

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SİLİNDİRLİ DİSEL MOTORLARDA EGR UYGULAMASININ MOTOR
PERFORMANSI İLE EMİSYONLARA ETKİSİ**

OZAN ÖZVERAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI

DANIŞMAN
YRD.DOÇ.DR.ALP TEKİN ERGENÇ

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SİLİNDİRLİ DİSEL MOTORLARDA EGR UYGULAMASININ MOTOR
PERFORMANSI İLE EMİSYONLARA ETKİSİ**

Ozan ÖZVERAN tarafından hazırlanan tez çalışması 23.10.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd.Doç.Dr.Alp Tekin ERGENÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd.Doç.Dr. Alp Tekin ERGENÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd.Doç.Dr. Tarkan SALDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd.Doç.Dr. Burak OLGUN
İstanbul Aydın Üniversitesi

ÖNSÖZ

Tek silindirli Diesel motorlarda EGR kullanımının motor performansı ve emisyonlara etkisinin incelendiği bu yüksek lisans tez çalışmasında benden yardımlarını esirgemeyen tez danışmanın Yrd. Doç.Dr. Alp Tekin ERGENÇ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tüm yaşantım boyunca benim mutluluğum için hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan ve çalışmalarım sırasında maddi manevi büyük desteğini gördüğüm aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Ekim, 2013

Ozan ÖZVERAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT.....	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	5
1.3 Hipotez	6
BÖLÜM 2	
DİSESEL MOTORLARDA YANMA VE EMİSYONLAR	7
2.1 Diesel Motorlarda Yanma Olayı	7
2.2 Diesel Motorlarda Egzoz Emisyonları.....	10
2.2.1 Karbonmonoksit.....	11
2.2.2 Azot Oksitler ve Oluşum Mekanizması	13
2.2.3 Hidrokarbonlar	17
2.2.4 Partiküller.....	18
2.2.5 Kükürt Oksitler	19
BÖLÜM 3	
DİSESEL MOTORLARDA EGR VE UYGULAMA TEKNİKLERİ.....	23

3.1	Egzoz Gazı Geri Dönüşümü Hakkında Temel Bilgiler	23
3.2	Diesel Motorlarda EGR.....	25
3.3	Diesel Motorda EGR Uygulama Yöntemleri	27
3.3.1	Emiş Havası Kütlesine Göre Sınıflandırma	27
3.3.1.1	İlaveli EGR.....	27
3.3.1.2	Yer değiştirmeli EGR.....	27
3.3.2	Silindire Alınan Hava Sıcaklığına Göre Sınıflandırma	28
3.3.2.1	Soğuk EGR.....	28
3.3.2.2	Sıcak EGR.....	28
3.3.3	EGR'nin Uygulama Basıncına Göre Sınıflandırma.....	30
3.3.3.1	Düşük Basınç Çevrimli EGR.....	30
3.3.3.2	Yüksek basınç çevrimli EGR.....	31
3.3.3.3	Değişken Geometrilili Türbin Yöntemi	32
3.4	EGR Oranının Matematiksel Tanımları.....	33
3.4.1	Kütle Bazlı EGR.....	33
3.4.2	Hacim Bazlı EGR	33
3.4.3	Karbondioksit Konsantrasyonu Bazlı EGR.....	34
3.5	EGR'nin Diesel Motora Etkileri.....	35
3.5.1	EGR'nin Emiş Dolgusuna Etkisi	36
3.5.1.1	Emiş Dolgusu Kütlesindeki Azalma (Termal Kısma)	37
3.5.1.2	Emiş Dolgusunun Oksijen Konsantrasyonundaki Azalma (Seyreltme Etkisi).....	37
3.5.1.3	Emiş Dolgusunun Isıl Absorbsiyon Kapasitesindeki Artış (Termal Etki)	37
3.5.1.4	Emiş Dolgusu Sıcaklığındaki Artış	37
3.5.2	EGR'nin NO _x emisyonlarına etkisi	38
3.5.3	EGR'nin Silindir İçi Maksimum Basınca ve Isı Akısına Etkisi	39
3.5.4	EGR'nin Motor Gücüne Etkisi	41
3.5.5	EGR'nin Özgül Yakıt Tüketimine Etkisi.....	42

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMA.....	45
-----------------------	----

4.1	Deney düzeneği ve ekipmanları	45
4.1.1	Motor Teknik Özellikleri	47
4.1.2	DC Motor ve Load cell	48
4.1.3	PLC	49
4.1.4	Enkoder	51
4.1.5	Basınç sensörü.....	52
4.1.6	EGR valfi.....	54
4.1.7	Yakıt Sarfiyatı Ölçümü	55
4.1.8	Emisyon ölçümü	55
4.2	Deney Sonuçları	57

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE ÖNERİLER	63
5.1 Deney sonuçlarının yorumlanması	63
5.2 Öneriler	65
KAYNAKLAR	67
ÖZGEÇMİŞ	69

SİMGE LİSTESİ

CO	Karbon monoksit
CO ₂	Karbondioksit
H	Hidrojen
H ₂ O	Su
N ₂	Azot
NO	Azot Monoksit
NO ₂	Azot Dioksit
NO _x	Azot Oksitleri
O ₂	Oksijen
SO ₂	Kükürt Dioksit
SO ₃	Kükürt Trioksit
SO ₄	Kükürt Tetraoksit
SO _x	Sülfür Oksitleri
HC	Hidro karbon
EGR _{CO2}	Karbondioksit konsantrasyonu bazlı EGR
EGR _v	Hacim bazlı EGR
EGR _m	Kütle bazlı EGR
λ	Hava fazlalık katsayısı

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt ölü nokta
dak	Dakika
DGT	Değişken geometrili türbin
DI	Direk püskürtme
EGR	Egzoz gazı geri dönüşümü
HFK	Hava fazlalık katsayısı
IDI	Endirek püskürtme
K	Kelvin
Kcal	Kilo kalori
kg	Kilogram
ÖYT	Özgöl yakıt tüketimi
PM	Partikül madde
PN	Katı partikül sayısı
ppm	Milyonda bir
TG	Tutuşma gecikmesi
ÜÖN	Üst ölü nokta

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	Bir dizel motorunun tam gaz P-Q diyagramı	8
Şekil 2.2	Isı çıkış oranının krank açısına bağımlı değişimi	9
Şekil 2.3	Ham egzoz gaz kompozisyonları: a) Otto b) Dizel.....	11
Şekil 2.4	Dizel motorlarda difüzyon kontrollü yanma sırasında emisyonların oluşumu.....	11
Şekil 2.5	Dizel motorlarda partikül madde kompozisyonu	19
Şekil 3.1	EGR'nin Dizel motorlarında uygulanışı	25
Şekil 3.2	Dizel ve Otto motorlarında EGR'nin silindir dolgusunun ısı kapasitesine etkisi	26
Şekil 3.3	İlaveli ve Yer değiştirmeli EGR'nin şematik gösterimi	28
Şekil 3.4	Egzoz gazı geri dolaşımı.....	30
Şekil 3.5	Düşük basınç çevrimli EGR.....	31
Şekil 3.6	Yüksek basınç çevrimli EGR.....	32
Şekil 3.7	Motor emişinin %25'inin sıcak EGR ile değiştirildiği durumdaki emiş dolgusunun analizi	36
Şekil 3.8	Sıcak – Soğuk EGR karşılaştırması	39
Şekil 3.9	Yanma Karakterleri (Yer değiştirmeli EGR)	40
Şekil 3.10	Yanma Karakterleri (İlaveli EGR)	41
Şekil 3.11	Tam yükte soğuk EGR'nin güce etkisi	42
Şekil 3.12	1000 d/d'da soğuk EGR'nin özgül yakıt sarfiyatına etkisi.....	43
Şekil 3.13	1400 d/d'da soğuk EGR'nin özgül yakıt sarfiyatına etkisi.....	43
Şekil 3.14	1800 d/d'da soğuk EGR'nin özgül yakıt sarfiyatına etkisi.....	44
Şekil 4.2	Deney düzeneği resmi.....	46
Şekil 4.3	Antor 6 LD 400 Dizel motor.....	48
Şekil 4.4	DC motor ve Load cell	49
Şekil 4.5	S7-200 PLC modülleri ve ekranı	51
Şekil 4.6	Enkoder	52
Şekil 4.7	LeCroy marka osiloskop	53
Şekil 4.8	Kistler 5011 B marka amplifikatör.....	53
Şekil 4.9	Motora bağlanan EGR valfi	55
Şekil 4.10	AVL DICOM 4000 gaz analiz cihazı	56
Şekil 4.11	Farklı EGR oranlarındaki güç değişimi.....	57
Şekil 4.12	Farklı EGR oranlarındaki tork değişimi	57

Şekil 4.13	Farklı EGR oranlarındaki özgül yakıt tüketimi değişimi.....	58
Şekil 4.14	Farklı EGR oranlarındaki saatlik yakıt tüketimi değişimi	58
Şekil 4.15	Farklı EGR oranlarındaki ortalama efektif basıncın değişimi	59
Şekil 4.16	Farklı EGR oranlarındaki hava fazlalık katsayısının değişimi.....	59
Şekil 4.17	Farklı EGR oranlarındaki azot oksit emisyonlarının değişimi	60
Şekil 4.18	Farklı EGR oranlarındaki karbondioksit emisyonlarının değişimi	60
Şekil 4.19	Farklı EGR oranlarındaki karbonmonoksit emisyonlarının değişimi	61
Şekil 4.20	Farklı EGR oranlarındaki HC emisyonlarının değişimi	61
Şekil 4.21	Farklı EGR oranlarında maksimum güç devrindeki silindir içi basınç değişimi	62
Şekil 4.22	Farklı EGR oranlarında maksimum tork devrindeki silindir içi basınç değişimi	62

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1	Diesel binek otomobilleri için AB emisyon standartları.....	20
Çizelge 2.2	Hafif ticari araçlar için AB emisyon standartları-I.....	21
Çizelge 2.3	Hafif ticari araçlar için AB emisyon standartları-I.....	22
Çizelge 4.1	Deney motorunun teknik özellikleri.....	47
Çizelge 4.2	Piezo basınç dönüştürücüsü ve kuvvetlendiricisi özellikleri.....	54
Çizelge 4.3	AVL DICOM 4000 gaz analiz cihazına ait teknik değerleri.....	56

TEK SİLİNDİRLİ DİSEL MOTORLARDA EGR UYGULAMASININ MOTOR PERFORMANSI İLE EMİSYONLARA ETKİSİ

Ozan ÖZVERAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd.Doç.Dr.Alp Tekin ERGENÇ

Diesel motorlarının özgül yakıt tüketimi aynı boyutlardaki benzin motorunun özgül yakıt tüketiminden daha düşüktür. Bu yüzden özellikle ağır hizmet tipi araçlarda Diesel motorları tercih edilmektedir. Fakat partikül madde ve azot oksit emisyonları ise Diesel motorlarının en önemli dezavantajlarıdır.

İçten yanmalı motorlarda yanma odasındaki maksimum sıcaklık 1800 K'nin üzerine çıktığında, havanın içerisindeki azot ve oksijen kimyasal olarak birleşerek, azot oksit denilen ve insan sağlığına ve çevreye zararlı bir gaz haline dönüşür. Azot oksitler ise akciğerde, nemle birleşerek nitrik asit oluşturarak, solunum hastalıklarına yol açmaktadır.

Diesel motorlarının hava fazlalığı ile çalışması onların azot oksit oluşturma potansiyellerini arttırmaktadır. Bu çalışmada, Diesel motorlarından kaynaklanan azot oksit emisyonlarının azaltılması üzerinde durulmuş, bu amaçla tek silindirli bir Diesel motorunun egzoz gazları belirli oranlarda motorun emme hattına geri gönderilerek motor performansı ve egzoz emisyonlarındaki değişim izlenmiştir. Elde edilen sonuçlar normal şartlardaki sonuçlarla karşılaştırarak, geçerli emisyon normlarına ulaşmaya çalışılmıştır.

Yapılan deneyler sonucunda EGR uygulaması ile azot oksit emisyonlarında önemli ölçüde düşüş gözlemlenirken özgül yakıt tüketiminin kötüleştiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Diesel motoru, Diesel emisyonu, EGR, egzoz emisyon kontrolü

ABSTRACT

THE EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF EXHAUST GAS RECIRCULATION(EGR) ON ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS ON SINGLE-CYLINDER DIESEL ENGINES

Ozan ÖZVERAN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assist.Prof.Dr.Alp Tekin ERGENÇ

Specific fuel consumption of a Diesel engine is lower than a gasoline engine for the same dimension. Because of these Diesel engines especially has been preferred for heavy duty vehicles. But particulate emissions and nitrogen oxide emissions are the most important disadvantages of Diesel engines.

When temperature of combustion chamber rises beyond 1800 K in internal combustion engines, nitrogen and oxygen of air combine chemically and become a gas called nitrogen oxide which is harmful for human health and environment. Nitrogen oxides combine with humidity in lungs and become nitric and causes breathing illnesses.

Diesel engines use excess air for combustion, this increases nitrogen oxide production potential. In this research reduction of nitrogen oxide emissions from Diesel engines were investigated. For this purpose a single cylinder Diesel engine's exhaust gases

recirculated to the engine induction system on determined rates and changes in engine performance and exhaust emissions were traced.

When experiments resulted it is seen that nitrogen oxide emissions decreased drastically but specific fuel consumptions deteriorated.

Keywords: Diesel engine, Diesel emissions, EGR, exhaust emissions control

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Aşağıda araştırmacıların EGR hakkında yapmış oldukları çalışmalar ve elde ettikleri sonuçlar kısaca açıklanmıştır.

M.A.A. Nazha vd. 2,5 lt., 4 silindirli, direkt püskürtmeli bir Ford dizel motorunda, dizel motorlarda oluşan emisyonların kontrolü amacıyla su-dizel emülsiyonu, emme manifolduna su püskürtme ve EGR tekniklerini incelediği araştırmasında, 2500 dev/dk sabit devirde ve 2 bar sabit basınç altında püskürtme yapmıştır. Bunun sonucunda, 1:1 su-yakıt oranında NO_x seviyelerinde %60'lık bir azalmayla karşılaşmıştır. EGR ve su püskürtmenin birlikte yapıldığı şartlarda 1,5:1 su-yakıt oranında NO_x emisyonlarında %70'in üzerinde bir azalma görülürken, is emisyonlarında %60'a yakın artış görülmüştür[1].

Agrawal ve ark. tarafından yapılan çalışmada ise sabit hızlı, iki silindirli, dört zamanlı, hava soğutmalı bir direkt püskürtmeli bir Dizel motoru kullanılarak biyodizel karışımları kullanarak EGR oranının etkileri incelenmiştir. Çalışmalarında ilk olarak buğday kepeğinden elde edilmiş yağ esterleştirilerek biyodizel yakıta çevrilmiş, bu sayede viskozitesi azaltılmış, daha sonra motorin ile farklı karışımlarda karıştırılarak kullanılmıştır. Yanma odasına CO₂ ve su buharının, O₂ ve azot yerine girmesini sağlayarak, giriş havasının özgül yanma ısını arttırmayı ve giriş havasının O₂ konsantrasyonunu düşürmeyi amaçlamışlar, bu sayede NO_x emisyonlarını düşürmeyi hedeflemişlerdir. Bu amaçlarına ulaşabilmek için EGR yöntemini kullanmışlardır.

Motora egzoz gazlarının geri dönüşlerini sağlamak için gerekli borulama işlemlerini yaparak EGR sistemlerini ayarlamışlardır. Yakıt debileri 7025 model Cussons ölçüm cihazı ile, egzoz gazı emisyonları EXSA-1500 Horiba model gaz analiz cihazı ile ölçülmüştür.

EGR uygulamasının yüksek yakıt tüketimine sebep olurken emisyonları kötüleştirdiğini, EGR oranının değişiminin yüksek yüklerde yüksek oranda NO_x düşümüne, düşük yüklerde ise çok küçük seviyelerde NO_x azalmasına neden olduğunu görürken, azot oksit emisyonlarının yüke bağlı değişim gösterdiğini tespit etmişlerdir. Yine aynı şekilde EGR oranının is emisyonları üzerine yüke bağlı olarak etki ettiği belirtilmiştir. Düşük yüklerde EGR'nin termal verimi arttırdığını ve yanmamış hidrokarbonların tekrar yanmaya sokulmasının bunu nedeni olabileceğini belirtmişler, yüksek yüklerde termal verimin EGR oranından etkilenmediğini açıklamışlardır. Yakıt olarak biyodizel karışımları kullanıldığı takdirde, termal verim yakıtın içerisindeki biyodizel oranına göre artış göstermiştir, buna sebep olarak da biyodizel yakıtların içeriğinde bulunan oksijen gösterilmiştir. Çalışmalarında sonuç olarak bir dizel motorda biyodizel yakıtı kullanmanın, yada biyodizel katkılı dizel yakıt kullanmanın karışımın oksijen içeriğini arttırmışından yüksek termal verim, düşük egzoz gazı sıcaklıkları sağladığı ve yine yüke bağlı olarak farklı seviyelerde NO_x ve is emisyonu seviyelerine ulaşıldığı belirtilmiş, %20 biyodizel katkısı bulunan yakıtta %15 EGR'nin optimum sonuçlara yol açarak en yüksek verim/en düşük emisyonu sağladığı belirtilmiştir[2].

Abd-Alla ve ark. tarafından yapılan araştırmada bir IDI dizel motorunda (Ricardo-E6) EGR uygulamasının sonucundaki giriş sıcaklıklarının değişimi ve seyreltici katkı maddelerinin kullanılmasının etkileri araştırılmıştır. Seyrelticilerin kullanıldığı takdirde ortamdaki oksijenle yer değiştirdiği, bu sayede giriş havasından gelen oksijen miktarının azaldığı belirtilmiş, termal kapasitenin arttığı ve CO₂ ve N₂ oluşumlarının da sonuç olarak arttığı belirtilmiştir. Sıcak EGR havasının yanma işlemine sokulmasının ise azot oksit oluşumlarını büyük miktarlarda azalttığının altını çizmişlerdir[3].

