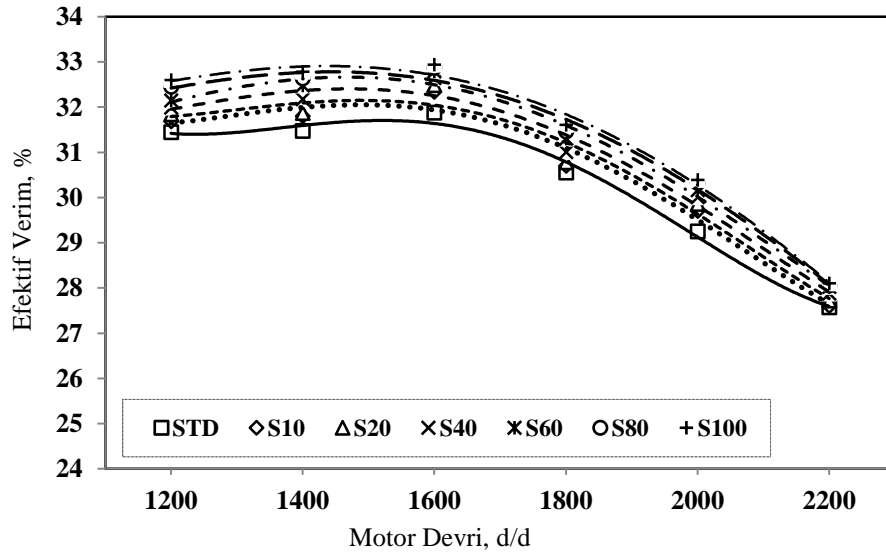
Şekil 4.3. Farklı su oranlarına göre efektif güç değerlerindeki değişim.



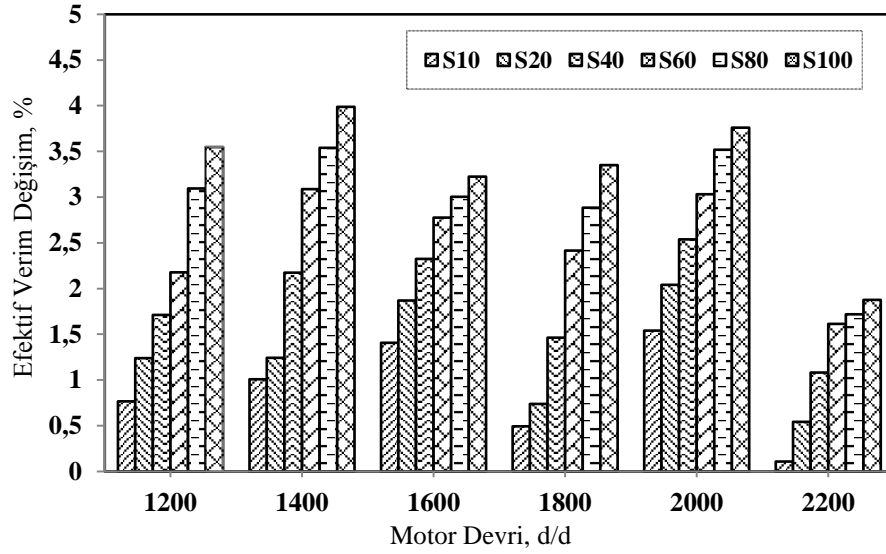
Şekil 4.4. STD duruma göre efektif güç değerlerindeki değişim.

4.2. Efektif Verim

Şekil 4.5.' de farklı su oranlarına göre efektif verim değerleri görülmektedir. DSE uygulanmasıyla maksimum artış 1400 d/d 'da S100 deneyinde, %4 olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.5. Farklı su oranlarına göre efektif verim değerlerindeki değişim.

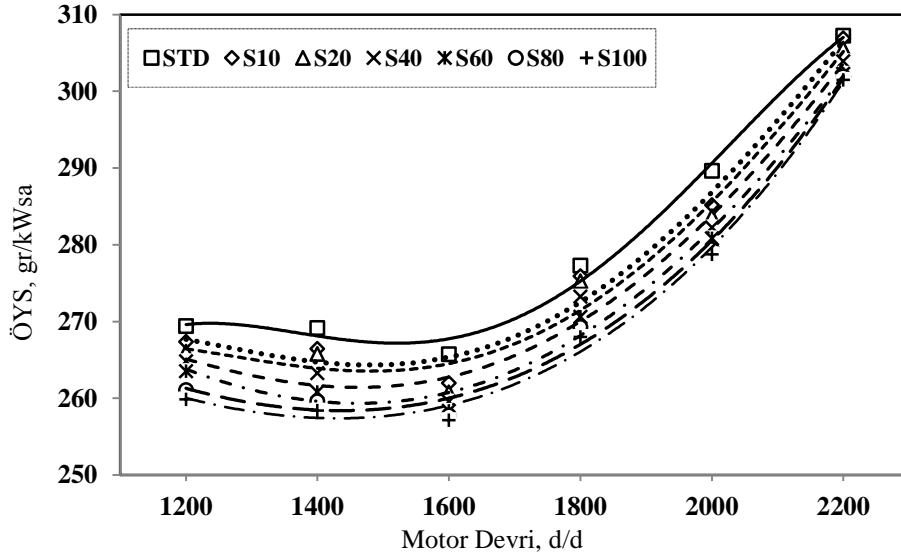


Şekil 4.6. Farklı su oranlarına göre efektif verim değerlerindeki değişim.

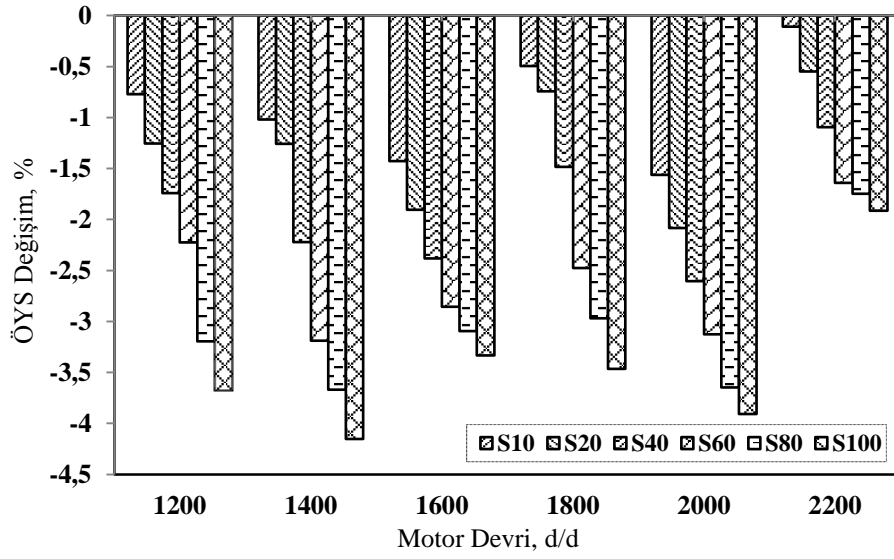
4.3. Özgül Yakıt Sarfıyatı (ÖYS)

Tüm motor devirleri ve su oranlarında DSE uygulanması durumunda ÖYS azaldığı tespit edilmiştir. Şekil 4.8.' de görüldüğü gibi maksimum düşüş, 1400 d/d 'da S100 deneyinde %4,15 oranında tespit edilmiştir.