Agrawal ve arkadaşlarının 1323cc'lik, 9.3 kW'lik, iki silindirli, dört zamanlı, hava soğutmalı, DI dizel motoru kullanarak yapmış oldukları çalışmanın sonucunda; sabit güçte EGR oranının %0-21 arasında değişiminde, egzoz gazlarının sıcaklığının sürekli bir

düşüşe sahip olduğu gözlemlendiği belirtilmiştir. Egzoz gazı sıcaklığının düşüşünün NO_x oluşumunu azalttığı gözlemlendiği belirtilmiştir. Bu sıcaklık düşüşünün termal verimi değiştirmedeği, bu sebeple EGR'nin termal verim üzerinde bir etkisinin olmadığı vurgulanmıştır. Buna rağmen, yüksek yüklerde ve EGR oranı %15'in üzerinde olduğu durumlarda, termal verimin çok az da olsa düşme eğilimi gösterdiği belirtilmiştir. Bu durum, taze oksijenin EGR sonucunda geri dönen egzoz gazları ile yer değiştirmesi ile açıklanmıştır. Yine yüksek yüklerde EGR oranı arttırıldıkça egzoz gazının opasitesinde artma gözlemlediklerini belirtmişlerdir. Düşük yüklerde ise, opasitedeki artışın EGR ile aynı oranlarda olduğunu gözlemlemişlerdir. Sonuçlarında EGR'nin NO_x emisyonlarını düşürmeye yardım ettiğini, buna karşın yüksek yüklerde önemli miktarda PM emisyonlarında artış tespit ettiklerini ve NO_x emisyonu ile is emisyonu arasında bir alış veriş olduğunu fark ettiklerini belirtmişlerdir[4].

Mergen tarafından yapılan araştırmada, kısmi yüklerde çalışan bir dizel motorunda NO_x emisyonlarını azaltmak için EGR yöntemi uygulanmıştır. Yapılan uygulamalar sonucunda kısmi yük şartlarında, %40 EGR oranı uygulandığında, NO_x emisyonlarında %56'ya varan iyileşmeler tespit edilmiş, fakat buna karşılık yanmanın aşırı kötüleşmesi sonucunda diğer kirleticilerden, is miktarının %422, CO ve CO_2 emisyonlarının ise %34 mertebelerinde kötüleştikleri, aynı zamanda ÖYT'nin de kötüleştiği belirtilmiştir. Ağırlaşan yük koşulları ile birlikte O_2 , λ , CO, CO_2 ve is değişimlerinde artış gözlemlenirken, NO_x değişiminin orta yüke kadar artan bir eğim içinde arttığı, ağır yüklere doğru değişim miktarının azaldığı araştırmanın sonuç kısmında belirtilmiştir. Moment, güç ve ÖYT'nin ise kısmi yüklerde EGR oranının değişiminden etkilendiğinin gözlemlendiği yine sonuç kısmında belirtilmiştir[5].

Aldajah ve arkadaşları bir IDI motorda EGR sonucunda motor yağında oluşan aşınmaları incelemiş ve EGR'nin, dizel motorda, NO_x emisyonlarını düşürmesine rağmen, motor yağındaki bozulmaları is parçacık emisyonlarını ve asit içeriğini arttırmak suretiyle hızlandırdığı sonucuna varmışlardır[6].

Hountalas vd. ağır hizmet dizel aracı motorunda çeşitli EGR oranları için EGR gazı sıcaklığının performans ve emisyonlara etkilerini inceledikleri çalışmalarında EGR gaz sıcaklığının motor verimi, maksimum yanma basıncı ve is emisyonlarına negatif etki

ettiğini ortaya çıkartmıştır. Verim ve ise olan etki motorun düşük hızları ve yüksek EGR oranlarında daha belirgindir. Bunun yanında sıcak EGR gazlarının hava/yakıt oranına da olumsuz etkisi olduğu belirlenmiştir. Sıcak gazların oksijen konsantrasyonunu azaltması is oluşumunu arttırdığı gibi is partiküllerinin oksitlenmelerini de olumsuz etkilemiştir. Araştırmada EGR gaz sıcaklığına bağlı dolgu sıcaklıklarının artması ve dolgudaki oksijen miktarının azalmasının NO oluşumuna katkısının önemsiz miktarda olduğu, bu durumun bilhassa yüksek EGR oranlarında daha bariz olduğu belirtilmiştir. Netice olarak NO_x emisyonlarını azaltmak için EGR uygulandığında verimi düşürmemek ve is miktarını arttırmamak için kesin olarak EGR soğutucu uygulanması tavsiye edilmiştir.[7].

Maiboom vd. çeşitli EGR stratejilerinde EGR'nin yanma, NO_x ve is emisyonlarına etkilerini araştırdıkları çalışmalarında çeşitli neticelere varmışlardır. Buna göre EGR'den kaynaklanan taze dolgu sıcaklığının artmasına bağlı olarak farklı koşullarda NO_x emisyonlarının arttığı ve de azaldığı tespit edilmiştir. EGR gaz sıcaklığının NO_x emisyonlarına etkisi için motorun çalışma şartlarının önemli olduğu belirtilmiştir. Düşük yük sabit silindir basıncı koşullarında yüksek EGR oranlarıyla çok düşük NO_x ve PM emisyonları elde edilebileceği belirlenmiştir. Buna sebep olarak yüksek seyrelmeye bağlı olarak geciken tutuşma gösterilmiştir. Bahsedilen şartlarda özgül yakıt tüketiminin %10 mertebesine kadar artabileceği, CO ve HC emisyon seviyelerinin yükselebileceği vurgulanmıştır[8].

Yang ve Minggao common rail püskürtme sistemli bir dizel motorda EGR uygulamasının deneysel araştırması konulu çalışmalarında yüksek hızlı dizel motorları için de EGR uygulamasının NO_x azaltmada oldukça etkili olduğu sonucuna varmışlardır. %50 EGR oranına kadar yapılan testlerde NO_x düşüşünün %73 ilâ %88 oranlarında olduğu tespit edilmiştir. Soğuk EGR ile NO_x düşüşünün sıcak EGR'ye nazaran daha fazla olduğu da ayrıca belirtilmiştir[9].

PM emisyonlarının EGR yapılarak arttığı, artışın EGR oranının artışıyla sürdüğü kaydedilirken EGR soğutulduğunda PM de düşüş olduğu da belirlenmiştir. Bu arada yüksek EGR oranlarının HC emisyonları çok fazla arttırdığı, bu durumun kısmî yük koşulları daha az etkili olduğu gözlenmiştir[9].

Marques vd. biyodizel kullanımında EGR uygulaması ile NO_x emisyonlarının düşürülmesi konusunda yaptıkları çalışmada yükselen EGR oranlarıyla NO_x emisyonlarının düştüğünü gözlemiştir. Daha yüksek yüklerde bu düşüşün daha da yüksek olduğu belirtilmiştir. Çalışmadan ortaya çıkan önemli bir gözlem ise bütün biyodizel karışımlarının, motorinin EGR uygulanmadığı durumundaki en düşük salımından daha düşük NO_x emisyonu meydana getirmesidir. Biyodizel karışımlarına uygulanan EGR ile CO emisyonlarının motorine göre daha düşük çıkması ise yakıttan kaynaklanan fazla oksijene dayandırılmıştır.[10]

M.M.Abdelaal ve arkadaşları doğal gaz yakıtlı EGR'li Diesel motorunda yanma ve emisyon performanslarını incelemiştir. Tek silindirli bir Diesel motorunu, ana yakıt doğal gaz pilot yakıt Diesel yakıtı olacak şekilde modifiye etmişlerdir. Çeşitli oranlarda EGR yaparak sonuçları irdilemişlerdir. Çift yakıtlı durumda kısmi yükte daha düşük termal verim ve silindir içi basınç olmasına rağmen, daha yüksek yüklerde bu durum tersine olmuştur. Çift yakıtlı sistemde NO_x emisyonlarında EGR kullanımıyla belirgin bir düşüş olurken, HC ve CO emisyonlarında özellikle kısmi yüklerde bir artış olmuştur. EGR kullanımıyla bu emisyonlarda bir düşüş sağlanabilir fakat standart Diesel motoruna göre bir iyileşme sağlanamaz[11].

1.2 Tezin Amacı

Sahip olduğu birçok avantaja rağmen dizel motorlar, atmosfere attığı yüksek miktarda NO_x emisyonu ve is partiküllerinden dolayı, özellikle yolcu ve yük taşımacılığında yüksek oranda karayolu ulaşımını kullanan ülkelerde hava kirliliği açısından ciddi problem oluşturmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranı ve yüksek hava fazlalık oranıyla çalışan dizel motorlarda, yüksek sıcaklıklarda ve havadaki azotla oksijenin reaksiyona girmesiyle oluşan NO_x oluşumunun önüne geçmek için kullanılması elverişli metotlardan birinin deneysel olarak analizi yapılmıştır. Bu tezin amacı, değişik EGR oranlarında elde edilen emisyon oranları incelenip, özellikle NO_x emisyonunu minimum seviyeye getirebilecek şartlar aranacaktır.

1.3 Hipotez

Dünya genelinde motorlar üzerinde yapılan çalışmalar yakıt tüketimini düşürecek, egzoz emisyonlarını sınırlandıracak sistemler etrafında yoğunlaşmıştır. Bu konuda çalışma talepleri dikkate alındığında bu çalışma ile kullanılacak EGR uygulamasının optimum oranının geliştirilmesi ile ilgili somut sonuçlar elde edilecek ve diğer emisyon kontrol yöntemleri de uygulandığında elde edilecek sonuçlarla da karşılaştırılabilecektir.

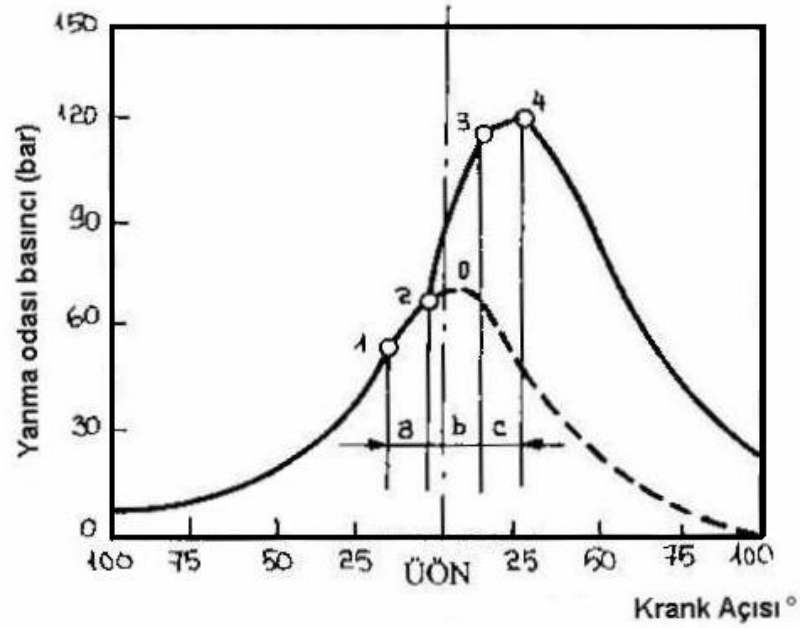
DİSEL MOTORLARDA YANMA VE EMİSYONLAR

2.1 Diesel Motorlarda Yanma Olayı

Diesel motorlarında emisyon ve yakıt tüketimi kontrolü açısından çok önemli olması nedeniyle, yanma olayının anlaşılması gerekmektedir. Yanma sırasında silindirde meydana gelen fiziksel ve kimyasal işlemler oldukça karmaşık olduğundan yapılan değerlendirmeler pratikte farklılık arz edebilir. Ancak yine de bu değerlendirmelerle, bir dizel motordaki yanma sırasında NO_x , HC ve CO kirleticilerinin nasıl oluştuğu daha iyi anlaşılabilir. Diesel motorlardaki yanma işlemi, Şekil 2.1'deki P-Q diyagramında da görüldüğü gibi, dört safhada incelenebilir.

Bunlar;

- Tutuşma gecikmesi safhası
- Kontrolsüz (Ön karışmalı) yanma safhası
- Kontrollü yanma safhası
- Son yanma safhası



Şekil 2.1 Bir dizel motorunun tam gaz P-Q diyagramı [12]

Tutuşma gecikmesi yakıtın püskürtölme başlangıcı ile ilk yakıt alevinin oluşması arasındaki zaman farkı olarak ifade edilir ve bu safha Şekil 2.1.'deki 1-2 noktaları arasındadır. Bu safhada, basınçta önemli bir değışme olmaksızın, yakıtın yanmaya hazırlanması için gerekli fiziksel ve kimyasal değışimler meydana gelmektedir. Yakıt enjektör tarafından püskürtölüğünde havanın içinde buharlaşarak oksitlenmeye başlar. Normal çalışma koşullarında en az tutuşma gecikmesi enjeksiyonun ÜÖN'den 10-15° önce başlaması halinde gerçekleşmektedir. Tutuşma gecikmesi sonuna kadar daha fazla yakıt buharlaşırsa, daha fazla oksitlenme olur. Hatta enjekte edilen yakıtın silindirde bulunan sıkıştırılmış sıcak havaya oranla oldukça soğuk olması ve buharlaşması sırasında ısı alması nedeniyle, silindir basınç ve sıcaklık artış hızında bir yavaşlama olmaktadır. Tutuşma gecikmesi esnasında günümüz motorlarında tam yük durumunda yakıtın yaklaşık % 5- %10 kadarı püskürtölür [12].

Tutuşma gecikmesinin süresi;

- Yakıtın özellikleri,
- Sıkıştırılan havanın basınç ve sıcaklığı

- Havanın silindir içerisindeki türbülans derecesi gibi faktörlere bağlıdır.

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi ikinci safha 2-3 noktaları arasındaki bölümdür ve araştırmacılar bu safhayı “ön karışmalı yanma safhası” veya “hızlı basınç artışı safhası” olarak isimlendirir. Tutuşma gecikmesi safhasında, yanma odası içerisinde yanmaya hazır hale gelen karışımın alevlenmesinin yanı sıra, yanma odasına püskürmeye devam eden yakıtın da bir kısmı yanmaktadır.

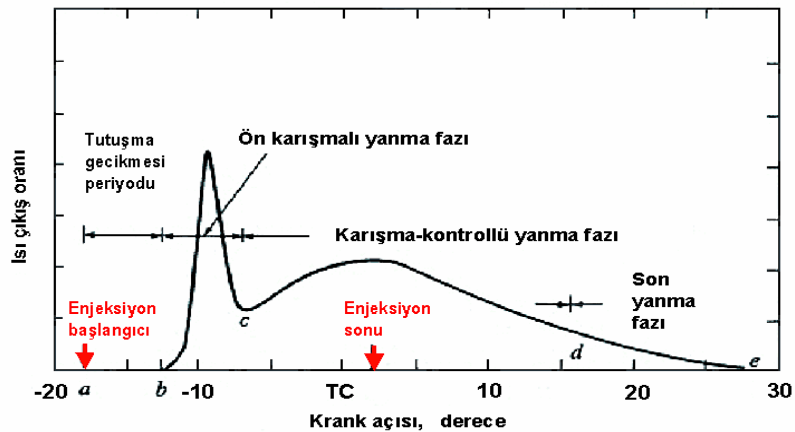
Bir dizel motorundaki yanma iki biçimde gerçekleşmektedir:

1. Ön karışmalı yanma

2. Difüzyon yanma

Ön karışmalı yanma; Bir silindire yakıt enjekte edilip buharlaşarak gaz haline geldiğinde ve sıkıştırma ile ateşlendiğinde meydana gelir.

Difüzyon yanma; Enjekte edilen fakat buharlaşması tamamlanmamış yakıt damlacıklarının yanmasıdır. Ön karışmalı yanma güçlü olduğunda, ısı verim yüksek fakat azot oksitler (NO_x) büyük miktarlardadır. Difüzyon yanma yavaşça ilerlediğinde, yanma periyodunun uzunluğu ile orantılı olarak siyah duman emisyonları artar ve ısı verim azalır. Bu nedenle bir dizel motorunda egzoz emisyonları ve yakıt tüketimini birlikte azaltmanın kilit noktası, Şekil 2.2’de görüldüğü gibi ön karışmalı yanmanın optimum olarak sınırlandırıldığı ve difüzyon yanmanın is optimum olarak artırıldığı iki-fazlı bir yanma işleminin gerçekleştirilmesidir [13].



Şekil 2.2 Isı çıkış oranının krank açısına bağlı değişimi [13]

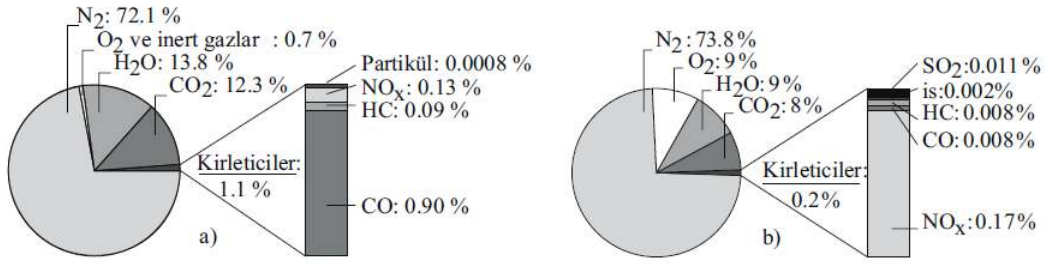
Üçüncü safha Şekil 2.1’de gösterilen 3-4 noktaları arasındaki safhadır ve araştırmacılar tarafından “kontrollü yanma safhası” olarak isimlendirilir. Ön karışma yanma safhasının sonunda, yakıtın bir kısmı henüz enjekte edilmemiştir veya yanamayacak kadar zengin bir bölgededir. Enjeksiyon devam etmekte ve yakıt, başlangıç yanmasının ısı vermesi ve türbülansın etkisiyle buharlaşmaya ve hava ile karışmaya devam etmektedir. Bu durum hızla daha fazla gaz üretir ve gerekli hava/yakıt oranı ile yanma devam eder. Bu faz difüzyon kontrollü veya karıştırma kontrollü yanma fazı olarak adlandırılır ve ideal olarak kalan tüm yakıtı tüketir. Bu bölüm, maksimum gaz sıcaklığına ulaşılan krank açısında sona erer. Üçüncü bölümdeki sıcaklık artışı, ikinci bölüme oranla daha yavaştır. Çünkü, oksijen miktarı azalmış, karışım yanma ürünleri ile karışmış ve piston da ÜÖN’den biraz daha uzaklaşmıştır.

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi dördüncü safha, 4 noktasından sonraki bölümdür ve “son yanma safhası” olarak bilinir. Bu safhanın genişliği, yüksek hızlı motorlarda daha uzundur. Sonradan yanma tüm dizel motorlarında olmaktadır. Ancak yüksek hızlı motorlarda, düşük hızlılara oranla daha uzundur.

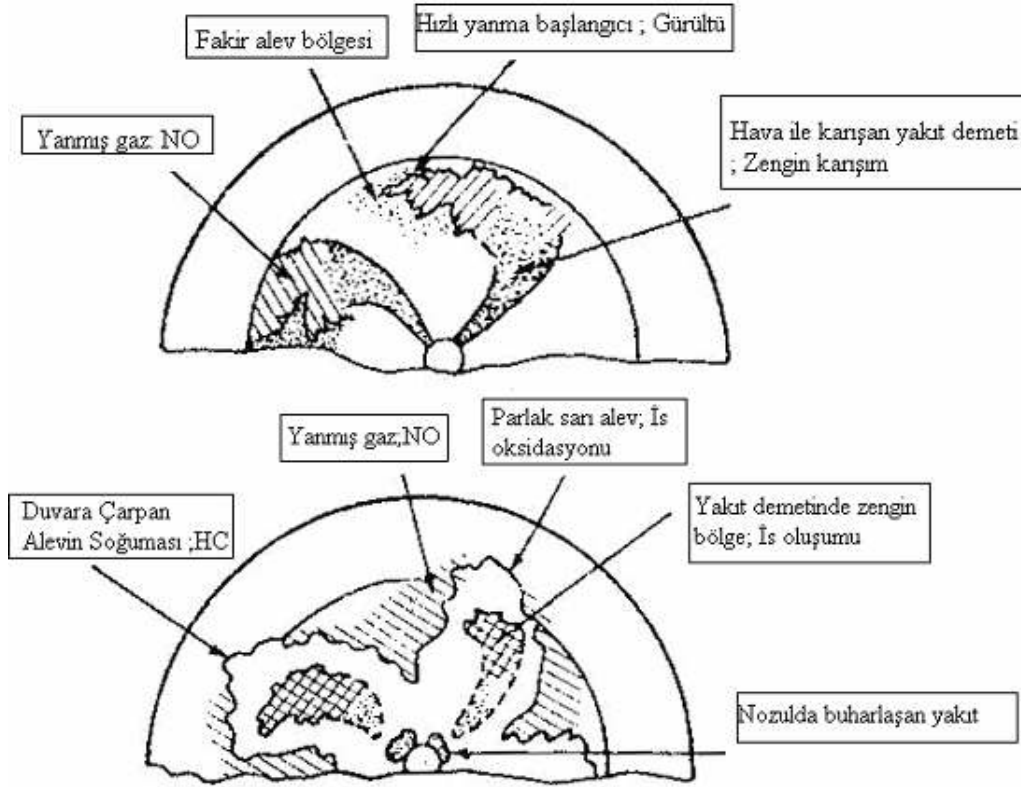
Dizel motorlarında yanma süresini etkileyen parametreler, yanma safhalarında ayrı ayrı belirtilmiştir. Yanma safhalarında dikkat edilirse ikinci safhanın önemi çok fazladır. Dizel emisyonları ve yakıt tüketimini azaltmak için bu safhada etkili olan parametrelerin araştırılması ve geliştirilmesi gerekir. İkinci safhada geliştirilmiş ve hala geliştirilen en önemli parametre enjektörün yakıtı enjekte etme süre, fazı ve zamanlamasıdır.

2.2 Dizel Motorlarda Egzoz Emisyonları

Motorlarda C_xH_y genel molekül yapısıyla gösterilen yakıtların ideal tam yanma reaksiyon ürünleri N_2 , O_2 , CO_2 ve su buharı (H_2O)’dır. Gerçekte ise yanma tam olarak gerçekleşemez ve bu reaksiyon ürünlerine yanmamış hidrokarbonlar (HC), karbonmonoksitler (CO), azotoksitler (NO_x) ve partikül maddeler (PM) eklenir. İnsan sağlığına olumsuz etkileri olan bu ürünlerin yanı sıra canlıların sağlığına doğrudan etkisi olmayan karbondioksit, sera etkisi üzerinde kısmî etkisi bulunan bir gazdır[14].



Şekil 2.3 Ham egzoz gaz kompozisyonları: a) Otto b) Dizel[14]



Şekil 2.4 Dizel motorlarda difüzyon kontrollü yanma sırasında emisyonların oluşumu[15]

2.2.1 Karbonmonoksit

Yanma ürünleri arasında CO bulunmasının ana nedeni oksijenin yetersiz olmasıdır. Yanma odasının tümü ele alındığında oksijen genel olarak yetersiz olabileceği gibi,

karışımın tam homojen olmaması durumunda yanma odasının belirli bir konumunda yerel olarak yetersiz de olabilir. Temel olarak CO oluşumu hava fazlalık katsayısının (HFK) kuvvetli bir fonksiyonu olarak değişmektedir [16]. Yanma sırasında CO oluşumu su gazı dengesi olarak adlandırılan,



Denklemleri ile belirlenmektedir. Yüksek alev sıcaklıklarında bu denge reaksiyonundan CO₂ miktarına oranla daha fazla CO elde edilir. Ancak sıcaklık düştükçe CO'nun CO₂ şekline oksidasyonu söz konusudur. Bu bakımdan fakir veya stokiometrik karışımlarda egzoz gazları içerisindeki CO miktarı daha az olurken, zengin karışımlarda soğuk egzoz fazları içerisinde bile O₂ yetersizliği nedeniyle yüksek miktarda CO bulunmaktadır [16]. Yanma sırasında, alev cephesinin iç tarafında ulaşılan yüksek sıcaklık bölgesinde çok miktarda CO oluşmaktadır. Ancak gazların daha sonra genişlemesi ve soğuması sırasında, oksidasyon sonucu CO, CO₂'ye dönüşmektedir. Sıcaklıkların genişleme zamanında daha da düşmesi halinde, denge reaksiyonu sıcaklıktaki düşüşü takip edemediğinden egzoz gazları içerisindeki CO miktarı beklenilenden daha fazla olacaktır [16].



şeklinde tanımlanan bu denge reaksiyonu sıcaklığa bağlı olarak oluşmaktadır. Bu nedenle yanma odası sıcaklığının düşürülmesi CO emisyonunu azaltmaktadır [16]. Dizel motorları ise genellikle fakir karışım oranları ile çalıştığından, CO emisyonu düşük olmaktadır. Yakıt demetinin civarında, yanmanın gerçekleştiği bölgede karışım yerel olarak zengindir. Ancak genelde karışımın fakir olması, CO emisyonunun düşük düzeylerde kalmasını sağlamaktadır [16]. Katalitik dönüştürücülü sistemlerde CO, egzoz gazında arta kalan O₂ ile reaksiyona sokularak CO₂ gazına dönüştürülür ve CO emisyon değerleri aşağıya çekilebilir.

2.2.2 Azot Oksitler ve Oluşum Mekanizması

Yanma sonucu ulaşılan yüksek sıcaklıklarda, havanın içerisindeki azotun oksijen ile birleşmesi sonucu azot oksitler meydana gelmektedir. NO_x içerisinde ana eleman olarak genellikle NO bulunmaktadır. Egzoz gazlarının daha sonra atmosfere atılması sonucu oksijenle temasında NO'nun bir kısmı NO_2 ve öteki NO'lere dönüşmektedir. Bu bakımdan NO_x oluşumunu etkileyen iki önemli parametre yanma odası sıcaklığı ve hava/yakıt oranıdır. Ayrıca kimyasal reaksiyon hızları da etkili olmaktadır. Ancak bu hızlar da sıcaklığa bağlıdır [17].

Kimyasal denge hesapları sonucu saptanan NO_x miktarı, motordaki yanma koşullarında elde edilen miktar ile uyuşmamaktadır, çünkü motor koşullarında yanma ürünlerinin kimyasal dengeye ulaşması için yeterli zaman bulunmamaktadır. Reaksiyon hızları sıcaklığa bağlıdır. Bu nedenle erişilen en yüksek sıcaklık değerinde NO_x için kimyasal denge sağlanamadan yanmış gazların sıcaklıkları düşüş gösterir [17].

Kimyasal denge durumundan bir diğer sapma da yanmış gazların soğuması sırasında gerçekleşir. Sıcaklığın düşmesi ile NO_x 'lerin tekrar N_2 ve O_2 'ye ayrışması beklenirken, reaksiyon hızının düşük sıcaklıklarda çok düşük olması nedeniyle bu reaksiyonlar da yavaşlar. Böylece daha yüksek sıcaklıklarda elde edilmiş olan NO_x miktarları dondurulmuş olur. Başlangıçta, NO_x miktarı reaksiyon hızlarının denge durumundaki koşulları sağlayacak kadar fazla olmaması (reaksiyon hızının sonlu olması) nedeniyle denge durumuna göre düşük olmaktadır. Belli bir zaman aralığından sonra ise, sıcaklıkların düşmesi sonucunda reaksiyonlar donar ve egzoz gazları içerisindeki miktar daha önce erişilen maksimum sıcaklık miktarına orantılı bir seviyede kalır. Çünkü azot oksitlerin oluşumu ayrıca reaksiyon hızına ve reaksiyonların tamamlanması için mevcut zamana bağlıdır [17].

NO_x oluşumu aynı zamanda oksijen miktarına da bağlıdır. Bu nedenle zengin karışımlarda NO seviyesi düşmektedir. Maksimum değere ise %10 fakir karışımlarda ulaşılmaktadır. Karışımın hava miktarı daha da arttırıldığı zaman yanma sıcaklıkları da düşeceği için NO miktarı da birlikte azalacaktır.

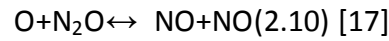
Azot oksit oluşumunu tanımlayan ana denklem,



Şeklinde Eyzat ve Guibet tarafından tanımlanmıştır. Ancak bu reaksiyon, olayı tam olarak tanımlanmadığından Newhall ve Starkman tarafından NO oluşumu Zeldovich zincir reaksiyonları ile tanımlanmıştır: [17]



Lavoie ise değiştirilmiş Zeldovich reaksiyonlarını kullanmıştır:



Annand da bu reaksiyonlara eklemeye bulunmuştur:



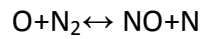
Benzin motorlarından NO oluşumu temel prensiplere uygun olarak gerçekleşmektedir. Alev cephesinin ilerlemesi ile yanan karışımın bulunduğu bölgede NO oluşumu da başlamaktadır. Yanma tamamlanıp, pistonun AÖN'ya doğru hareketi ile yanmış gazlar genişlemeye ve soğumaya başladığında ise NO oluşumu durmaktadır. Bujiye daha yakın bölgelerde yanma daha erken başladığından NO oluşumu için tanınan zaman da daha fazla olmaktadır. Sonuç olarak bu bölgelerdeki NO miktarı daha fazla olmakta ve yanma odası içerisinde farklı NO konsantrasyonu meydana gelmektedir [17].

Dizel motorlarındaki heterojen yanmada, önceden hazırlanmış bir karışım bulunmamakta, yakıt ile havanın karışımı ve yanma olayları iç içe olarak gerçekleşmektedir. Bu durumda, NO oluşumunu belirleyen kimyasal reaksiyonlar

değişmediği halde ortamın fiziksel şartları farklılık göstermektedir. Yakıt damlasının buharlaşması ve yanması sonucu damlacık etrafında oluşan alev bölgesinde yüksek sıcaklıklar mevcuttur. Damlacıktan uzaklaşıldıkça sıcaklık düşerken, oksijen (ve hava) konsantrasyonu artmaktadır. Bu nedenle benzin motorlarındaki homojen karışıma oranla burada daha karmaşık bir durum mevcuttur. Burada toplam NO oluşumu sıcaklığa ve damlacık etrafındaki akış alanını etkileyen birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir. Ayrıca dizel motorlarında karışım oranı (HFK) motorun yük durumuna göre değiştirildiğinden, artan yükte birlikte NO_x miktarı da artmaktadır. Ancak bu durum ön yanma odalı dizel motorlarında daha farklıdır [17].

Genelde stokiyometrik orana yakın hava yakıt karışımlarında yanma sırasında NO oluşur. NO oluşum hızı alevin geçmiş olduğu bölgelerdeki gaz sıcaklığına ve karışım oranına bağlıdır. Isı açığa çıkma hızının artması NO oluşumunu arttıracaktır. Stokiyometrik karışımlardaki NO oluşumu maksimum iken karışım zenginleşip fakirleştikçe oluşan NO miktarı da azalır [15], [18].

Yanma olaylarında oluşan NO için Zeldovich mekanizmasına göre $O_2 \leftrightarrow 2O$ oluşunca zincir teşkil eden serbest radikallerde NO doğmaktadır;



Bu reaksiyonların aktivasyon enerjileri büyük olduğundan her iki reaksiyonun da düşük sıcaklıklardaki hızları oldukça düşük olmaktadır [15], [18].

Bu arada alevin son yanma bölgesinde NO teşekkülü başlamadan önce esas yanma reaksiyonlarının dengeye ulaştığı kabul edilebilir. Yukarıdaki mekanizma hava fazlalık katsayısı (HFK) 0,8'den büyük olan zenginlikte veya fakir karışımlar için geçerlidir. $HFK \leq 0,8$ ise ilave olarak;



reaksiyonu önem kazanmaktadır.

NO oluşumunun en kritik safhaları ilk yanma başlangıcı ve maksimum silindir basıncının olduğu durumlardır. Oluşan ilk alev cephesi silindir basıncı yükseltmesi ve dolayısıyla

sıcaklığı yükseltmesi bakımından oldukça önemlidir. Maksimum silindir basıncından hemen sonra silindir içindeki sıcaklık hacim genişlemesi sonucu düşmeye başlar. Silindir içindeki basıncın ve sıcaklığın düşmesi NO (Azot monoksit) oluşum reaksiyonlarının durmasına neden olmaktadır. Bu aşamadan sonra NO tekrar geri parçalanır, N₂ ve O₂, NO gazını meydana getirmeden egzoz sisteminden dışarı atılır [15].

Bu olay dizel motorlarında benzinli motorlara nazaran daha hızlı gelişmektedir. NO alev cephesinin hem önünde, hem de arkasında oluşur. Motorda yanma yüksek basınç altında olduğundan alev bölgesi çok incedir (~0,1 mm) ve alevin bu bölgede bulunma zamanı çok kısadır. Yakıtın erken püskürtülmesi sonucu karışım yanarken sıkıştırma işlemi devam edeceğinden, alev cephesinin geçmiş olduğu bölgedeki karışımın sıcaklığı yanmadan sonra bile artacaktır. Bu yüzden alev cephesinin geçmiş olduğu bölgelerde, alev cephesinin önündeki bölgeye göre daha fazla NO oluşacaktır [15].

Alev bölgesinde oluşan NO aşağıdaki reaksiyonla atmosferde NO₂'ye dönüşecektir;



Azot oksit oluşumunu etkileyen bir çok faktör bulunmasına rağmen iyi bir yanma sonucunda sıcaklık yükselir ve sıcaklık 1800 K'in üzerine çıktığı zaman ve buna bağlı olarak da oksijen moleküllerinin ayrılması ile beraber NO_x oluşum hızı da artmaktadır [19].

Kararlı ve kararsız olan azot oksit bileşikleri atmosferdeki oksitleyici maddelerle reaksiyona girer ve bu kimyasal reaksiyonlar sonucu fotokimyasal sis oluştururlar. Atmosferdeki HNO₃ ise asit yağmurlarının oluşmasına yardımcı olmaktadır. Termal NO_x oluşumunda aktivasyon enerjisi çok önemli bir etkiye sahip olduğundan bu tür NO_x oluşumu sıcaklığa çok bağımlıdır ve pik alev sıcaklıklarında gerçekleşmektedir. Yüksek sıcaklık ve yüksek O₂ konsantrasyonu NO oluşumunu teşvik etmektedir. NO_x kontrol teknolojisi bu iki değişkenden birini veya ikisini aynı anda kontrole yönelmektedir. Yakıt molekülündeki kimyasal olarak bağlı azot bileşiklerinin oksidasyonu "yakıt NO_x'i"ni oluşturmaktadır. Fosil yakıtlarda azotlu organiklerin oranı sıvı ve katı yakıtlarda % 0.5-3.0 oranında, doğal gazda ise ihmal edilebilir oranlarda bulunmaktadır. Azotlu organik bileşiklerin artması ile yakıt NO_x 'i de artmaktadır. Ağır fuel oil ve kömürün yanması

esnasında oluşan NO_x 'in %50-90'ı yakıt NO_x 'i orijinlidir. Bunu etkileyen en önemli husus yakıtta bağlı azotun oksijen kullanma kabiliyetidir. Zira atmosferik N_2 oldukça stabildir (bağ parçalanma enerjisi 225 kCal/mol). Oysa yakıtta bağlı N için bu miktar 60-150 kCal/mol arasındadır. Bundan dolayı yakıtta bağlı N'un aktivasyon enerjisi moleküler N_2 'a göre oldukça düşüktür. Sonuçta bu tür azot hava oksijeni ile sıcaklığa bağlı olmaksızın hızla birleşebilmektedir [19].

Yakıt azotundan kaynaklanan NO_x oluşumu yakıt/hava oranından kuvvetle etkilenmektedir. Zayıf ve stokiometrik şartlarda yüksek oranda NO_x oluşurken zengin alev şartlarında düşük oranda NO_x oluşmaktadır. Yakıt NO_x 'inin oluşumu üzerinde hidrokarbon oksidasyonunun da etkisinin mevcudiyeti, kinetiği daha karmaşık bir yapıya kavuşturmaktadır [19].