Prasad H. S. ve ark., (2018) tek silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı bir dizel motorda yaptıkları DSE çalışmasında; ÖYS' de %12-%20 aralığında artış tespit edilmiş, suyun mevcut ısı enerjisinin bir kısmını emmesi nedeniyle ÖYS' nin arttığı şeklinde yorumlanmıştır. Ayhan, V. (2016) üç farklı yöntemle su gönderilerek yaptığı çalışmada, emülsife yakıt kullanılmasıyla ÖYS, maksimum %2,3 azalırken, fumigasyon yönteminde %3,5 buhar enjeksiyonuyla ise %4,7 oranında azaldığını tespit etmiştir.



Şekil 4.7. Farklı su oranlarına göre ÖYS değerlerindeki değişim.

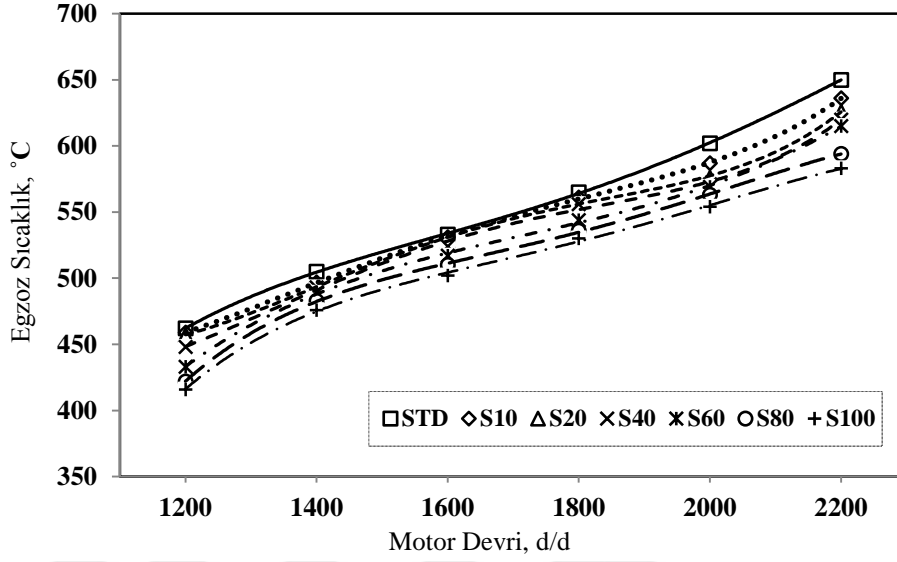


Şekil 4.8. STD duruma göre ÖYS değerlerindeki değişim.

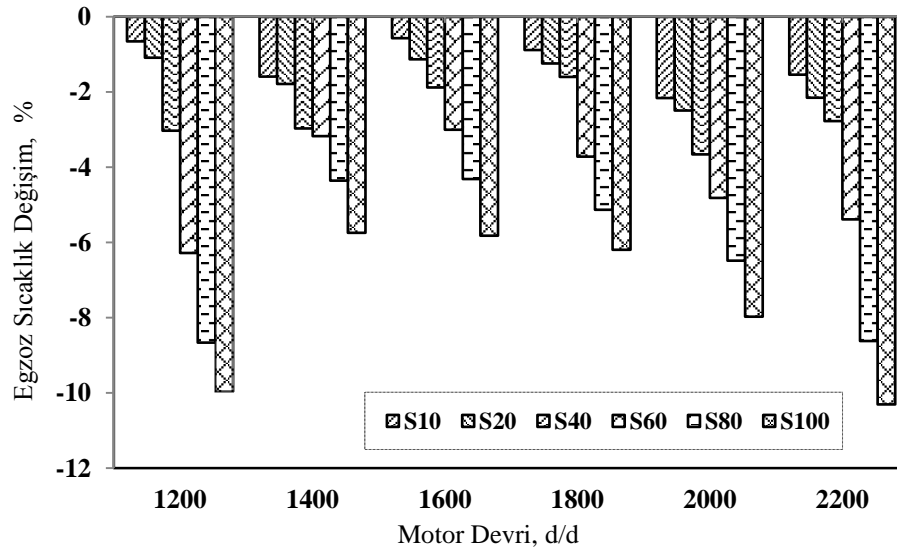
4.4. Egzoz Sıcaklık Değeri

Motor devriyle aralarında doğrusal bir artış olduğu tespit edilmiştir. Şekil 4.9' da görüldüğü gibi her motor devri için gönderilen su miktarı arttıkça egzoz sıcaklığında doğrusal olarak bir azalma tespit edilmiştir. Maksimum düşüş, 2200 d/d' da S100

deneyinde %10,3 olarak tespit edilmiştir. Suyun egzoz sıcaklığını düşürmekte ciddi bir etkisi olduğu söylenebilmektedir.



Şekil 4.9. Farklı su oranlarına göre egzoz sıcaklığı değerlerindeki değişim.

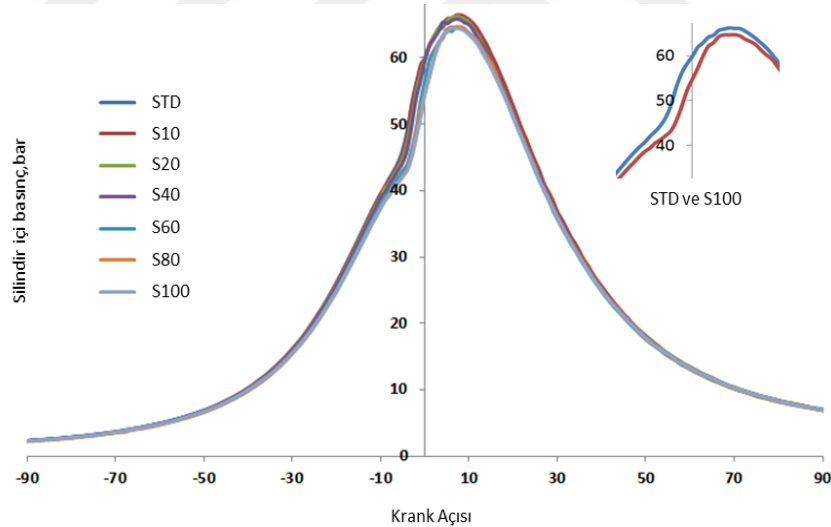


Şekil 4.10. STD duruma göre egzoz sıcaklığı değerlerindeki değişim.

4.5. İndike Parametreler

4.5.1. Silindir içi basınç

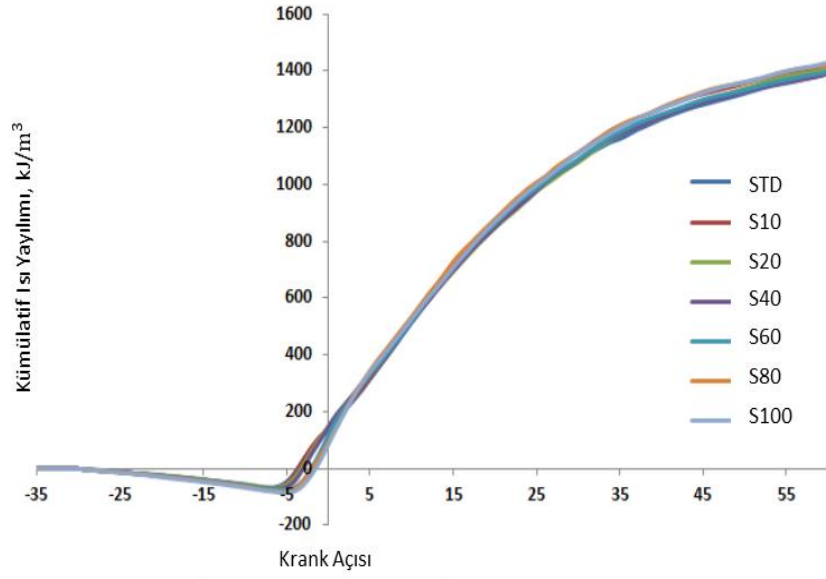
Motora farklı oranlarda su püskürtülmesi durumunda elde edilen basınç değerlerinin krank açısına bağlı olarak değişimi Şekil 4.11’ de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma periyodunda su enjeksiyonu uygulandığında suyun ısı absorbe etmesinden dolayı sıkıştırma zamanı basınç değerlerinde azalmalar tespit edilmiştir. Maksimum basınçta ise bir miktar azalma tespit edilmiştir. Sıkıştırma sonu basıncının, su enjeksiyonu ile azalması ve genişleme basıncında çok fazla değişim olmamasından dolayı su enjeksiyonu uygulandığında çevrimin negatif işi azalmıştır. Diğer taraftan suyun buharlaşması esnasında meydana getirdiği hareketler hava yakıt karışımının iyileşmesini sağlamaktadır. Bu durumlardan dolayı su enjeksiyonu ile motor performans parametrelerinde iyileşmeler tespit edilmiştir.



Şekil 4.11. Su oranına bağlı olarak basıncın KMA göre değişimi.

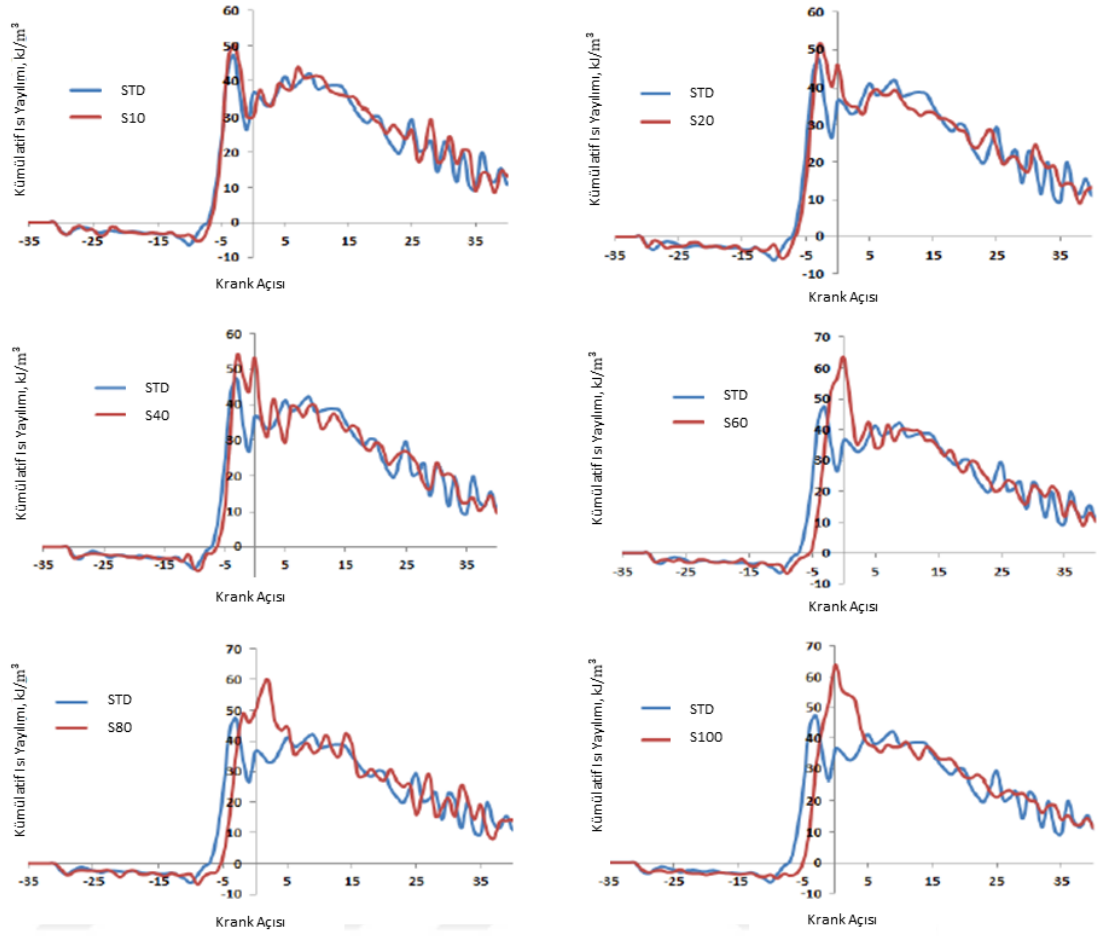
4.5.2. Kümülatif ısı yayılımı

Şekil 4.12’ de STD’ ye göre su enjeksiyonu uygulanması durumunda hesaplanan kümülatif ısı yayılımı değişimleri incelendiğinde su enjeksiyonun kümülatif ısı yayılımını arttırdığı görülmektedir.



Şekil 4.12. Su enjeksiyon miktarına ve motor hızına bağlı olarak kümülatif ısı yayılım değişimi.

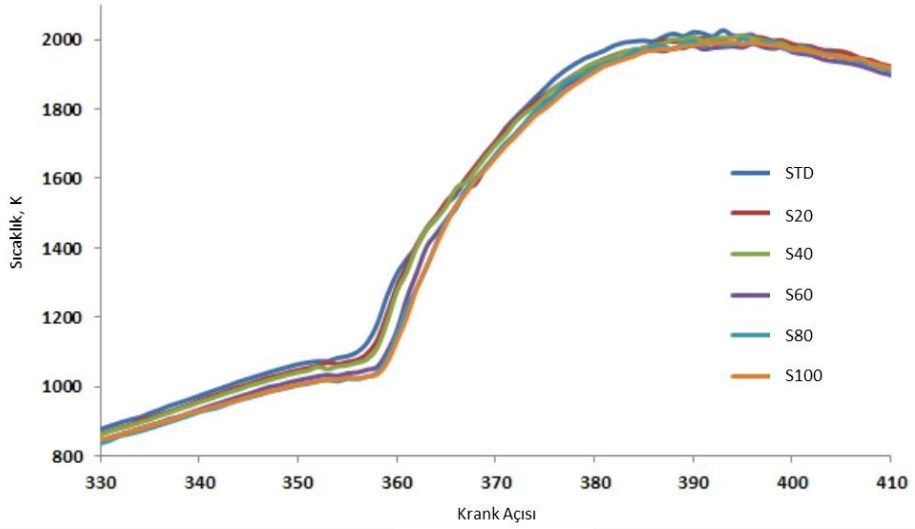
Şekil 4.13' de STD ve her bir su enjeksiyon oranında elde edilen ısı yayılım oranları görülmektedir. Şekiller incelendiğinde su enjeksiyonu ile tutuşma gecikmesinin uzadığı ve püskürtülen oran arttıkça süreninde orantısal olarak arttığı görülmektedir. Standart durum için elde edilen grafik değişiminde tutuşma gecikmesi süresince silindirde biriken yakıtın kontrolsüz yanma safhasında açığa çıkardığı ısı yayılım oranı pik değeri görülmekte ve bu kısımdan sonra bir miktar ısı yayılımının azalıp kontrollü yanma safhasında 10°'de maksimum değere ulaşp genişleme ile azaldığı görülmektedir. Su enjeksiyonu uygulandığında S10' da standart verilere göre önemli bir değişiklik olmaz iken diğer su oranlarında ısı yayılım oranının farklılık gösterdiği anlaşılmaktadır. Sıkıştırma periyodunda silindire enjekte edilen su silindirden ısı absorbe etmektedir. Bu durum tutuşma gecikme süresini arttırmakta ve kontrolsüz yanma fazında daha fazla enerjinin ÜÖN' dan sonra açığa çıkmasına sebep olmaktadır. Tüm motor deneyleri sabit yakıt püskürtme açısında gerçekleştirildiğinden su enjeksiyonu uygulandığında motor gürültüsünün bir miktar artacağı anlaşılmaktadır. Isı yayılımının ÜÖN' ya doğru kayıp yanma gidişinin değişimi performans açısından pozitif sonuç vermiştir.