2.2.3 Hidrokarbonlar

Hidrokarbonlar veya daha uygun bir biçimde organik emisyonlar hidrokarbon yakıtın eksik yanması sonucu oluşur. Toplam hidrokarbon emisyonu yanma verimi için kullanılabilir ölçü olsa da, kirli emisyonların önemli bir göstergesi değildir. Motor egzoz gazları çok geniş nitelikte hidrokarbon bileşiklerini içerirler. Hidrokarbon bileşiklerini oksitlenme potansiyellerine dayanılarak reaktif ve reaktif olmayan olarak ikiye ayrılmıştır. Yakıt kompozisyonu, organik emisyon kompozisyonunu ve miktarını önemli derecede etkiler. Yakıt yüksek oranda aromatik ve olefinler içerirse daha fazla reaktif hidrokarbon üretirler[15]. Dizel yakıttaki bileşikler benzinden ortalama olarak daha yüksek moleküler ağırlıklıdır. Bu yüzden daha yüksek kaynama ve yoğunlaşma sıcaklığına sahiptirler. Bu da yanma boyunca katı karbon islerinin yüzeyinde yoğunlaşacak bazı hidrokarbon partiküllerinin oluşmasına neden olur [15].

Normal bir yanma prosesinde yakıtın yanmadan kaçabilmesi için iki öncelikli yol bulunmaktadır: birincisi hava-yakıt karışımının tutuşma için veya yanma odası içinde alevin ilerlemesini destekleyemeyecek kadar çok zayıf olması ve ikinci olarak yanma odası içinde alevin ilerlemesini destekleyemeyecek kadar gereğinden fazla zengin olması. Hidrokarbonlar yanmamış karışıma veya oksidasyon prosesinin bastırılmasına bağlı olarak yanmadan kalırlar.

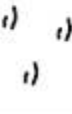
Tutuşma gecikmesi periyodu bittikten sonra enjekte edilen yakıt için, yakıtın veya yakıt prolizlerinin ürünlerinin hızlı oksidasyonu tamamlanmış yanmayı sağlarlar. Yakıtın veya yakıt prolizlerinin havayla yavaş karışması aşırı zengin karışıma neden olacaktır. Bu da yanma reaksiyonlarını bastırarak eksik yanmaya ve dolayısıyla egzozda yanmamış yakıtı neden olabilir [15].

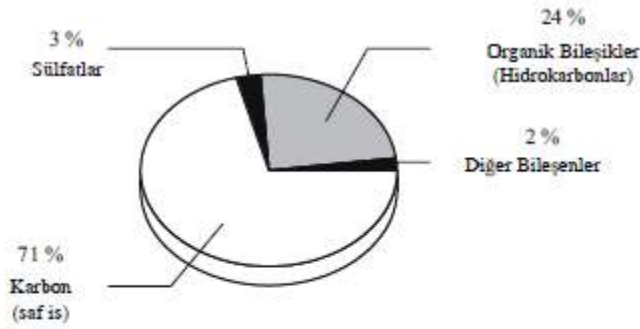
2.2.4 Partiküller

Tek molekül boyutundan (0.0002μ) büyük, 500p dan küçük katı ve sıvı taneciklerdir. Dizel motorlarında meydana genel difüzyon alevinde, genel olarak hidrojenin karbona oranla oksijene karşı daha aktif olması nedeniyle yanmanın tamamlanması için zaman ve özellikle oksijen bulunmadığı da is oluşacaktır. Is bu durumda oluşanda karbon tanecikleridir. Motorun yük durumuna göre değişen HFK'nın bir fonksiyonu olarak is miktarı değiştiğinden motorun gücünde sınırlayan bir etkidir. Genelde is oluşumu dizel yanmasının bir safhasıdır. Bu nedenle başlangıçta oluşan karbonun büyük bir kısmı tekrar yanar. Ancak gücü artırmak amacıyla yanma odasına fazla miktarda yakıt gönderildiğinde, yeterli oksijen bulunmadığı için egzoz gazları içerisinde bir miktar is bulunacaktır [17].

Is oluşumu silindirin aşınmasını, segman yuvalarının karbonla dolarak zarar görmesine neden olmaktadır [17].

Aşırı zengin karışımla çalışma koşulları dışında benzin motorlarında is oluşmaz. Ancak yakıtın ve yağlama yağının yanması sonucu yanma odası cidarında karbon birikimleri oluşabilmektedir [17].

	Is (Farklı biçim ve büyüklüklerde)			Hidrokarbonlar Süblimleşmiş, kristalleşmiş yoğunlaşmış	
Organik Partiküller					
İnorganik Partiküller					
	Küller ve yağ katkıları	Pas partikülleri, Tuzlar	Metal Cırıfları	Seramik Fiberler	Su



Şekil 2.5 Dizel motorlarda partikül madde kompozisyonu[14]

2.2.5 Kükürt Oksitler

Başlıcaları SO_2 ve SO_3 olmak üzere altı farklı kükürt oksidinin toplamı olarak ifade edilir. Yakıt içerisinde bulunan kükürt miktarına bağlı olarak, özellikle dizel motorlarında, yanma sonucu kükürdün hava ile birleşmesi ile SO_2 oluşmaktadır. Daha sonra egzoz gazları içindeki su buharı ile SO_2 'nin birleşmesi sonucunda da silindir içerisinde ve atmosfere atıldıktan sonra H_2SO_4 oluşmaktadır. Oluşan sülfürik asit motor elemanlarının korozyonuna neden olmaktadır [17].

Çizelge 2.1 Dizel Binek Otomobilleri için AB Emisyon Standartları (Kategori M1*)

Kademe	Tarih	CO	HC	HC+NO _x	NO _x	PM	PN
		g/km					#/km
Sıkıştırma Ateşlemeli (Diesel Motoru)							
Euro 1	1992.07	2.72(3.16)	-	0,97(1,13)	-	0,14(0,18)	-
Euro2,IDI	1996.01	1	-	0,7	-	0,08	-
Euro 2,DI	1996.01 ^a	1	-	0,9	-	0,1	-
Euro 3	2000.01	0,64	-	0,56	0,5	0,05	-
Euro 4	2005.01	0,5	-	0,3	0,25	0,025	-
Euro 5a	2009.09 ^c	0,5	-	0,23	0,18	0,005	-
Euro 5b	2011.09 ^c	0,5	-	0,23	0,18	0,00	6,0x10 ¹¹
Euro 6	2014.09	0,5	-	0,17	0,18	0,005	6,0x10 ¹¹
* 1 ve 4. Aşamada olup 2500 kg'dan büyük olan araçlar binek araçlar Category N ₁ olarak onaylanan tipte yer alırlar.							
Parantez içindeki değerler üretime uygunluk (COP) limitlerini gösterir.							
a-09.30.1999'a kadar (Bu tarihten sonra DI motorları IDI limitlerine uymalıdır.)							
b-2011.01 tüm modeller için							
c-2013.01 tüm modeller için							
d- ve NMHC =0.068 g/km							

Çizelge 2.2 Hafif Ticari Araçlar için AB Emisyon Standartları - I

Kategori	Kademe	Tarih	CO	HC	HC+NO _x	NO _x	PM	PN
			g/km					
Sıkıştırma Ateşlemeli (Diesel Motoru)								
N ₁ ,Sınıf I ≤1305 kg	Euro 1	1994.01	2,72	-	0,97	-	0,14	-
	Euro2 IDI	1998.01	1	-	0,7	-	0,08	-
	Euro 2 DI	1998.01 ^a	1	-	0,9	-	0,1	-
	Euro 3	2000.01	0,64	-	0,56	0,5	0,05	-
	Euro 4	2005.01	0,5	-	0,3	0,25	0,025	-
	Euro 5a	2009.09 ^b	0,5	-	0,23	0,18	0,005	-
	Euro 5b	2011.09 ^d	0,5	-	0,23	0,18	0,005	6.0x10 ¹¹
	Euro 6	2014.09	0,5	-	0,17	0,08	0,005	6.0x10 ¹¹
N ₁ ,SınıfII 1305-1760 kg	Euro 1	1994.01	5,17	-	1,4	-	0,19	-
	Euro2 IDI	1998.01	1,25	-	1	-	0,12	-
	Euro 3	2001.01	0,8	-	0,72	0,65	0,07	-
	Euro 4	2006.01	0,63	-	0,39	0,33	0,04	-
	Euro 5a	2010.09 ^c	0,63	-	0,295	0,235	0,005	-
	Euro 5b	2011.09 ^d	0,63	-	0,295	0,235	0,005	6.0x10 ¹¹
	Euro 6	2015.09	0,63	-	0,295	0,105	0,005	6.0x10 ¹¹

Çizelge 2.3 Hafif Ticari Araçlar için AB Emisyon Standartları - II

Kategori	Kademe	Tarih	CO	HC	HC+NO _x	NO _x	PM	PN
			g/km					
Sıkıştırma Ateşlemeli (Diesel Motoru)								
N ₁ ,Sınıf III <								

DİSEL MOTORLARDA EGR VE UYGULAMA TEKNİKLERİ

3.1 Egzoz Gazı Geri Dönüşümü Hakkında Temel Bilgiler

20. yüzyıl başlarında Rudolf Diesel kendi adını verdiği motorunu mükemmel hale getirmeden önce, bir motorun geri dönüşüme sokulmuş egzoz gazlarını içeren yapay bir atmosfer içinde çalıştırılması fikri ilk olarak denizaltıların sualtı itiş sistemlerinde kullanılması için düşünülmüştür. Bu sistemin geliştirilme nedeni, sualtı aracının dayanıklılığı ve hızının, önceki batarya tahrik teknolojisi tarafından sınırlandırılmasıydı. Çevresel endişelerin artması ve otomobil egzoz emisyon sınırlamalarının ortaya çıkmasıyla, aynı konseptteki konvansiyonel olmayan bir atmosfer ortamında motoru çalıştırmanın, değerli bir NO_x emisyonu kontrol metodu olduğu fark edilmiştir. Sonuç olarak, egzoz gazlarının bir kısmını yanma odasına geri gönderen sistem artık Egzoz Gazı Geri Dönüşümü (EGR) olarak tanımlanmaktadır ve EGR 1970 başlarında buji ateşlemeli motorlarda (Otto motorları) NO_x kontrolü için ortaya sunulmuştur. EGR sistemi temelde denizaltı itiş sistemleri için geliştirilmiş olan yapay atmosfer ya da havadan bağımsız Diesel motor sisteminin bir çeşididir. Bu iki sistem arasındaki temel fark, EGR için, saf oksijenden çok atmosferik havanın emme karışımında temel oksitleyici bileşen olarak kullanılmasıdır.

EGR'nin uygulanmasına bağlı olarak, motor performansı ve egzoz emisyonu gibi motor karakteristikleri üzerindeki etkisi detaylı araştırmalarla incelenmiştir ve bu incelemeler halen devam etmektedir. Bu araştırmalar sayesinde sistemin optimizasyonuna

alışılmış ve ayrıca geri dönüştürülen egzoz gazlarının NO_x oluşumuna etkisini kavramamız sağlanmıştır. EGR'nin buji ateşlemeli motorlardaki NO_x kontrolü için geliştirilmesine rağmen, Diesel motorlara uygulanmasının mümkün olması 1980'leri bulmuştur. Önceden, Diesel motor egzozunun buji ateşlemeli motor egzozundan daha az etkili olduğuna ve NO_x azaltılmasında aynı değerde verimlilik göstermesi için daha geniş geri dönüşüm oranına ihtiyaç duyduğuna inanılmaktaydı. Bununla birlikte, 1990 lar'ın başında bu düşünce değişmeye ve Diesel motorlardaki NO_x kontrolü için EGR kullanımı ciddi bir şekilde dikkate alınıncaya kadar Diesel motorlar üzerinde EGR uygulamalarıyla ilgili araştırmalar nadiren yapılıyordu. EGR kullanımına duyulan ilginin yenilenmesinin birincil nedeni, daha çok 1990 yılındaki Temiz Hava Sınırlamaları Bildirgesi (Clean Air Act Amendments)'nin taşıt egzoz emisyonlarına getirmiş olduğu belirgin kısıtlamalardır. Diesel motorlarda çok ufak tasarım ve çalışma koşulları değişiklikleriyle o zamana kadar egzoz emisyonları düzenlemelerine uyulabiliyordu. Daha sıkı egzoz emisyonu kısıtlamalarının öngörülen baskısı ve daha fazla NO_x azaltımının sağlamasındaki artan zorluk yüzünden, Diesel motorlarda NO_x kontrolü için EGR kullanımının, pratikteki uygulama zorluklarına rağmen birçoğu tarafından gerekli olduğunun kabul edilmesiyle daha cazip hale gelmiştir.

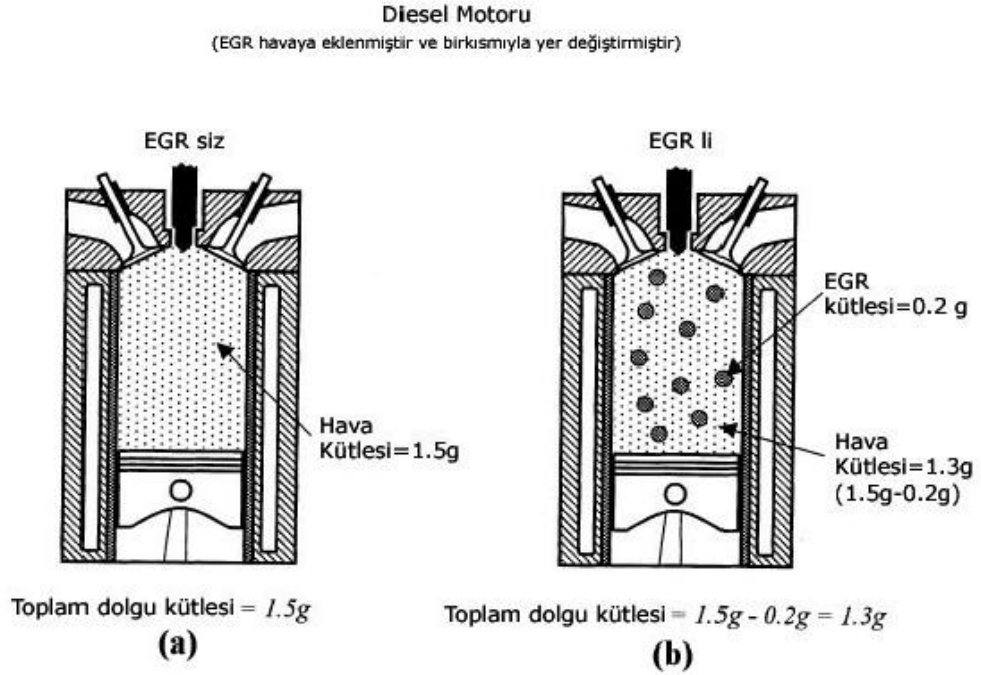
Diesel motorlarda EGR etkileri ile ilgili dikkat edilmesi gereken iki konu vardır ve bunlar birbirlerine bağlantılıdır:

- EGR'nin NO_x ve diğer emisyonlar üzerindeki etkisi
- EGR'nin motor performans karakteristikleri üzerindeki etkisi

Bunların dışında EGR'nin uygulama yöntemleri ve kontrolü gibi konular da önemlidir. EGR, temelde çok basit bir mekanizma gibi görünse de, sıra analize geldiğinde yukarıda belirtilen konularda uzlaşma sıkıntıları yaşanmaktadır. Birçok makalede EGR'nin analizi değişik açılardan yapılmaktadır ve mekanizmaları açıklayan çeşitli matematiksel ifadeler ve çeşitli teoriler bulunur. Bunun en basit rneği geri dönüştürülen gazın formülasyonundaki eşitliliklerdir. Bunların dışında geri dönüştürülecek gazın sıcak, soğuk veya kontrolsüz bir şekilde sisteme aktarılması konusunda bile çeşitli fikirler mevcuttur.

3.2 Diesel Motorlarda EGR

Diesel motorlardaki NO_x kontrolü için yapılan EGR uygulamaları, Otto motorlarında yapılanlardan farklıdır. Şekil 3.1 Diesel motorda EGR uygulama yöntemini göstermektedir.[20]



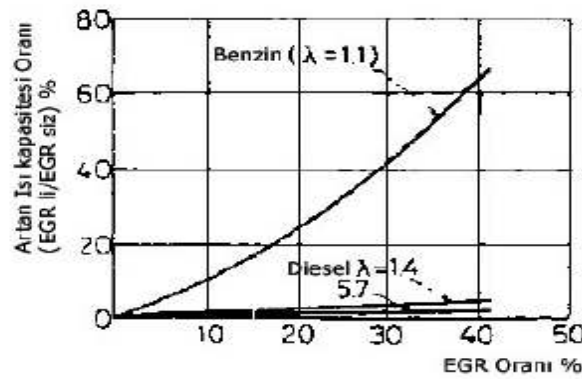
Şekil 3.1 EGR'nin Diesel motorlarında uygulanaşı [20]

EGR'nin Diesel motorlarda uygulanması Şekil 3.1a ve 3.1b'de görülmektedir. Otto motorlarından farklı olarak, Diesel motorlarda güç çıkışını kontrol için gaz keleşği kullanılmaz. Bununla birlikte, Diesel motorlarda belirlenen motor çalışma koşullarında silindir içine mümkün olduğunca fazla hava alınması amaçlanır. Şekil 3.1a doğal hava emişli Diesel motoru silindirinin EGR'siz şekilde, örneğin 1.5g hava içerideyken çalıştırılmasını göstermektedir. Örneğin 0.2g'lık bir EGR uygulanması Şekil 3.1b'de olduğu gibi, 0.2g havanın EGR ile yer değışmesi ile sonuçlanmaktadır (hava ile EGR arasındaki yoğunluk farkı ihmal edilmektedir). Bu durum, içinde bulunan temiz havanın azalmasına yol açar; EGR'siz 1.5g olan temiz hava EGR ile 1.3g'a düşmüştür. Ancak, herhangi bir tork ve güç çıkışı için silindire püskürtülen yakıt miktarı sabit kalmalıdır; bu

olay düşük hava-yakıt oranında motorun çalışmasına neden olmaktadır. Bu hava-yakıt oranındaki düşüş egzoz emisyonlarında çok önemli etkilere sahiptir.

Sonuç olarak, Diesel motorlarında EGR, emme havasındaki oksijeni düşüren ve emme dolgusundaki termal ısı kapasitesini yükselten bir dolgu yer değiştirmesi olarak tanımlanır.

Stokiyometrik ya da stokiyometrik koşullara çok yakın koşullarda işletilen Otto motorlarında yanma sonucu çıkan egzoz gazları başlıca CO_2 , su buharı ve azotu kapsar. Buna karşın Diesel motorlarının egzoz gazlarında, daha düşük CO_2 ve daha yüksek O_2 konsantrasyonları bulunmaktadır. Bunun nedeni ise farklı yakıt formülasyonları, motor emme karakteristikleri ve Diesel motorlardaki fakir karışımlı koşullardır. Diesel motorlar ve Otto motorlarındaki egzoz gazlarının kimyasal bileşimlerindeki farklılıklardan dolayı Diesel motorların egzoz gazlarının ısı kapasiteleri, Otto motorundakilerle karşılaştırıldığında belirgin bir azalma görülür. Şekil 3.2 incelendiğinde, aynı EGR oranında Otto motorunun silindir içindeki ısı kapasitesi Diesel motoruyla karşılaştırılırsa belirgin bir büyüklük göze çarpar. Bu bulgular, Diesel motorundaki EGR'nin NO_x oluşumu üzerindeki etkilerinin Otto motorundakinden farklı olduğunu doğrulamaktadır. Bundan dolayı, NO_x üretiminin EGR kullanarak azaltılmasında Otto motorları için geçerli olan ısı kapasitesi hipotezi Diesel motorlara uygulanabilir olmayabilir[20].



Şekil 3.2 Diesel ve Otto motorlarında EGR'nin silindir dolgusunun ısı kapasitesine etkisi[20]

3.3 Diesel Motorda EGR Uygulama Yöntemleri

Diesel motorlarda EGR uygulama yöntemleri üç şekilde sınıflandırılabilir.

3.3.1 Emiş Hava Kütlesine Göre Sınıflandırma

Bu yöntemlere göre EGR ikiye ayrılır:

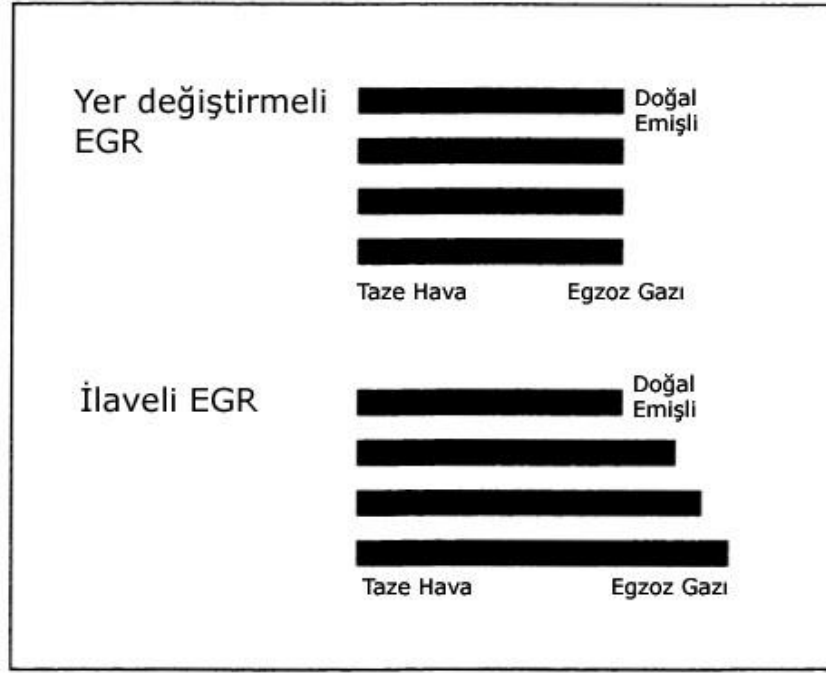
3.3.1.1 İlaveli EGR

İlaveli EGR yönteminde, sistem emiş hava kütlesini, normaldeki emme hava kütlesiyle eşit tutmaya çalışılır. Daha sonra giriş basıncı EGR oranı ile orantılı olarak artırılır[20].

3.3.1.2 Yer değiştirmeli EGR

Yer değiştirmeli EGR yönteminde, sistem emiş debisini, genellikle kütle debisini ve EGR oranını değiştirirken normal emiş durumundaki koşullarla aynı tutmaya çalışılır.

Şekil 3.3’de iki ayrı EGR türü ile elde edilmiş giriş dolgu kompozisyonlarının karşılaştırması verilmiştir. İlaveli EGR turboşarjlı motorlarda en iyi şekilde uygulanırken, yer değiştirmeli EGR daha çok turboşarjsız motorlarda kullanılmaktadır[20].



Şekil 3.3 İlaveli ve Yer değiştirmeli EGR'nin şematik gösterimi [20]

3.3.2 Silindire Alınan Hava Sıcaklığına Göre Sınıflandırma

Bu yöntemle göre de EGR ikiye ayrılır:

3.3.2.1 Soğuk EGR

Soğuk EGR'de geri dönüşümü yapılacak olan egzoz gazları soğutulularak emme sıcaklığının sabit kalması sağlanır. Tipik olarak bu emme sıcaklığı yaklaşık olarak atmosferik koşullardadır[20].

3.3.2.2 Sıcak EGR

Sıcak EGR'de emme dolgusu yüksek bir sıcaklıktadır ve önemli ölçüde yüksek sıcaklığa sahip egzoz gazının emme havası ile yer değiştirmesine bağlı olan EGR oranı arttıkça aşamalı olarak yükselmektedir. Emme sıcaklığındaki artış düşük EGR oranlarında minimal düzeyde olup yüksek egzoz gazı geri dönüşümlerinde önemli ölçüde artmaktadır[20].

EGR'nin NO_x düşüşündeki maksimum potansiyeli soğutulmamış geridönüşüm gazı kullanıldığında elde edilemez, çünkü atmosferik hava koşullarına göre hayli yüksek olan emme dolgusu sıcaklığı yanma sıcaklığın yükselmesine ve dolayısıyla NO_x oluşumuna ve EGR'nin faydasından sapmasına neden olur. Sıcak EGR soğuk EGR'ye göre daha yüksek kurum ile CO, CO_2 ve HC emisyonları oluşturur. Sıcak EGR'nin diğer etkileri :

- Motor performansındaki aşağıdaki maddelerin azalmasından dolayı kötüleşme
- Motor sıcaklığının yükselebilirliği
- Yükselmiş partikül emisyonları, veya daha spesifik olarak partiküllerin karbon isi yüzdesi.

Bu etkileri hafifletmek için soğuk EGR kullanımı daha yararlı görülmektedir :

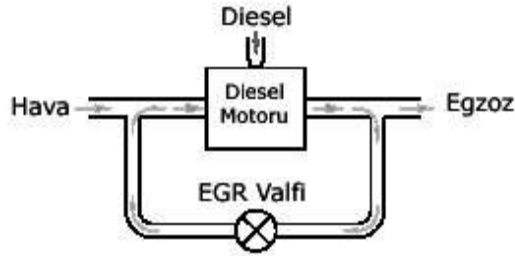
- Soğuk EGR'de sıcak EGR'ye göre en düşük NO_x emisyonları elde edilebilmektedir.
- Soğuk EGR emme akış değerlerini atmosferik koşullarda tutarak düşük volümetrik verim ve olası motor ısınmalarını ortadan kaldırır.
- Soğuk EGR sıcak EGR'ye göre egzoz ürünlerinin daha fazla akmasını sağlayarak EGR potansiyelini yükseltmektedir.
- Soğuk EGR sıcak EGR'ye göre emme dolgusunun volümetrik akış değerini sabit tutarak motorun volümetrik verimini dolayısıyla motor performansını artırır.
- Soğuk EGR motorun volümetrik veriminin yüksek olduğu durumlarda silindir içerisinde bol miktarda oksijen bulunmasına bağlı olarak oluşan partiküllerin artmasını durdurur.

Sonuç olarak geri dönüşüm yapılmış egzoz gazının motor karakteristiğine etkisini inceleyen soğuk EGR'nin motor performansı ve diğer egzoz emisyonları açısından daha kazançlı olduğu söylenebilir.

3.3.3 EGR'nin Uygulama Basıncına Göre Sınıflandırma

Doğal emişli (atmosferik) Diesel motorlar için EGR, uygulanması karmaşık olmayan bir olaydır, çünkü egzoz borusunun geri basıncı normalde emme basıncından daha yüksektir.

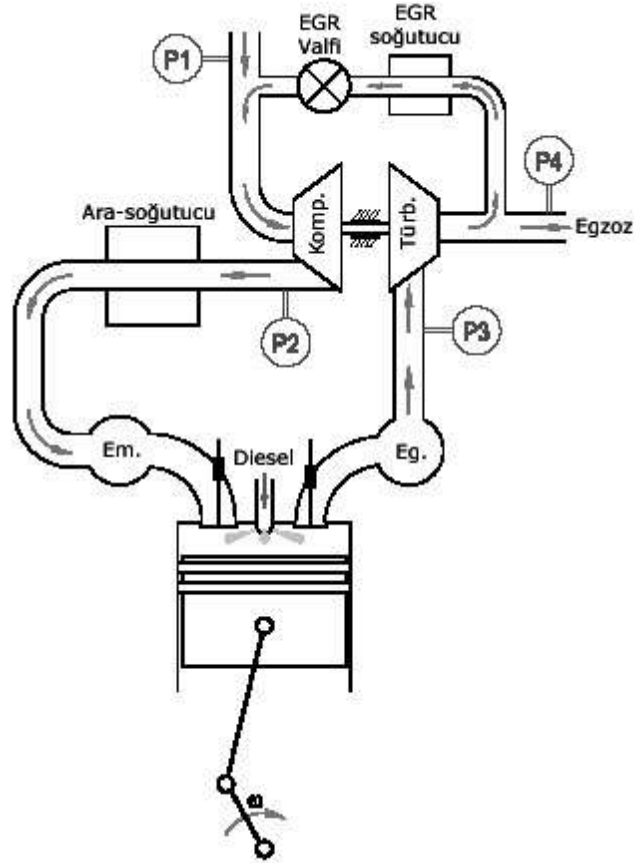
Akış yolu egzoz ve emme manifoldları arasında tasarlanırsa ve kısma valfi ile düzenlenirse, Şekil 3.4'te görülebilen egzoz gazı geri dönüşümü kurulmuş olur. Basınç farkları genellikle arzu edilen miktarda EGR akışı oluşturmaya yeterlidir. Sadece boşta çalışma sırasında, gerekli basınç farkını oluşturmak için egzoz borusunda kısmi bir kısılma yaratılabilir[20].



Şekil 3.4 Egzoz gazı geri dolaşımı[20]

3.3.3.1 Düşük Basınç Çevrimli EGR

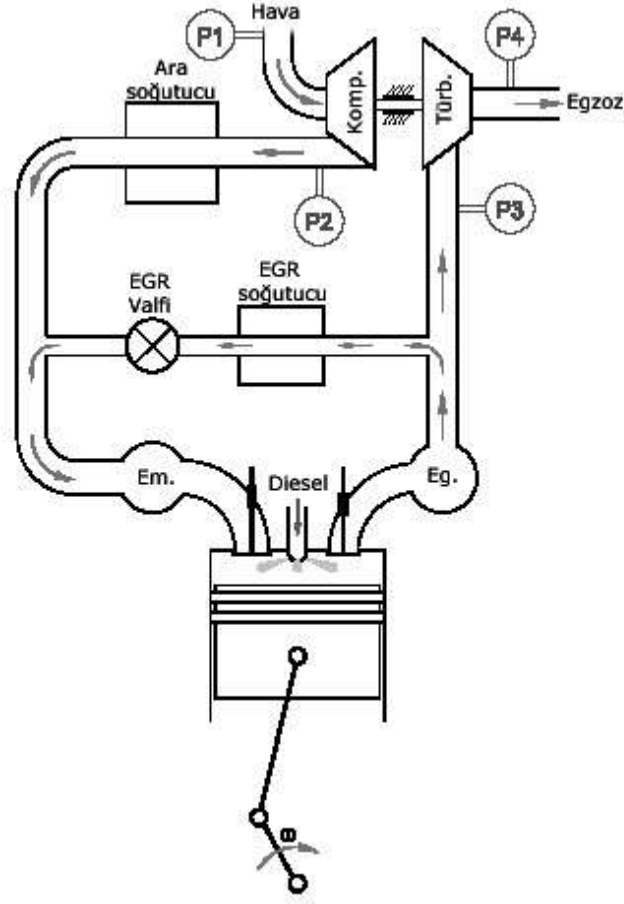
Modern Diesel motorlar genelde turboşarjlıdır ve bu nedenle Diesel motorlara EGR uygulanması daha zordur. Düşük basınç çevrimli EGR, bu zorluğu aşmada başarılı olabilir, çünkü türbin çıkışı ve kompresör girişi arasında genelde pozitif bir basınç farkı mevcuttur. Ayrıca, egzoz borusu basıncı kısmi kısılma ile yükseltilebilir ve bu EGR akışı için yeterli kullanım basıncını sağlar. Ancak, geleneksel kompresörler ve ara soğutucular (intercooler) Diesel egzozunun sıcaklığına ve bozuculuğuna dayanmak için tasarlanmamıştır. Sonuçta, EGR'nin düşük basınçla çevrimi yaklaşımı, egzoz gazına göre tasarlanan kompresörler haricinde uygulanabilir değildir. Egzoz gazını, türbin çıkışından, kompresörü atlayarak, ara soğutucu çıkışına doğrudan bağlama çabaları da gösterilmiştir. Bu, egzozun sistemi bozma problemini önlese de itme basıncına (boost pressure) karşı koymak için bağımsız bir EGR pompasının kullanımı zorunlu hale gelmektedir. Özel EGR pompalarının, önemli değerdeki pompalama gücü ihtiyaçları için, egzozun ısı ve kirleticiliğine dayanması gereklidir[20].



Şekil 3.5 Düşük basınç çevrimli EGR[20]

3.3.3.2 Yüksek basınç çevrimli EGR

Düşük basınçlı çevrim dışında, tercih edilen uygulama egzoz gazının türbin girişinden kompresör çıkışına (veya uygulanabilirse ara soğutucunun çıkışına) geri çevrilmesidir. Bu işlem yüksek basınç çevrimli EGR olarak adlandırılır. Kompresör ve ara soğutucu böylece egzoz etkisinde olmayacaktır. Ancak, böyle bir yüksek basınç çevrimli EGR, sadece türbin giriş basıncı itme basıncından yeterli derecede yüksekse uygulanabilir. Basınç farkının turboşarjer ve motor arasında normal orana uymaması durumunda çözüm, türbin giriş basıncını yükseltmek veya itme basıncını düşürmekle elde edilebilir.



Şekil 3.6 Yüksek basınç çevrimli EGR[20]

3.3.3.3 Değişken Geometrilili Türbin Yöntemi

Yukarıdaki yöntemlerle bazı aralıklarda sistemi çalıştırmak mümkün olsa bile, en başta tercih edilen yöntem, değişken geometrilili türbin (DGT - Variable Geometry Turbine,VGT) yöntemi olup, turboşarjlı motorun performansını büyük ölçülerde düşürmeden efektif olarak istenen EGR kullanım basıncını sağlayabilmektedir. Bu çeşit sistemlerde EGR'nin kontrolü, DGT kontrolü ile yakından ilgilidir. Türbin nozullarının akış yolunun küçülmesi, türbin giriş basıncını arttırıp itme basıncını azaltacaktır.

EGR akış elemanları, kanalları ve valflerinin itme basıncına dayanabilmesi (genelde 1-2 bar manometrik basınç) ve ayrıca sızıntı serbestliği sağlanması gerektiği unutulmamalıdır. Motor egzozundan ara soğutucuya kadar olan kanal bölümü ayrıca 100-600°C arasında olan egzoz sıcaklığına dirençli olmalıdır. Isıl genişlemeyi absorbe etmek ve mekanik titreşimi azaltmak için, kanal esnek yapıda olmalıdır; örneğin

paslanmaz çelik körükler kullanılabilir. EGR akış oranını kontrol etmek için, EGR valfi açıklığı elektronik kontrollü vakum ile veya basınç diyaframı düzeneği ile ayarlanmalıdır[20].

3.4 EGR Oranının Matematiksel Tanımları

Daha önceki bölümde kısaca belirtildiği gibi, geri dönüşümü sağlanan egzoz gazlarının miktarını belirlemekte kullanılan çok sayıda matematiksel tanım vardır. Sonuç olarak, egzoz gazı geri dönüşüm miktarını (EGR oranı) veren standart bir EGR denklemi mevcut değildir. Standartlaşmadaki bu eksiklik deney sonuçlarında yanlış anlama ve yanlış yorumlamaya sebebiyet vermektedir ve yayınlanmış makalelerin sonuçlarıyla karşılaştırma yapılarak bir değerlendirme yapmak mümkün olmamaktadır.