Şekil 4.13. Su enjeksiyon miktarına ve motor hızına bağlı olarak ısı yayılım oranındaki değişimler.

4.5.3. Silindir gaz sıcaklığı

Şekil 4.14’ de STD ve farklı oranlarda DSE yapılması durumunda silindir içi sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. Motora su enjeksiyonu yapıldığında silindir içi sıcaklığın azaldığı görülmektedir. Su oranı arttıkça karışımın ısı kapasitesi arttığından sıcaklık değerleri de azalmıştır. Silindir içi sıcaklık değerlerinin azalması NO emisyonlarında önemli oranda azalmaların elde edilmesini sağlamaktadır.



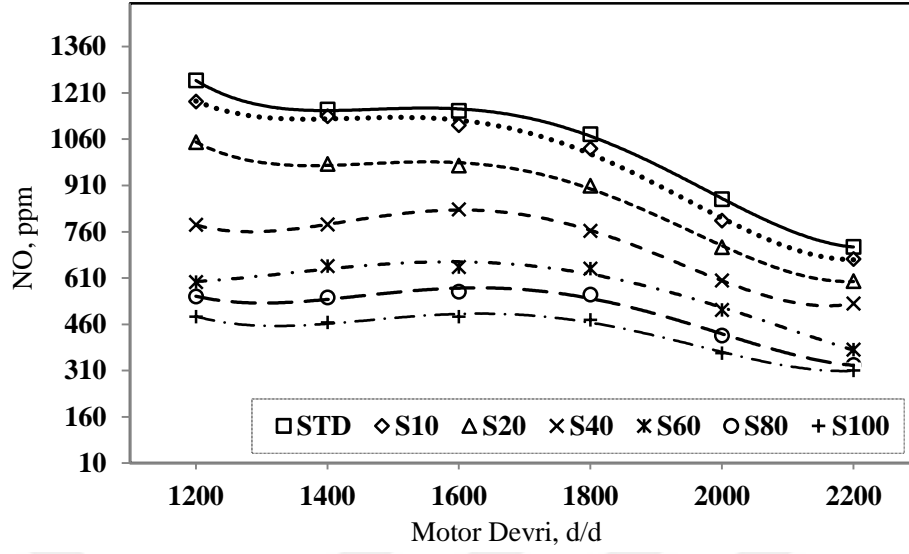
Şekil 4.14. Su enjeksiyon miktarına ve motor hızına bağlı olarak silindir sıcaklığındaki değişimler.

4.6. Emisyon Karakteristikleri

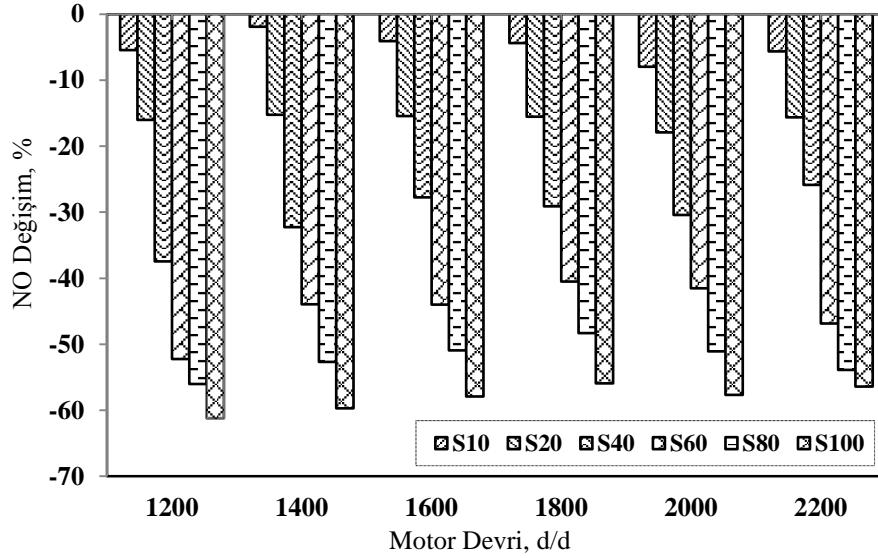
4.6.1. NO emisyonları

Motor devriyle ters orantılı bir eğilim gösteren grafikte maksimum NO miktarı 1200 d/d 'da 1250 ppm olarak tespit edilmiştir. Şekil 4.15'de görüldüğü gibi DSE uygulanmasıyla tüm devirlerde ve tüm su oranlarında kayda değer bir düşüşler tespit edilmiştir. Şekil 4.16' da görüldüğü gibi gönderilen su oranının artmasıyla NO emisyonları doğru orantılı olarak azalmıştır. Suyun, yanma odasına gönderilerek NO emisyonlarını arttıran silindir içi yüksek sıcaklığı düşürmesi deneysel olarak doğrulanmıştır.

Chadwell, C.J. ve ark., (2008) ağır hizmet araçlarında DSE yöntemiyle yaptıkları çalışmada NO_x emisyonununun %42 oranında azaldığını tespit edilmişlerdir. Miyamoto, N. ve ark., (1995) ise bölünmüş yanma odalı bir dizel motorda yaptıkları DSE deneyinde NO_x emisyonlarının özellikle su miktarı %60 üzerine çıktığında ciddi miktarda azaldığını ve maksimum %50 oranında bir düşüş olduğu tespit etmişlerdir. Literatürdeki diğer çalışmalarda da görüldüğü gibi motora su gönderiminin NO emisyonları üzerinde ciddi bir etkisi bulunmaktadır.



Şekil 4.15. Farklı su oranlarına göre egzoz sıcaklık değerlerindeki değişim.

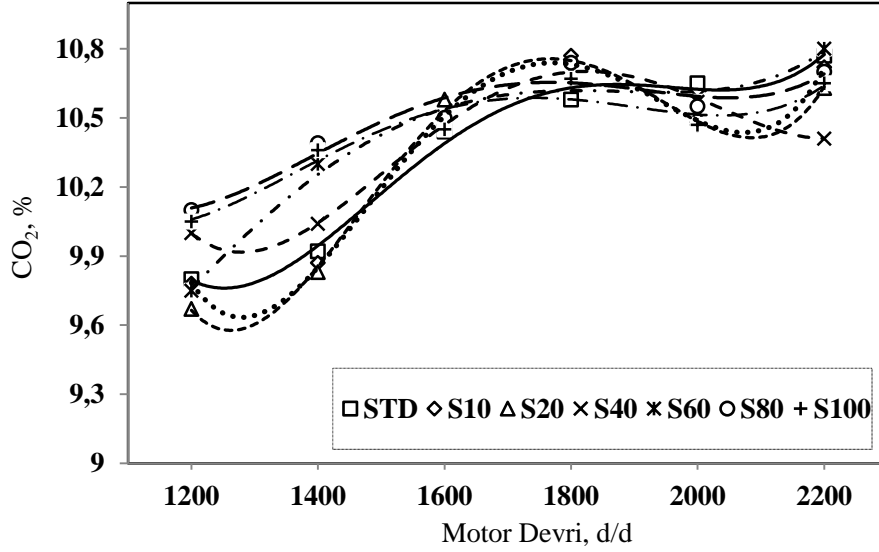


Şekil 4.16. STD duruma göre NO değerlerindeki değişim.

4.6.2. CO₂ emisyonları

Şekil 4.17.' de görüldüğü gibi DSE' nin özellikle yüksek devirlerde olumlu bir etkisi olduğu tespit edilmiştir. Maksimum düşüş, 2200 d/d' da S40 deneyinde %3,3 olarak tespit edilmiştir.

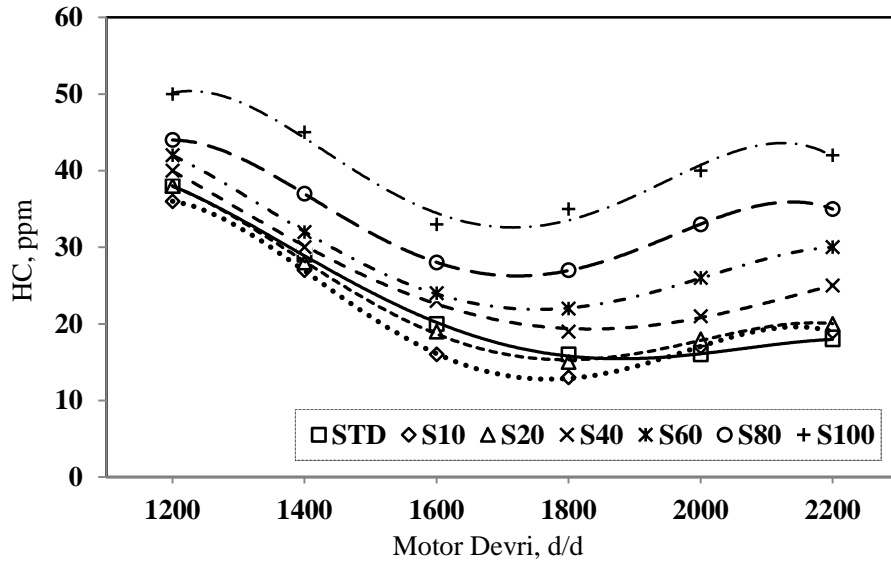
Cesur, İ., (2016) yaptığı bir çalışmada termal bariyer kaplı pistona sahip bir motora fumigasyon yöntemiyle, farklı oranlarda su gönderilerek yapılan deneysel çalışmada CO₂ emisyonunda, 1600-2000 d/d aralığında azalma tespit edilirken 2400-3600 d/d aralığında artmalar tespit edilmiştir. Maksimum CO₂ değeri %20 su oranında elde edilmiştir



Şekil 4.17. Farklı su oranlarına göre CO₂ değerlerindeki değişim.

4.6.3. HC emisyonları

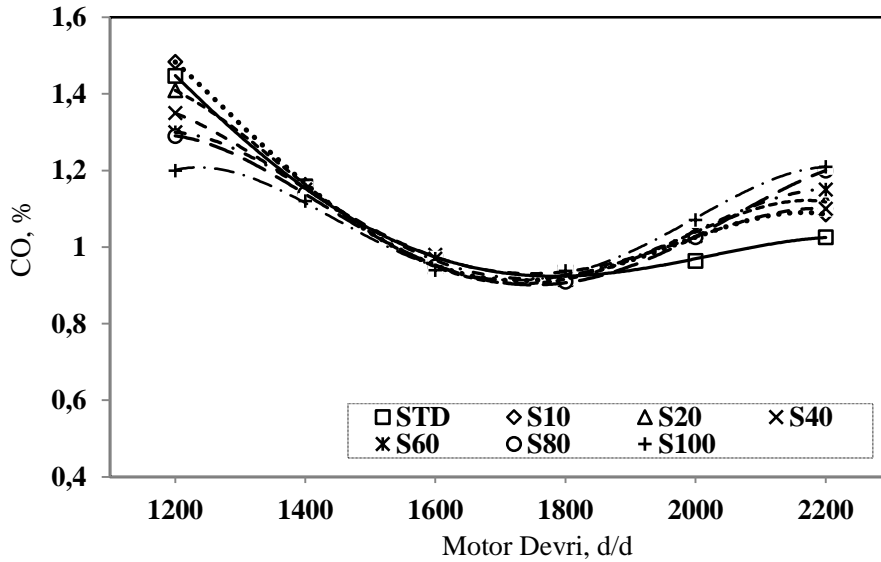
Şekil 4.18' de DSE uygulanması durumunda 1200 d/d-1800 d/d aralığında S10, S20 deneylerinde HC emisyonlarında düşüşler tespit edilmiştir. Maksimum düşüş 1600 d/d' da S10 deneyinde %20 olarak tespit edilmiştir. Gönderilen su oranı arttıkça HC emisyonlarında yükselmeler olduğu tespit edilmiştir. Maksimum artış 2000 d/d 'da S100 deneyinde %150 olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.18. Farklı su oranlarına göre HC değerlerindeki değişim.

4.6.4. CO emisyonları

Şekil 4.19.' da görüldüğü gibi DSE uygulandığında 1200 d/d' da S100 deneyinde yaklaşık %17 oranında düşüş tespit edilirken 2200 d/d S100 deneyinde yaklaşık %18 oranında artış tespit edilmiştir.



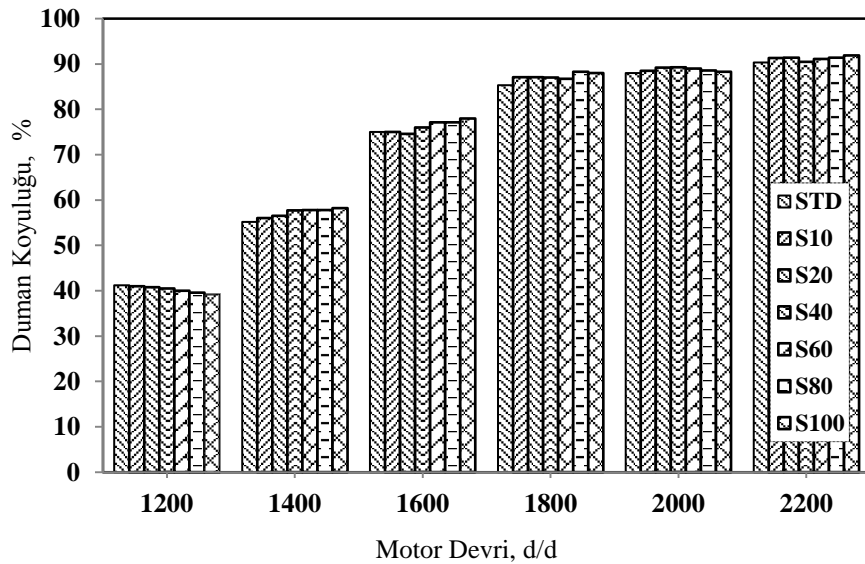
Şekil 4.19. Farklı su oranlarına göre CO değerlerindeki değişim.

Prasad H. S. ve ark., (2018) tek silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı bir dizel motorda yaptıkları DSE deneyinde ise; CO emisyonlarının, su oranının artmasıyla beraber arttığı tespit etmişlerdir. Sarvi ve ark., (2009) ise yüksek hacimli, turbo beslemeli bir dizel motorda DSE uygulamasında, CO emisyonlarının %10 kadar arttırdığı tespit etmişlerdir.