Çeşitli analizlere bağlı olarak çıkarılmış çok çeşitli EGR matematik tanımı olmasına rağmen genellikle üç basit denklem üzerinde durulur. Bu denklemler ne kadar egzoz gazının motora geri dönüşümü yapılmış olduğunu vermektedir:

3.4.1 Kütle Bazlı EGR

$$\%EGR_m = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EMME}} \times 100\% = 1 - \frac{\dot{m}_{HAVA}}{\dot{m}_{EMME}} \times 100\% \quad (3.1)$$

$\dot{m}_{EGR}$ = Geri Dönüşümü yapılmış egzoz gazının kütlesi

$\dot{m}_{EMME}$ = EGR'li halde toplam dolgu kütlesi

$\dot{m}_{HAVA}$ = İçeri alınan hava kütlesi ($\dot{m}_{EMME} = \dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{HAVA}$)

3.4.2 Hacim Bazlı EGR

$$\%EGR_v = \frac{\dot{V}_{HAVA_0} - \dot{V}_{HAVA_{EGR}}}{\dot{V}_{HAVA_0}} \times 100\% = \frac{\dot{V}_{EGR}}{\dot{V}_{HAVA_0}} \times 100\% \quad (3.2)$$

$\dot{V}_{HAVA_0}$ =EGR'siz halde içeri alınan hava yüzdesi

$\dot{V}_{HAVA_{EGR}}$ = EGR'li halde içeri alınan hava yüzdesi

$\dot{V}_{EGR}$ =Geri dönüşümü yapılmış egzoz gazı hacmi

3.4.3 Karbondioksit Konsantrasyonu Bazlı EGR

$$\%EGR_{CO_2} = \frac{\%CO_{2(emme)} - \%CO_{2(\text{çevre})}}{\%CO_{2(egzoz)} - \%CO_{2(\text{çevre})}} \times 100\% \quad (3.3)$$

$\%CO_{2(emme)}$ =EGR'li emme gazı CO₂ konsantrasyonu (% hacim)

$\%CO_{2(egzoz)}$ =EGR'li egzoz gazı CO₂ konsantrasyonu (% hacim)

$\%CO_{2(\text{çevre})}$ =Ortamdaki CO₂ konsantrasyonu (% hacim)

Bu üç formül arasındaki ilişki her zaman eşit değildir. Hacim bazlı EGR tanımı CO₂ konsantrasyonu bazlı tanıma eşit olmasına rağmen kütle bazlı tanıma uygun değildir. Ayrıca bu ilişkiler hem EGR hem de motor çalışma koşullarına (örneğin, hız, yük) bağlıdır:

- Eğer geri dönüşüm egzoz gazı soğutulmuşsa:

$$T_{EGR} = T_{EMME} \quad (3.4)$$

$$EGR_m = EGR_v = EGR_{CO_2} \quad (3.5)$$

- Eğer geri dönüşüm egzoz gazının yüksek sıcaklığı korunmuşsa:

$$T_{EGR} = T_{EGZoz} \text{ veya } T_{EGR} \gg T_{EMME} \quad (3.6)$$

$$EGR_m < EGR_v (= EGR_{CO_2}) \quad (3.7)$$

T_{EMME} =İçeri alınan havanın sıcaklığı

T_{EGZoz} =Egzoz gazı sıcaklığı

T_{EGR} =Geri dönüşümü yapılmış egzoz sıcaklığı

3.5 EGR'nin Diesel Motora Etkileri

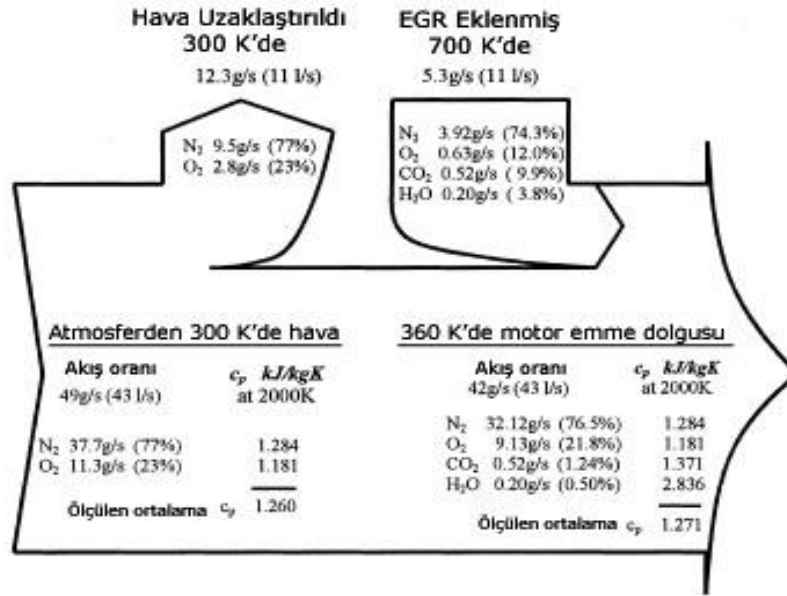
Günümüzde birçok Diesel motorda, içerisinde büyük oranda N_2 , CO_2 , H_2O ve O_2 bulunan egzoz gazlarının, yüzde 50'ye kadar çeşitli oranlardaki kısmı temiz hava dolgusunu seyrelterek NO_x emisyonu kontrolü için emme kanalına geri gönderilir. EGR'nin motor üzerindeki çeşitli etkilerini inceleyen birçok makale yayınlanmasına rağmen, halen yanıtlanmamış sorular mevcuttur. Özellikle ticari kullanımdaki püskürtme sistemlerinin kullanıldığı, gerçek üretimdeki motor geometrilerine sahip ve gerçeğe uygun yük ve devir koşullarındaki, pratik EGR oranlarının ve kompozisyonlarının belirlenmesinde sorunlar mevcuttur. EGR'nin sprey oluşumu, yanma, emisyonlar, çevrimsel farklılıklar üzerindeki etkileri aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

- EGR alev sıcaklığını ve sonuçta NO_x emisyonlarını düşürür bununla beraber silindir dolgusunun ısı kapasitesi artmış olur.
- EGR tutuşma gecikmesine iki karşılıklı mekanizma ile etki eder. Ortalama emiş havası sıcaklığı yükseldiği için tutuşma gecikmesi azalmakta bunun karşısında CO_2 ve N_2 'nin seyreltme etkisiyle O_2 konsantrasyonunun azalması sonucu TG artmaktadır. Genelde araştırmalarda ikinci etkinin daha baskın olduğu ve EGR oranlarının artmasıyla TG'de bir artış gözlemlendiği belirtilmiştir.
- EGR'nin bileşenlerinden olan NO_x basınç artış oranını ($dp/d\theta$) arttırırken CO_2 maksimum basınç değerlerini azaltmaktadır.
- EGR'nin genelde partikül emisyonlarını arttırmasına karşın, CO_2 'nin seyreltme etkisi nedeniyle emisyonların azaldığı durumlarda gözlemlenmiştir.
- EGR motor aşınmasını arttırır.
- EGR'nin düşük devir ve yüklerde özgül yakıt tüketimine az miktarda etkisi vardır.
- EGR, sprey oluşumuna ortalama emiş havası sıcaklığının artması ve dolgu yoğunluğunun artması nedeniyle etki etmektedir.

- EGR, emiş havasındaki O_2 konsantrasyonlarına, stokiyometrik alev sıcaklığını ve alev yapısını değiştirerek mşdahale eder, bu da yanma sşresine etki eder.
- EGR'nin bileşenleri olan NO_x ve CO_2 seyreltme etkisi alev parlaklığını dşşşrmekte sonuç olarak yanma sıcaklığını ve is oluşumunu azaltır.

3.5.1 EGR'nin Emiş Dolgusuna Etkisi

EGR'nin bir Diesel motora uygulanması, motorun çalışmasında bir takım etkilere sebep olur. şekil 3.7, EGR'nin 32:1'lik bir hava-yakıt oranında çalışan varsayımsal bir Diesel motorun emiş dolgusundaki etkilerini özetlemektedir. şekilde, örnek olarak, emilen hava akım hacim oranının %25'inin çıkarılarak yerine aynı hacim oranında 700 K sıcaklında EGR'nin yerleştirildiği gösterilmektedir. şekil 3.7'den anlaşılabileceği gibi, aşağıda tartışılacak olan bu olayın motor emiş dolgusuna bir takım etkileri vardır.



şekil 3. 7 Motor emişinin %25'inin sıcak EGR ile değiştirildiği durumdaki emiş dolgusunun analizi[20]

3.5.1.1 Emiş Dolgusu Kütlesindeki Azalma (Termal Kısma)

şekilden de göröleceği gibi sıcak EGR ile emiş dolgusunun kütlesinde volümetrik verimden kaynaklanan bir azalma görölmektedir. Bu olay sıcak EGR'nin termal kısma etkisi olarak bilinir[20].

3.5.1.2 Emiş Dolgusunun Oksijen Konsantrasyonundaki Azalma (Seyreltme Etkisi)

şekilde, emiş havasının bir kısmının EGR ile değiştirilmesinin, yakıtın yanması için motor silindirlerine giren O_2 'nin kütleel debisindeki önemli bir azalmaya sebep olduğunu göstermektedir. Ancak, O_2 'deki bu azalmanın büyük kısmı volümetrik verimden (termal kısma) kaynaklanmaktadır. Azalmanın diğer kısmının oluşma sebebi ise EGR'nin, yerini aldığı havaya göre O_2 yönünden daha fakir olmasıdır. O_2 konsantrasyonundaki bu sonraki azalma EGR'nin seyreltme etkisi olarak adlandırılmıştır. Dikkate değer miktarda yayınlanmış çalışma, emiş dolgusu O_2 konsantrasyonundaki değişmelerin NO_x ve partiköl emisyonlarını önemli bir şekilde etkilediğini göstermektedir. Örneğin, emiş dolgusunu O_2 yönünden zenginleştirilmesi NO_x emisyonunun artışına ve partiköl emisyonlarının azalmasına sebep olmaktadır[20].

3.5.1.3 Emiş Dolgusunun Isıl Absorbsiyon Kapasitesindeki Artış (Termal Etki)

Gene şekilden göröleceği üzere motor emiş dolgusunun ortalama özgül ısı kapasitesinin EGR ile havayla karşılaştırıldığında biraz daha fazla (yaklaşık %1) olma eğilimine sahip olduğunu göstermektedir. Ortalama özgül ısı kapasitesindeki bu ufak artış, hem CO_2 'nin hem de H_2O buharının özgül ısı kapasitelerinin azot ve O_2 'inkilerden daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Emiş dolgusunun özgül ısı kapasitesindeki bu artışa EGR'nin termal etkisi denilmektedir[20].

3.5.1.4 Emiş Dolgusu Sıcaklığındaki Artış

Son olarak, EGR ile soğutucu emiş havası karıştığında, motora sağlanan emiş dolgusunun sıcaklığı artar. Bunun sebep olduğu volümetrik verim düşüşünden tamamen ayrı olarak, daha yüksek sıcaklıktaki emiş dolgusu sıkıştırma zamanı sonunda ve yanma işlemi sırasında silindir gaz sıcaklığını da arttırır. Sıkıştırılmış dolgu

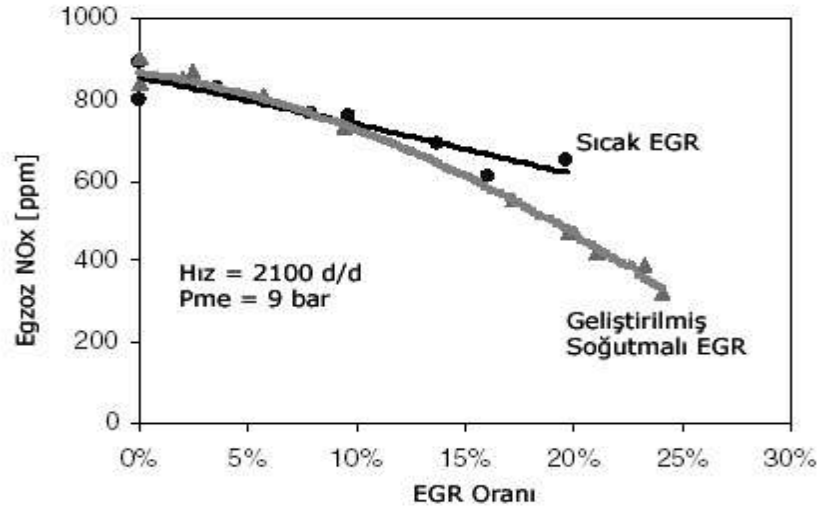
sıcaklığındaki bu genel artış EGR'nin emiş sıcaklık etkisi olarak adlandırılmaktadır. Yıllar boyunca, bir takım araştırmacılar, EGR'nin emiş dolgusuyla karıştırılmadan önce soğutulmasının NO_x egzoz emisyonlarını azalttığını gözlemlemiştir. Ancak bu tekniğin yüksek düzeydeki EGR uygulamaları için daha az etkili olduğu görülmüştür[20].

3.5.2 EGR'nin NO_x emisyonlarına etkisi

Diesel motorların egzoz O_2 konsantrasyonları, motor yüküne göre belirgin bir biçimde değişir. Bunun aksine, stokiometrik yanma motorlarının egzozunda eser miktarda O_2 bulunmaktadır. EGR uygulanmadığında, enerji bakımından verimli olan Diesel motorlar, normalde tam yüklemde %5'ten yüksüz halde %20'ye kadar O_2 içeren bir egzoz üretmektedir. Artan motor yüküyle aşırı miktarda O_2 egzozu azalırken, egzozun özgül ısısı yanma ürünü olan CO_2 artışından dolayı yükselmektedir.

Böylece, EGR'nin NO_x oluşumunu azaltmadaki etkinliği yüklemeye göre değişmektedir. Silindir dolgusunun ısı kapasitesi, EGR ile gelen CO_2 artışıyla beraber yükselir. CO_2 'nin artmasıyla alev sıcaklığı ve buna bağlı olarak etkin olan yakıtın sıcaklığı düşecektir. Bunun sonucunda düşük yüklerde yüksek oranlarda EGR'nin uygulanması gerektiği, yüksek yükler içinse düşük EGR oranlarının yeterli olacağını görülmektedir. Düşük yüklerde çalıştıklarında Diesel motorlar genellikle yüksek EGR oranlarını tolere edebilir çünkü egzoz yüksek konsantrasyonda O_2 ve düşük konsantrasyonlarda yanma ürünleri olan CO_2 ve H_2O içermektedir. Yine de yüksek yüklerde dışarı atılan O_2 seyrelir ve asal bileşenler egemen hale gelir.

Şekil 3.8'de, NO_x emisyonu azaltım etkisinin daha az olduğunun görülebildiği sıcak EGR ile bir karşılaştırma da yapılmıştır.



Şekil 3.8 Sıcak – Soğuk EGR karşılaştırması[20]

NO_x oluşumu daha çok silindir içerisindeki bölgesel koşullara bağlıdır. EGR'nin katılımı bu koşulları şu şekilde etkiler:

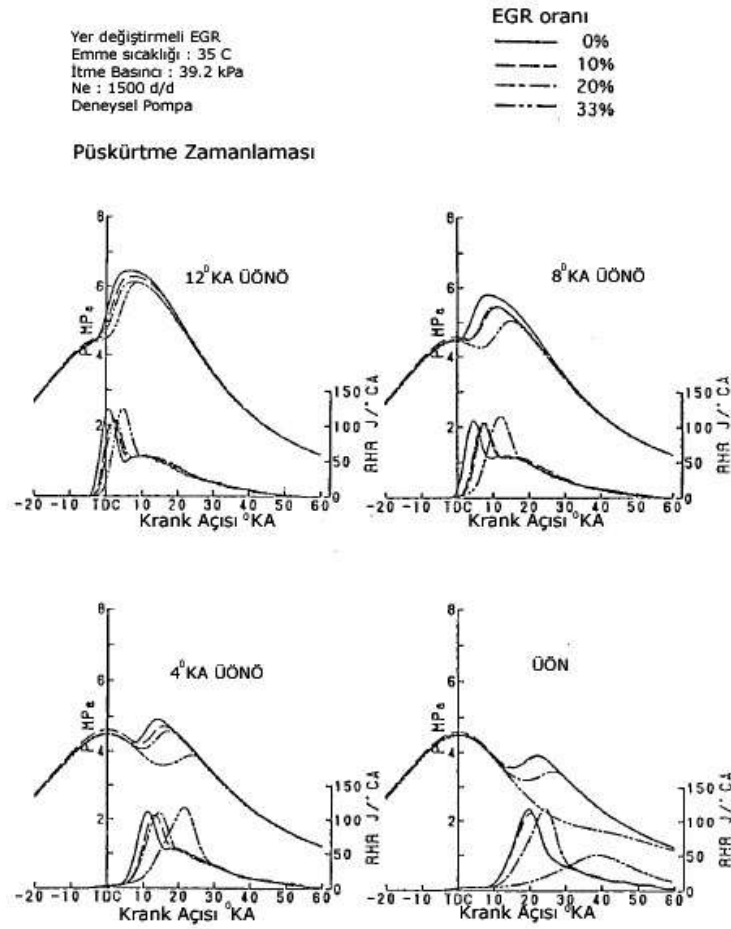
- Daha büyük miktarda sokulan gazlar, yanma işlemine katılmazlar (seyreltme etkisi) ancak işlemdeki ısıyı çekerler (termal etki).
- Yakıt ve oksijen moleküllerinin etkileşme ihtimalini düşürürler (seyreltme ve kimyasal etki)

Bununla birlikte, emme karışımındaki ısı kapasitesindeki değişikliklere ek olarak, EGR'nin Diesel motorlarındaki NO_x emisyonlarına etkisi, emmedeki oksijen konsantrasyonuna ve yanma sıcaklığındaki değişimlerle ilişkilendirilebilir. Diesel motorlara uygulanan EGR mekanizmaları olan seyreltme etkileri, kimyasal ve termal etkilerden hangisinin NO_x oluşumuna etki ettiğini nitelemek ve nicellemek amacıyla birçok analitik ve deneysel çalışma yapılmıştır. Pek çok çalışmaya rağmen, bu üç mekanizmadan hangisinin sorumlu olduğu hakkında çeşitli görüşler bulunmaktadır.