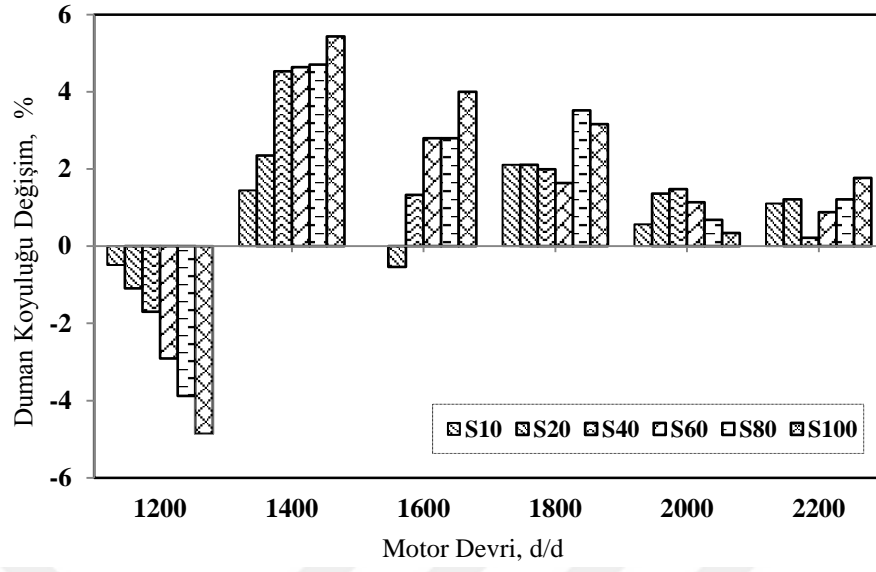
4.6.5. Duman koyuluğu

Şekil 4.16.' da görüldüğü gibi, motor devriyle aralarında doğrusal bir orantı olduğu tespit edilmiştir. Maksimum değer 2200 d/d 'da S100 deneyinde yaklaşık %92 olarak tespit edilmiştir. Şekil 4.17.'de görüldüğü gibi DSE uygulanmasıyla maksimum düşüş 1200 d/d 'da S100 deneyinde yaklaşık %4,8 olarak tespit edilmiştir.

Sarvi ve ark., (2009) yüksek hacimli, turbo beslemeli bir dizel motorda DSE ile yaptıkları çalışmada, standart koşullara göre duman emisyonlarını bir miktar arttırdığını tespit etmişlerdir. Tunca ve ark., (2017) emülsife yakıtla yaptıkları çalışmada ise, is emisyonlarının, standart motor verilerine göre bir miktar arttığı tespit etmişlerdir.



Şekil 4.20. Farklı su oranlarına göre is değerlerindeki değişimi.



Şekil 4.21. STD duruma göre is değerlerindeki değişim.

BÖLÜM 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, dizel motorlardan kaynaklanan emisyonların DSE ile azaltılması ve motor performans verileri üzerine etkisi incelenmiştir. Direkt enjeksiyonlu bir dizel motoruna farklı oranlarda DSE uygulanmış ve sonuçlar incelenmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen bulgular aşağıdaki gibidir;

1. Çalışmalar sonucunda DSE için en uygun püskürtme açısının sıkıştırma zamanında piston strok ortasına geldiğine (270 KMA) olduğu tespit edilmiştir. Bu nokta püskürtmeye başlayarak yapılan farklı kütleli oranlarda su enjeksiyonu ile standart motor verilerine göre; motor tork, efektif güç ve efektif verimde tüm su oranlarında artış gözlenirken maksimum değişim S100' de tespit edilmiştir.
2. DSE uygulamasıyla tüm devirler ve tüm su oranları için döndürme momenti, efektif güç ve efektif verimde artış tespit edilmiştir. Bu artış, suyun yanma odası içerisinde türbülans oluşturarak karışımı iyileştirmesi ardından yanmanın iyileşmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.
3. DSE uygulamasıyla ÖYS azaldığı tespit edilmiştir. 1400 d/d 'da S100 deneyinde maksimum %4,15 oranında düşüş tespit edilmiştir.
4. DSE' nin egzoz sıcaklıklarını düşürdüğü, püskürtülen su miktarı arttıkça sıcaklığın daha da azaldığı tespit edilmiştir. Sıcaklıklarda maksimum %10,3 oranında düşüş tespit edilmiştir.
5. DSE yöntemi ile dizel motorları için büyük bir sorun olan NO emisyonlarında %61,2 oranlarında azalmalar sağlanmıştır. NO emisyonları su enjeksiyonu ile düşük motor devirlerinde daha fazla azalmakta yüksek motor devirlerinde azalma oranları düşmüştür.
6. HC emisyonları için 1200 d/d-1800 d/d aralığında S10, S20 deneylerinde HC emisyonlarında yerel düşüşler tespit edilmiş, maksimum düşüş 1600 d/d' da

S10 deneyinde %20 olarak tespit edilmiştir. Gönderilen su oranı arttıkça HC emisyonlarında ciddi artışlar olduğu, maksimum artışın 2000 d/d 'da S100 deneyinde %150 olduğu tespit edilmiştir.

7. Duman emisyonlarının motor devriyle aralarında doğrusal bir orantı olduğu tespit edilmiş, DSE uygulanmasıyla 1200 d/d gibi düşük devirlerde S40-S100 arası yerel düşüşler tespit edilmiş, maksimum düşüş S100 deneyinde yaklaşık %4,8 olarak tespit edilmiştir. 1200 d/d üzerine çıkıldığında DSE' nin is emisyonları üzerinde bir miktar olumsuz etkisi olduğu tespit edilmiştir.
8. Su enjeksiyonu ile kümülatif ısı yayılım oranında artmalar olmuştur. Su oranı arttıkça tutuşma gecikmesinin arttığı ve yanma gidişinin değiştiği tespit edilmiştir. Su oranına bağlı olarak ısı yayılım maksimum oranların üst ölü noktaya doğru kaydığı ve klasik dizel ısı yayılım eğri gidişinin değiştiği görülmüştür. Tutuşma gecikmesinin artması ve yanma prosesinde meydana gelen değişimlerle elde edilen ısı yayılım eğrisinin homojen dolgulu çalışma modeline benzediği görülmektedir.
9. Sıkıştırma zamanında DSE ile silindir içi basınç değerlerinin standart verilere göre azaldığı, sıkıştırma işinin düştüğü tespit edilmiştir. Pik basınç değerlerinde bir miktar azalma olmakla birlikte genişleme zamanı basınç değerlerinde belirgin bir değişim olmamıştır.
10. Çalışma sonucunda elde edilen sonuçlar doğrultusunda DSE yönteminin NO emisyonlarını azaltmak için uygulanan geleneksel birçok yonteme göre avantajlı bir yöntem olduğu görülmektedir. Diğer yöntemlerin birçoğunda NO emisyonları azaltılırken motor performans parametreleri ve diğer emisyon karakteristikleri olumsuz etkilenmektedir. Bu uygulamada ise performans parametrelerinde iyileşmeler sağlanabilmektedir. Ancak HC emisyonlarında su ortanı arttıkça artmalar meydana gelmektedir. Bu sebepten dolayı hem performans parametreleri hem de emisyonlar açısından optimum DWI oranının uygulanması uygun olacaktır. Bu çalışma sonuçlarına göre optimum su oranının HC değerleri dikkate alınarak W60 ile sınırlandırılması uygun olacaktır.