3.5.3 EGR'nin Silindir İçi Maksimum Basınca ve Isı Akısına Etkisi

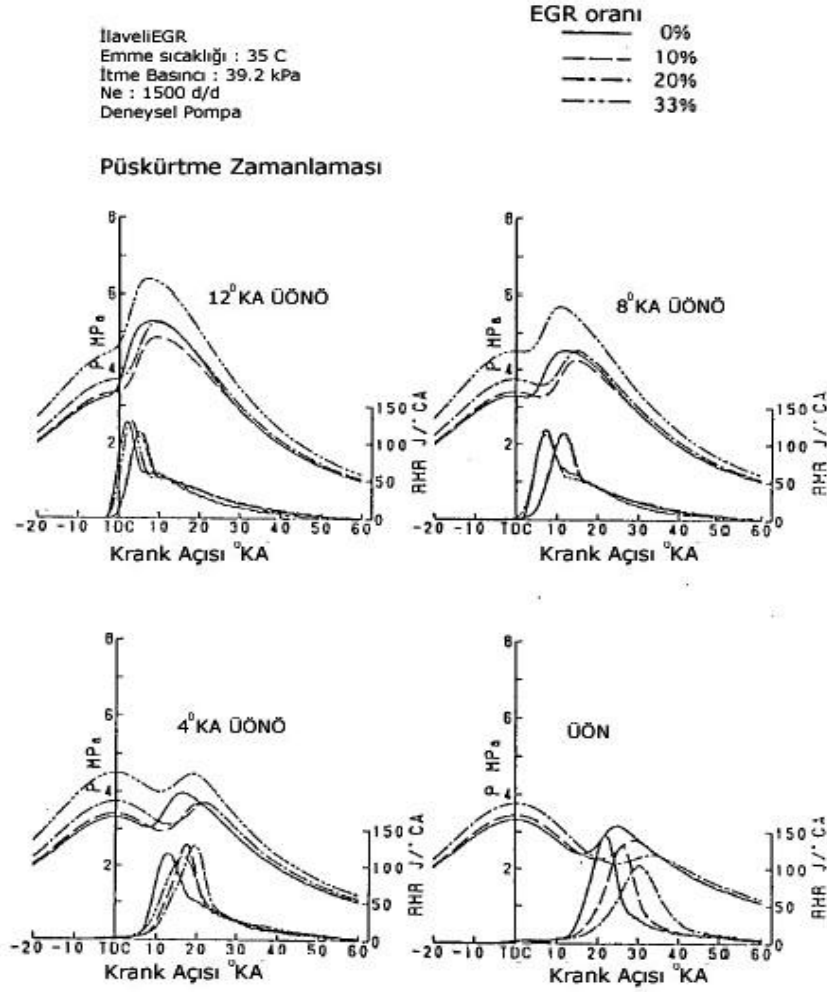
Şekil 3.9 'da yer değiştirmeli EGR'li çevrimlerin basınç ve ısı akısı eğrileri gösterilmiştir. EGR oranı arttıkça tutuşma gecikmesi artmış olmasına rağmen ilk ısı akısı oranlarında

bir artış gözlemlenememiştir. İlgi çekici olarak ısı akısının EGR artışından etkilenmemesine rağmen basınç değerleri azalma göstermiştir[20].



Şekil 3.9 Yanma Karakterleri (Yer değiştirmeli EGR)[20]

Şekil 3.10 'da ilave EGR'nin yanma karakteristiklerine etkileri farklı olmuştur. Yüksek EGR oranlarında ilk yanma oranları gelişmiştir. Bundan başka, difüzyonlu yanma periyodundaki ısı akısı oranları doğal emişli koşula göre bir miktar artmıştır. Ayrıca maksimum basınç değerlerindeki düşüş de artış göstermiştir.

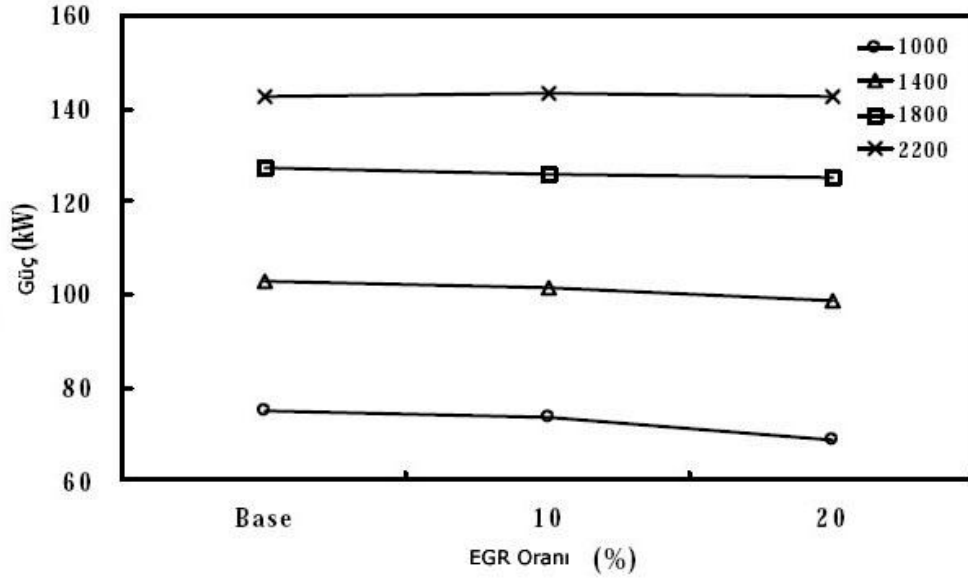


Şekil 3.10 Yanma Karakterleri (İlaveli EGR) [20]

Sonuç olarak bu sonuçlar göstermektedir ki, sabit emiş sıcaklığında ve itme basıncında EGR genel olarak maksimum basınca etki etmekte ve silindir içerisinde oksijenin seyrelmesi ve inert gazların artmasının buna sebep olduğu düşünülmektedir.

3.5.4 EGR'nin Motor Gücüne Etkisi

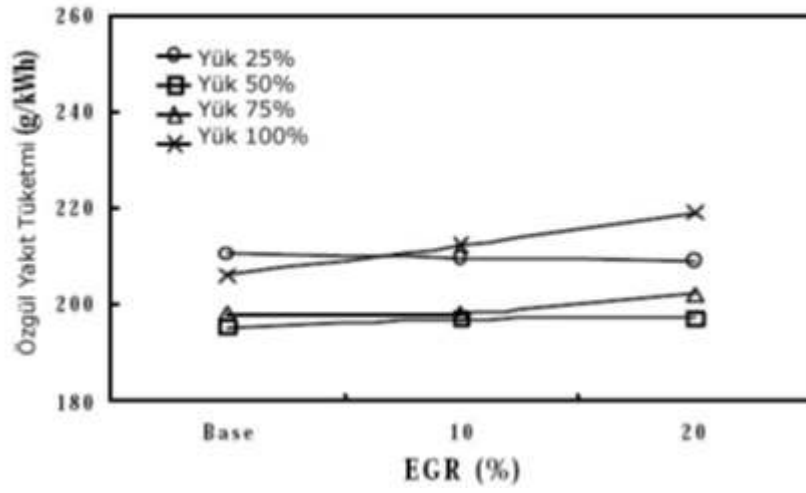
Şekil 3.11' de değişik EGR oranlarını ve farklı devirlerde motor gücünün (kW) değişimi gösterilmiştir. Basit bir analiz yapıldığında EGR oranı arttıkça O_2 konsantrasyonu azalacaktır ve EGR oranı görece olarak yüksek noktalara ulaştığında motor gücünde düşüş yaşanmalıdır fakat bu konsantrasyon düşüşü şekilde gösterdiği gibi motorun gücüne belirgin şekilde etkimemektedir[20].



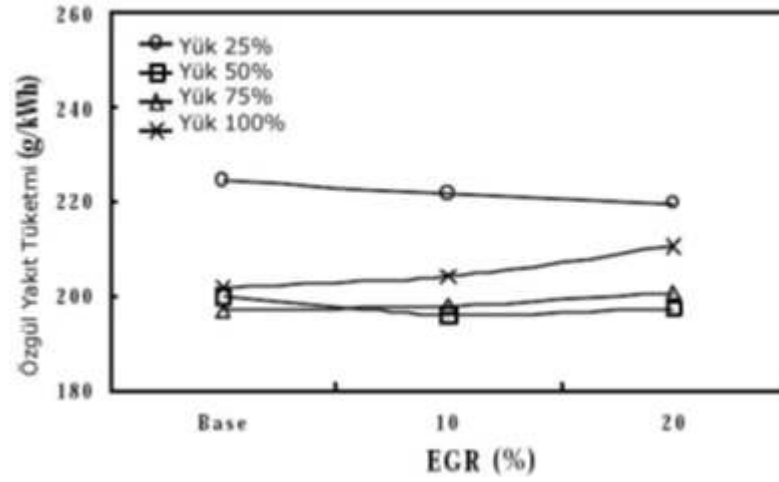
Şekil 3.11 Tam yükte soğuk EGR'nin güce etkisi[20]

3.5.5 EGR'nin Özgül Yakıt Tüketimine Etkisi

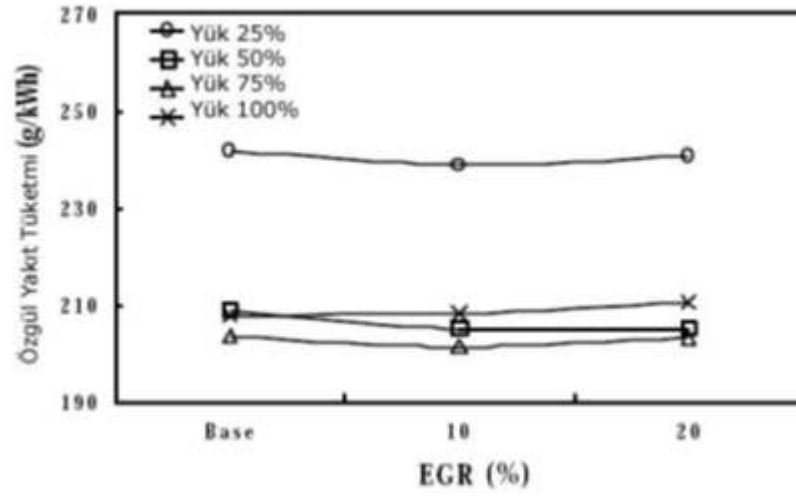
Şekil 3.12 farklı yük ve EGR koşullarında yakıt tüketimini göstermektedir. Şekillerde görüldüğü gibi EGR oranları arttıkça özgül yakıt tüketimi düşük yük değerlerinde biraz artış göstermiştir(örn.yük:%25); ancak özgül yakıt tüketimi yüksek yüklerde EGR ile belirgin şekilde artmaktadır (örn.tam yük). Bu durumun analizi şöyle yapılabilir, düşük yük koşullarında içeri giren sıcak egzoz gazları yanmayı iyileştirerek yakıt tüketimini azaltmaktadır. Ancak yüksek yüklerde EGR ile aynı zamanda O_2 konsantrasyonu da azaldığı için tutuşma gecikmesi artmakta, düşük yakıt hava oranı silindiri içi basıncı ve sıcaklıkları azaltmakta ve dolayısıyla yakıt tüketimi artmaktadır. Bu yüzden, bütün durumlarda yakıt tüketimi değişim oranı az görülmüştür ve %20 EGR oranlarına kadar motor performansı etkilenmemiştir[20].



Şekil 3.12 1000 d/d'da soğuk EGR'nin özgül yakıt sarfiyatına etkisi[20]



Şekil 3.13 1400 d/d'da soğuk EGR'nin özgül yakıt sarfiyatına etkisi[20]



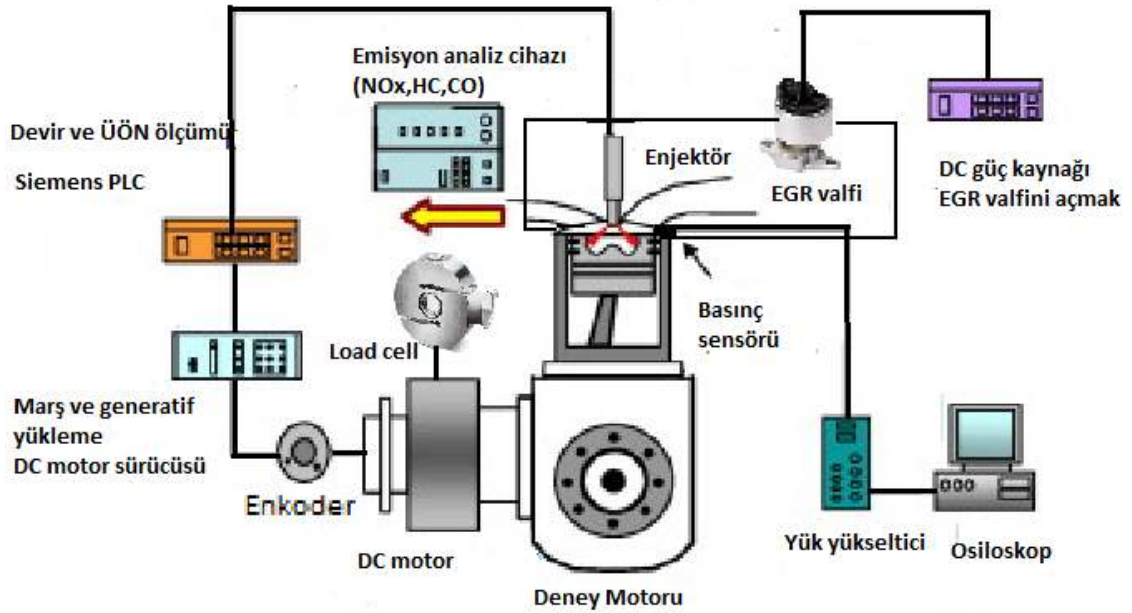
Şekil 3.14 1800 d/d'da soğuk EGR'nin özgül yakıt sarfiyatına etkisi[20]

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1 Deney düzeneği ve ekipmanları

Deney düzeneği bünyesinde içten yanmalı bir Diesel motoru, motor test düzeneği, emisyon analiz cihazı, enkoder, DC motor ve yük hücreleri bulunmaktadır. Deney setinin şematik şekil 4.1'deki gibidir ve teknik özellikler maddeler halinde verilmiştir.



Şekil 4.1 Deney şematik düzeneği



Şekil 4.2 Deney düzeneği resmi

4.1.1 Motor Teknik Özellikleri

Çizelge 4.1 Deney motorunun teknik özellikleri

Marka	Anadolu Motor
Model	Diesel 6LD 400
Silindir sayısı	1
Yanma odası	Direkt püskürtmeli
Yakıt	Diesel
Silindir çapı	86 mm
Silindir stroğu	68 mm
Silindir hacmi	395 cm ³
Sıkıştırma oranı	18:1
Özgöl yakıt sarfiyatı	220 gr/BG.saat
Maksimum tork(2200 d/d)	2 Kgm
Nominal devir	3600 d/d
Maksimum güç	8,5 BG



Şekil 4.3 Antor 6 LD 400 Diesel motor

4.1.2 DC Motor ve Load cell

DC motor birinci bölgede çalıştırılarak Diesel motora marş verilir, yük dirençleri vasıtası ile ikinci bölgede çalıştırılarak dinamik yükleme elde edilir. DC motor bu sistemde dinamometre olarak görev yapmıştır. Bu sistemde motorun belli devir ve yük şartlarında yüklenmesi sağlanarak rotora karşı bir direnç oluşturulup motorun gücü ölçülmektedir. Dinamonun üzerinde bir kol mevcut olup ucunda yükü tespit etmemizi sağlayan 300 kg kapasiteli load cell bulunmaktadır. Statorun doğurduğu manyetik alanda dönen rotor statoru ve gövdeyi yatırır. Gövdenin dönmesine karşı koymak için gerekli ağırlık load cell vasıtasıyla kontrol panelindeki yük göstergesinden okunur. Dirençler yüklenerek rotor ile stator arasında oluşan manyetik alanın değişmesiyle motordan alınan yük, dolayısıyla moment ile tork arasında olan bağlantısı kurulur. DC motor Diesel motoruna kayış-kasnak sistemiyle bağlanmış olup, yük miktarı kontrol panelindeki kumanda kolu vasıtasıyla ayarlanmaktadır.

DC motora gelen dinamik yüklerin değerin belirlenmesi amacıyla load cell kullanılır. Esas olarak çalışma prensibi, içinde bulunan "Strain Gauge" isimli elemanın üzerindeki yük sebebi ile şekil değiştirmesidir. Bu şekil değiştirme üzerinden sürekli akım geçirilen Strain Gauge elemanının boyut değiştirmesinden dolayı direncinin de değişmesiyle oluşan voltaj farklarından yararlanılarak üzerine uygulanan yük ölçülebilir. Bu elemandan gelen sinyal milivolt mertebesinde. Aşağıdaki resimde DC motor ve üzerine kuvvet kolu ile bağlanmış Pulse Elektronik marka T-3C model 300 kg kapasiteli S tipi yük hücresi(load cell) görülmektedir.



Şekil 4.4 DC motor ve Load cell

4.1.3 PLC

PLC'nin görevi:

- Çeşitli sensörlerden gelen sinyalleri toplamak(Enkoder)
- TD 200 Modülü ile kullanıcı girişlerini almak

S7-200 ekranına;

- Motor Devri
- Enjeksiyon Avans Açısı
- Püskürtme süresi bilgilerini yazmaktır.

Bu sistemde Siemens S7-200 marka PLC kullanılmıştır. Bu PLC'nin genel özellikleri:

- 24 VDC beslemeli 10 dijital çıkış 14 dijital giriş
- 8 KB program ve 8 KB kullanıcı belleği, 0,22 mikrosaniye dijital işlem
- 30KHz lik 6 hızlı sayıcı, 256 sayıcı, 256 zamanlayıcı
- 20KHz lik 2 Darbe çıkışı
- Olay kesmesi ve zaman kesmesi
- Gerçek zaman saati özelliklerine sahiptir.

Deney düzeneğinde PLC enkoderden gelen devir bilgisini görüntülemek için kullanılmıştır.



Şekil 4.5 S7-200 PLC modülleri ve ekranı

4.1.4 Enkoder

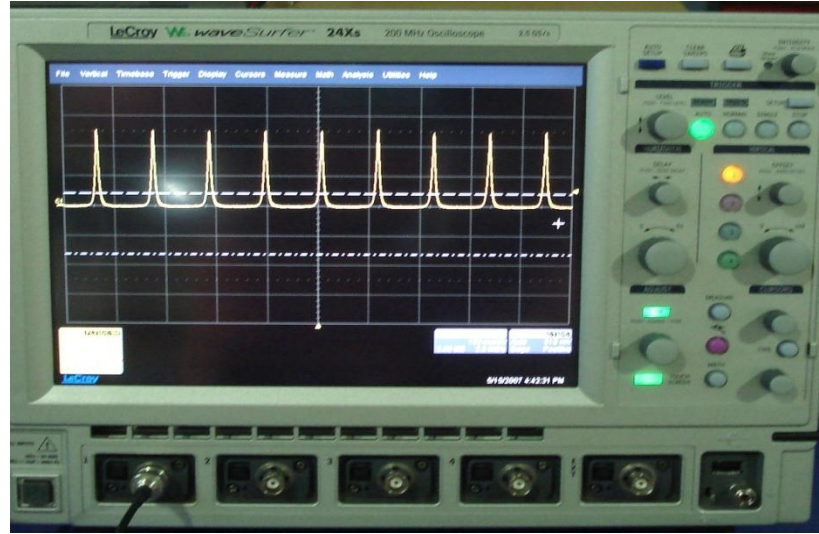
Pistonun konumunun ve hızının belirlenebilmesi için devir başına 360 darbe üreten bir artımsal kodlayıcı(enkoder) kullanılır. Piston üst ölü noktada (ÜON) iken kodlayıcı sıfır konum sinyali üretir. Konum bilgisinin sayısal türevi motor hız bilgisini oluşturur. Düzenekte Opkon marka PRI 50 LTP model 360 pulse değerine sahip enkoder kullanılmıştır. Enkoder motora 2:1 kayış kasnak sistemi ile bağlanmıştır.