KAYNAKÇA

- Aoyama, T. Mizuta J. Oshima, Y. (1990). “*NOx Reduction by Injection Control*”, SAE Technical Paper Series, 90-0637.
- Arabaci, E. İçingür, Y. Solmaz, H. Uyumaz, A. Yılmaz, E. (2015). “*Experimental investigation of the effects of direct water injection parameters on engine performance in a six-stroke engine*”, Energy Conversion and Management 98 89–97
- Ayhan. V. (2009). “*Bir dizel motoruna buhar enjeksiyonunun NOx ve is emisyonlarına etkisinin araştırılması*”, Doktora tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi, Sakarya.
- Ayhan V. (2013). “*Effects of emulsified fuel on the performance and emission of direct injection diesel engine.*”, Journal of Energy Engineering, vol.139, pp. 91-98.
- Ayhan, V. (2016). “*Direkt enjeksiyonlu bir dizel motoruna buhar ve farklı yöntemlerle su gönderiminin performans ve NOx emisyonlarına etkilerinin incelenmesi*”, SAÜ Fen Bil Der 20. Cilt, 3. Sayı, s. 463-471.
- Birşey, B., (2012). “*İdeal Bir Dizel Çevriminin Sonlu Zaman Termodinamiği İle Analizi*”, Yüksek Lisans Tezi, T.C. Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Can, Ö. (2012). “*Bir DI Dizel Motorda Etanol Ön Karışimli Kısmi-Hcci Uygulamasının Yanma Ve Emisyonlar Üzerine Etkilerinin İncelenmesi*”, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gazi Üniversitesi, Ankara.
- Chadwell CJ, Dingle PJ., (2008). “*Effects of diesel and water co-injection with-real control time control on diesel engine performance and emission*”, SAE Paper 2008011190.
- Cesur, İ. (2016). “*Termal bariyer kaplı bir buji ateşlemeli motora su enjeksiyonunun motor performans ve egzoz emisyonları üzerine etkilerinin incelenmesi*”, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi Cilt: 13, No: 3, (31-40).
- Christensen, M. Johansson, B., Amnjus, P. And Mauss, F., (1998). “*Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition*”, SAE Paper 980787.
- Christensen, M. Johansson, B. (1999). “*Homogeneous charge compression ignition with water injection*”, SAE paper 1999-01-0182.

- Deniz, O. (2008). “*İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları*”, Yıldız Teknik Üniversitesi, Otomotiv Anabilim Dalı İstanbul-Türkiye.
- Doğan, H.E. (2013). “*LPG dönüşümü yapılmış bir dizel motorunda azot oksit oluşumunun teorik ve deneysel olarak incelenmesi*”, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Otomotiv Programı.
- Donahue, R., (2000). “*Controlling Combustion Using in Cylinder Mixture Preparation*”, Ph.D. Thesis, Mechanical Engineering, UW Medison.
- Duffy, K.P. Mellor, A.M. (1998). “*Further developments on a characteristic time model for NOx emissions from diesel engines.*”, SAE paper 982460.
- Durmaz, B., (2008). “*Örnek dizel motorda motorin ve atık kızartma yağından elde edilmiş biyodizel için EGR stratejilerinin karşılaştırılması*”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı.
- Durmaz, M., (2015). “*Bir feribottan yayılan egzoz emisyonlarının deneysel ve teorik olarak incelenmesi*”, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı.
- Galata, S. (2017). “*İçten Yanmalı Motorlarda Su Enjeksiyonunun Motor Performansı Ve Egzoz Emisyonları Üzerine Olan Etkisinin Deneysel Araştırılması*”, Yüksek Lisans Tezi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programı.
- Genceli, O. F. (2015). “*Ölçme Tekniği (Boyut, Basınç, Akış ve Sıcaklık Ölçmeleri)*” Birsen Yayınevi.
- Hang, X., Yunbia, O.S., Chongji, Z., Yuanji, M., (1991). “*Proceeding of the 5th International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*”, Natl Inst of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, p. 307, USA.
- Haşimoğlu, C., (2000). “*Dizel motorlarında egzoz gazları resirkülasyonunun (EGR) motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel olarak incelenmesi*”, Yüksek lisans tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Haşimoğlu, C., İçingür, Y. (2000). “*Dizel motorlarında azotoksit kontrol yöntemleri*”, Selçuk Üniversitesi, Teknik Online Dergisi ISSN 1302-6178 Volume-1, Number:2.
- Haşimoğlu, C., İçingür, Y., Ögüt, H. (2002). “*Dizel Motorlarında Egzoz Gazları Resirkülasyonunun (EGR) Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel Analizi*”, Turkish J. Eng. Env. Sci. 26, 127-135 TÜBİTAK.
- Hebbar, G. (2014). “*NOx From Diesel Engine Emission And Control Strategies—A Review*” Int. J. Mech. Eng. & Rob. Res. ISSN 2278 – 0149 Vol. 3, No. 4, October.

- Hebbar, G. S., Bhat, A. K., (2013). “*Investigations on Performance and Emissions of a Stationary DI Diesel Engine with Different Exhaust Gas Recirculation Temperatures*”, International Journal of Automotive Engineering and Technologies Vol. 2, Issue 1, pp. 1 9.
- Heywood, J. B. (1988). “*Internal Combustion Engine Fundamentals*”, McGraw-Hill Publishing Company, New York, 586-592.
- Hielscher, K., Brauer, M., Baar, R. (2016). “*Reduction of soot emissions in diesel engines due to increased air utilization by new spray hole configurations.*” Automot. Engine Technol. 1:69–79 DOI 10.1007/s41104-016-0010-4.
- İlkılıç, C., Behçet, R. (2006). “*Hava Kirliliğinin İnsan Sağlığı ve Çevre Üzerinde Etkisi*”, Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları.
- İlkılıç, C., Behçet, R., Aydın S., Aydın H. (2009). “*Dizel Motorlarında Azot Oksitlerin Oluşumu ve Kontrol Yöntemleri*”, 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09), 13-15 Mayıs, Karabük, Türkiye.
- Kandış, H., Katırcı, Y., Karapolat. B. S. (2009). “*Karbonmonoksit Zehirlenmesi*”, Düzce Üniversitesi Tıp Fakültesi Dergisi 11(3):54-60.
- Keskin, A. (2018). “*Pamuk Yağı Metil Esteri-Eurodizel Yakıt Karışımlarının Direkt Püskürtmeli Bir Dizel Motorunun Yanma, Performans Ve Emisyon Karakteristiklerine Etkisi*”, Abant İzzet Baysal Üniversitesi, Bolu Meslek Yüksekokulu, Otomotiv Programı, 14100, Bolu.
- Kimura, S. Ogawa, H. Matsui, Y. Enomoto, Y. (2002). “*An experimental analysis of low temperture and premixed combustion for simultaneous reduction of NOx and particulate emissions in direct injection diesel engines.*” Int. J. Engine Res. 3(4):249-59.
- Kline, S. J., and McClintock, F.A., (1953). “*Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments*”, Mech. Eng., s.3, January.
- Kökkülünk, G., (2012). “*Su Buharı Enjeksiyonlu Bir Dizel Motorunda Egzoz Gazları Geri Dolaşımının (EGR) Performans Ve Emisyonlara Etkilerinin İncelenmesi*”, Yüksek Lisans Tezi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Ladommatos, N. Abdelhalim, S. and Zhao, H., (1998). “*Control of Oxides of Nitrogen from Diesel Engines Using Diluents While Minimising the Impact on ParticlePollutants*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, pp. 963-980.
- Lee, Y. and Huh, K. Y., (2014). “*Analysis of different modes of low temperature combustion by ultra-high EGR and modulated kinetics in a heavy duty diesel engine*”, Applied Thermal Engineering 70 776-787
- Lif, A. and Holmberg, K. (2006). “*Water-in-diesel emulsions and related sytems, Advanges incolloid and interface science*”, 231-239.

- Mello, J.P. Mellor, A.M. (1999). “*NOx emissions from direct injection diesel engines with water/steam dilution*”, SAE paper 1999-01-0836.
- Mingrui, W. Sa, N. T. Turkson, R. F. Jinping, L. Guanlun, G. (2017). “*Water injection for higher engine performance and lower emissions*”, Journal of the Energy Institute 90 285-299.
- Miyamoto, N. Ogawa, H. Wang, J., (1995). “*NOx Reductions with Direct Water Injection into the Sub-Chamber of an IDI Diesel Engine*”, SAE Transactions, Vol. 104, Section 3: JOURNAL OF ENGINES, pp. 1085-1092 Published by: SAE International.
- Advanced Combustion Systems and Alternative Powerplants, (2000). “*Lecture 34, Module:7 HCCI Diesel Engines*”, https://nptel.ac.in/courses/112104033/pdf_lecture/lecture34.pdf
- Motor Çevrimleri ve Yakıtlar, (2013). “*Motorlu Araçlar Teknolojisi*”, T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara.
- Najt, P. M. and Foster D.E., (1983). “*Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion*”, SAE Paper 83-0264.
- Ozgun, C. Aydin, K. (2016). “*Effects of SCR System on NOx Reduction in Heavy Duty Diesel Engine Fuelled with Diesel and Alcohol Blends*”, Adv. Automob. Eng. 5:2 DOI: 10.4172/2167-7670.1000139.
- Özcan, H., (2005). “*Effect of Water Injection on The Performance of co Fuelled Spark gnition Engine*”, P.H.D Thesis in Mechanical Engineering, Gaziantep University Graduate School Of Natural & Applied Sciences.
- Polat, S., (2011). “*Dizel Motorlar*” Ders Notları, Hitit Üniversitesi Meslek Yüksekokulu.
- Prasad, H. S., Vijaj V. S., Gonsalvis, J. (2018). “*Effect of direct water injection at different crank angles on diesel engine emission and performance*”, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 376 012039 doi:10.1088/1757-899X/376/1/012039.
- Psota, M.A. Easley, W.L. Fort, T.H. Mellor, A.M. (1997). “*Water injection effects on NOx emissions for engines utilizing diffusion flame combustion*”, SAE Trans. J. Engines 106 1835–1843 (SAE 971657, Section 3).
- Reitz, R. D. (1998). “*Controlling D.I. Diesel Engine Emissions Using MultipleInjections and EGR*”, Combustion Science and Technology, Vol. 138, pp. 257-278.
- Reşitoğlu İ. A., (2018). “*Dizel Motorlarda Yanma Sonucu Oluşan NOx Emisyonları ve SCR Teknolojisi*”, 14th International Combustion Symposium.
- Saichaitanya, P. Simhadri, K. Vamsidurgamohan, G. (2013). “*Impact of Cold and Hot Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine*”, Int. Journal of Engineering Research and Applications Vol. 3, Issue 5, Sep-Oct 2013, pp.430-434.

- Sarvi, A. Kilpinenb, P. Zevenhovena, R. (2009). “Emissions from large-scale medium-speed diesel engines: 3.Influence of direct water injection and common rail”, FUEL PROCESSING TECHNOLOGY 222-231.
- Şahin, Z. Tuti, M. Durgun, O. (2014). “Experimental investigation of the effects of water adding to the intake air on the engine performance and exhaust emissions in a DI automotive diesel engine”, Fuel 115 884–895.
- Serrano, J. Jimenez-Espadafor, F. J. Lopez, A. (2019). “Analysis of the effect of different hydrogen/diesel ratios on the performance and emissions of a modified compression ignition engine under dual-fuel mode with water injection. Hydrogen-diesel dual-fuel mode”, Energy 172 702e711.
- Soruşbay, C. (2010). “Combustion in CI-Engines”, Internal Combustion Engines-ME422.
- Tesfa, B. Mishra, R. Gu, F. Ball, A.D. (2012). “Water injection effects on the performance and emission characteristics of a CI engine operating with biodiesel”, Renewable Energy 37 333-344.
- Thring, R. H., (1989). “Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI)Engine”, SAE Paper 89-2068.
- Tok, A., (2010). “Egzoz Gazı Resikülasyonunun (EGR) Motor Performansı Üzerideki Etkilerinin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı.
- Topcu, A., (2008). “Örnek Dizel Motorda Motorin Ve Kanola Yağından Elde Edilmiş Biyodizel İçin Egr Stratejilerinin Karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programı.
- Tucer, S., (2005). “Katı Yüzey Işınımı ile Gaz Yakıtlı Ocaklarda Isı Geçişinin Artırılması”, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.
- Tunca, S. Ayhan, V. Çay, Y. Cesur, İ., (2017). “Direkt Enjeksiyonlu Bir Dizel Motorunda Stabilize Emülsife Yakıt Kullanımının Etkilerinin İncelenmesi”, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği, Sakarya Üniversitesi, Türkiye, V. AYHAN/APJES 5-3 41-48.
- Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK), (2019). “Motorlu Kara Taşıtları İstatistikleri 2004”, erişim: 30 Mart 2019.
- Twig, M. V. ve Phillips, P. R., (2009). “Cleaning the Air We Breathe – Controlling Diesel Particulate Emissions from Passenger Cars”, Platinum Metals Rev., 53, (1), 27–34.
- Uyumaz, A. (2014). “Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli Bir Benzin Motorunda Supap Kalkmaz Miktarının Yanma ve Performansa Etkilerinin İncelenmesi”, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi, Türkiye.

- Uyumaz, A. Boz, F. Yılmaz, E. Solmaz, H. Polat, S., (2017). “*The Journal of Graduate School of Natural and Applied Sciences of Mehmet Akif Ersoy University*”, Special Issue 1: 15-24.
- Valero-Marco, J. Lehrheuer, B. Lopez, J.J, Pischinger, S., (2018). “*Potential of water direct injection in a CAI/HCCI gasoline engine to extend the operating range towards higher loads*”, Fuel 231 317–327.
- Wang, C. H. Chen, J. T., (1996). “*An experimental investigation of the burning characteristics of water-oil emulsions*”, Int. Commun Heat Mass Transfer 23(6):823-34.
- Yaldız, E., (2012). “*Dizel Motorlarında Azot Oksit Oluşumun Teorik ve Deneysel İncelenmesi*”, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul Teknik Üniversitesi, Türkiye.
- Yarlagadda, M., (2016). “*An analysis of NOx and PM emissions in idling and moving conditions of buses with EGR and Non-EGR engines running on biodiesel*”, Master of Science Degree in Civil Engineering, The University of Toledo.
- Yfantis, E. A., Zannis, T. C., Pariotis, E. G. ve Katsanis J. S., (2016). “*NOx Reduction Technologies for Marine Diesel Engines*”, International Conference, Green Transportation.
- Yokota, H. Kudo, Y. Nakajima, H. Kakegawa T. Susuki, T., (1997). “*A New Concept for Low Emission Diesel Combustion*”, SAE Paper 97-0891.
- Yolun, S., (2012). “*Emisyon Kontrol Yöntemleri*”, Lisans tezi, Selçuk Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Otomotiv Ana Bilim Dalı.
- Zhang, Z., Kang, Z., Jiang, L., Chao, Y., Deng, J., Hu, Z., Li, L., Wu, Z., (2017). “*Effect of direct water injection during compression stroke on thermal efficiency optimization of common rail diesel engine*”, 9th International Conference on Applied Energy, ICAE2017, 21-24 August, Cardiff, UK.
- Zhu, S. Hu, B. Akehurst, S. Copeland, C. Lewis, A. Yuan, H. Kennedy, I. Bernards, J. Branney, C., (2019). “*A review of water injection applied on the internal combustion engine*” Energy Conversion and Management 184 139–158.

ÖZGEÇMİŞ

15.06.1990'da Adapazarı'nda doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Sakarya'da tamamladı. 2008 yılında Sakarya Doğa Koleji'nden mezun oldu. 2009 yılında başladığı İstanbul Aydın Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü 2013 yılında bitirdi. 2014 yılında Sakarya Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine başladı. Daikin Türkiye Ar-Ge Merkezi'nde Soğutma Ar-Ge Mühendisi olarak iş hayatına devam etmektedir.