Şekil 4.6 Enkoder

4.1.5 Basınç sensörü

Silindir içi basınç değişikliklerinin gözlemlenebilmesi amacıyla piezoelektrik basınç sensörü kullanılmıştır. Gelen basınç değişikliklerine hızlı tepki verebilmesinden dolayı, ani basınç değişikliklerini izlemede piezoelektrik basınç sensörleri etkili şekilde kullanılabilir. Kullanılan piezoelektrik basınç sensörü, içinde bulundurduğu piezokristal üzerine etkiyen basınçla doğru orantılı elektriksel potansiyel üretir. Basınç sensöründen gelen çok düşük seviyedeki gerilim, Kistler marka 5011 tipi amplifikatör ile yükseltilmiştir. LeCroy marka Wavesurfer 424 model Osiloskop üzerinden, anlık basınç eğrileri, enkoderden gelen üst ölü nokta sinyali görüntülenmiş ve kaydedilmiştir.



Şekil 4.7 LeCroy marka osiloskop



Şekil 4.8 Kistler 5011 B marka amplifikatör

Çizelge 4.2 Piezo basınç dönüştürücüsü ve kuvvetlendiricisi özellikleri

Markası	Kistler	Markası	Kistler
Modeli	6052 B	Modeli	5011 B
Ölçüm aralığı	0–150 bar	Ölçüm aralığı	$\pm 10 \dots 999000$ pC
Hassasiyet	-19,92 pC/bar	Hassasiyet	0,01...9990 pC/bar
Kalibre sıcaklığı	200°C	Çıkış gerilimi	± 10 V
Bağlantı Tipi	M5 x 0,5	Çıkış direnci	10 Ω

4.1.6 EGR valfi

EGR valfi şekilde görüldüğü gibi bir tarafı egzoz hattına diğer tarafı emme hattına bağlanmıştır. Bir DC güç kaynağına bağlanan bu valf çeşitli gerilimlerde yüklenmiş ve deney için uygun açıklık değerleri belirlenmiştir. Bu kaynaktan valfe 10 V ve 13 V değerlerinde gerilim uygulanmış ve açıklık değerleri hesaplanmıştır. Ve deneyler bu gerilim değerlerine göre açılan valfin durumuna ve kapalı haldeki durumuna göre yapılmıştır.



Şekil 4.9 Motora bağlanan EGR valfi

4.1.7 Yakıt Sarfiyatı Ölçümü

Yakıt deposundan bir valfe bağlı hortum vasıtasıyla göstergeye yakıt dolduruldu. Bu gösterge 16 cm^3 yakıt değerine kadar dolmaktadır. Daha sonra yakıt bu göstergeye doldurulduktan sonra motor çalıştırıldı ve 8 cm^3 'lük değeri motorun çeşitli yüklerde ve devirlerde ne kadar sürede tükettiği kronometre vasıtasıyla belirlendi. Tüketilen yakıt hacmi ve süresi bilindiğinden saatlik ve özgül yakıt tüketimi değerleri hesaplandı.

4.1.8 Emisyon ölçümü

Şekil 4.9' da gösterilen gaz emisyonlarını ölçmek için kullanılan egzoz gazı analiz cihazı, AVL DICOM 4000 marka garaj tipi gaz analiz cihazı olarak geçmektedir. Gaz analiz cihazı

CO, HC, CO₂ gazlarını kızıl ötesi yöntemle, NO_x gazlarını ise elektrokimyasal yöntemle ölçebilmektedir, ölçüm hassasiyetine ait teknik değerleri Çizelge 4.3'te listelenmiştir.

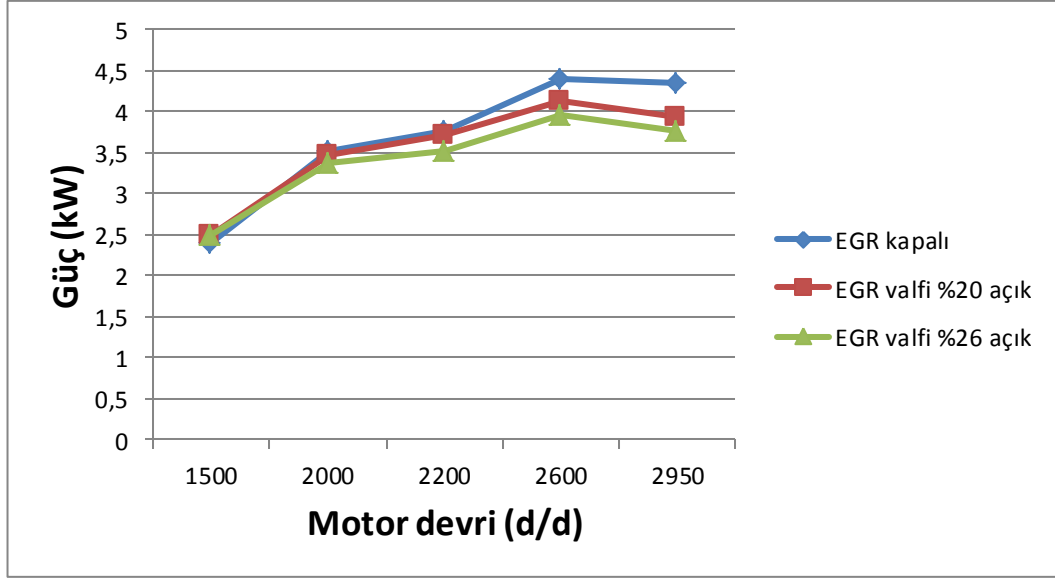


Şekil 4.10 AVL DICOM 4000 gaz analiz cihazı

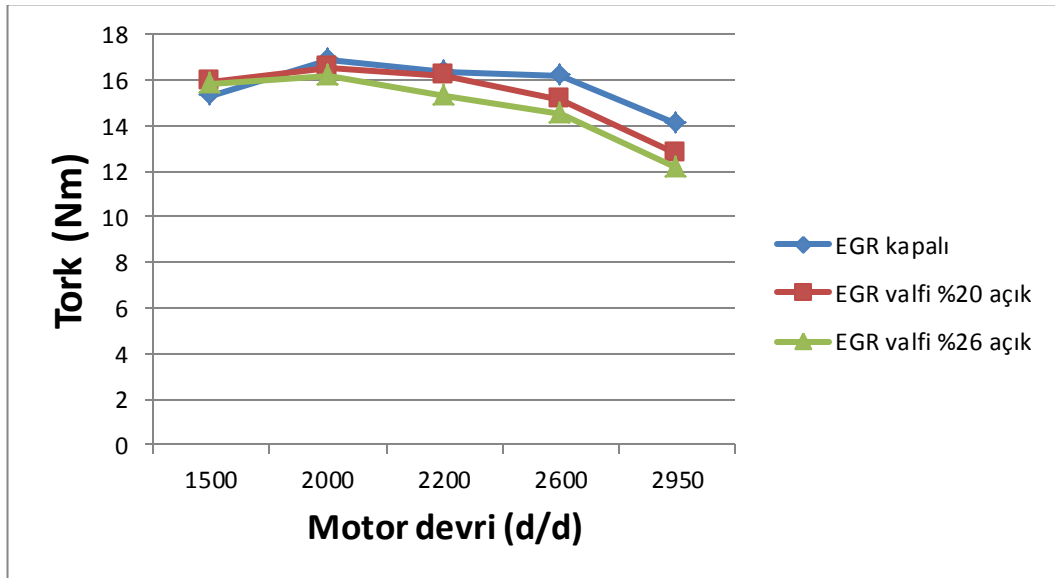
Çizelge 4.3 AVL DICOM 4000 gaz analiz cihazına ait teknik değerler

AVL DICOM 4000	Ölçüm aralığı	Hassasiyet
CO	0-10%hacim	0.01 % hacim
CO ₂	0-20%hacim	0.1 %hacim
HC	0-20000 ppm hacim	1 ppm
NO _x	0-5000 ppm hacim	1 ppm
O ₂	0-20%hacim	0.01%hacim
Λ	9999	0.001
Motor Hızı	250-9960 rpm	10 rpm

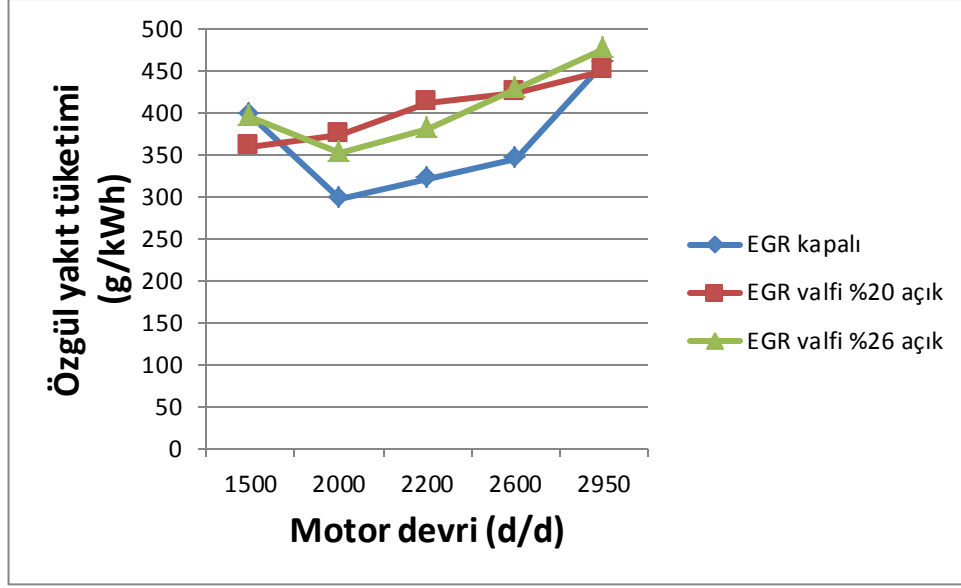
4.2 Deney Sonuçları



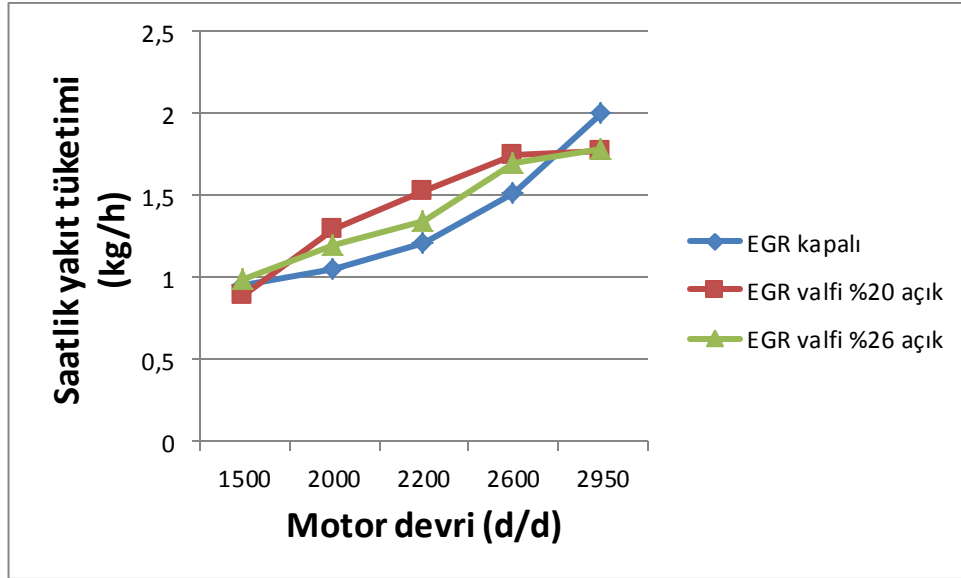
Şekil 4.11 Farklı EGR oranlarındaki güç değişimi



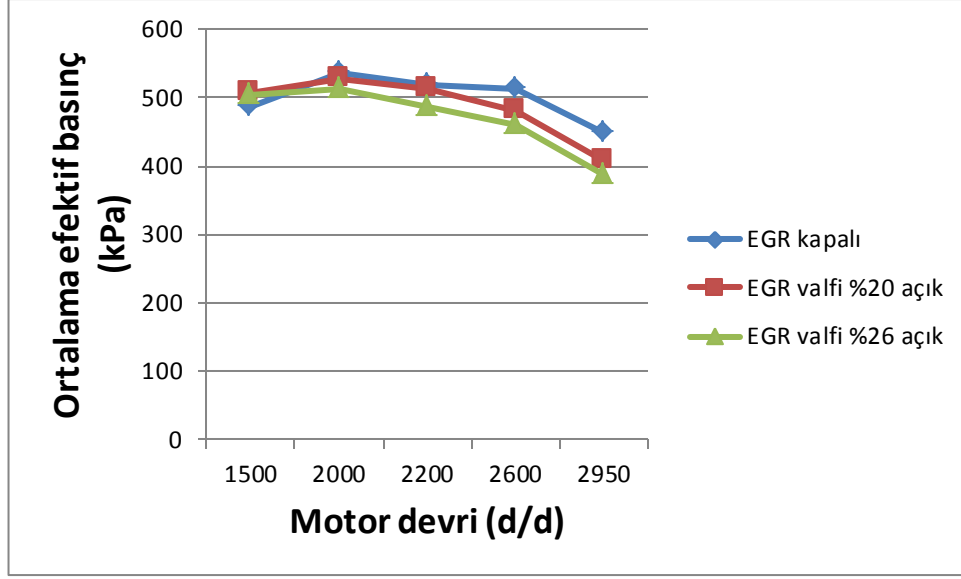
Şekil 4.12 Farklı EGR oranlarındaki tork değişimi



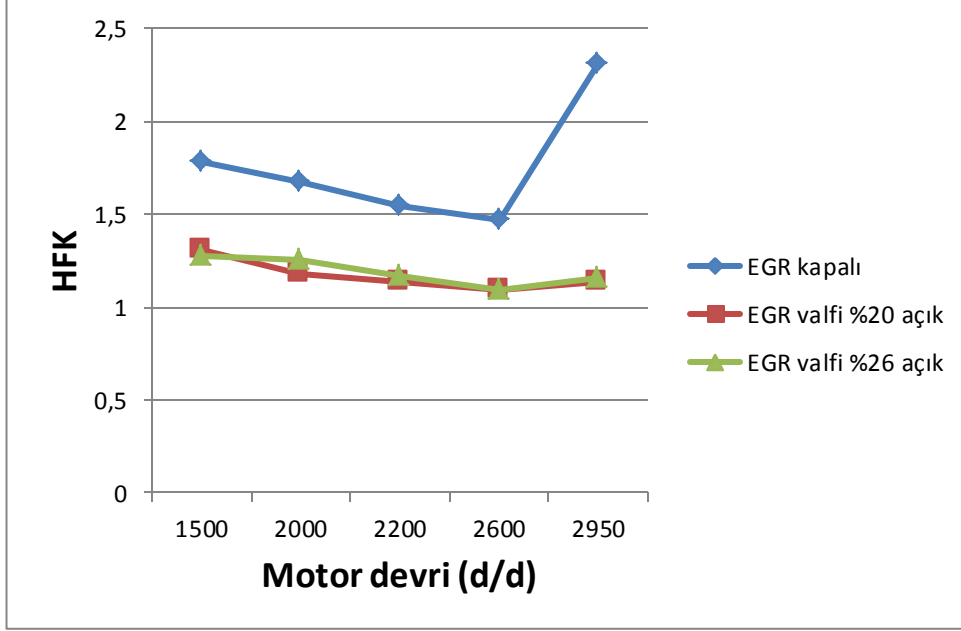
Şekil 4.13 Farklı EGR oranlarındaki özgül yakıt tüketimi değişimi



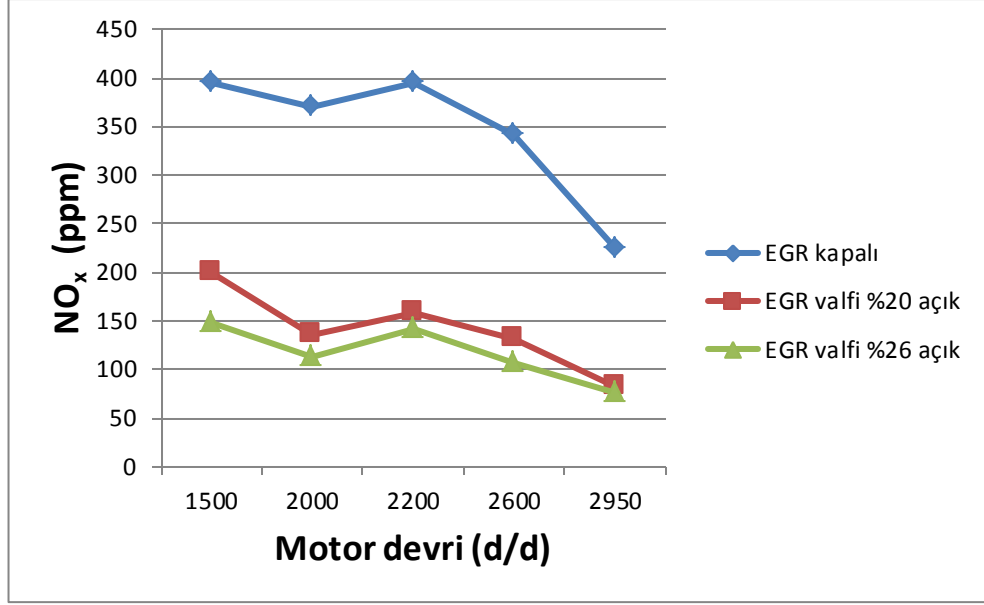
Şekil 4.14 Farklı EGR oranlarındaki saatlik yakıt tüketimi değişimi



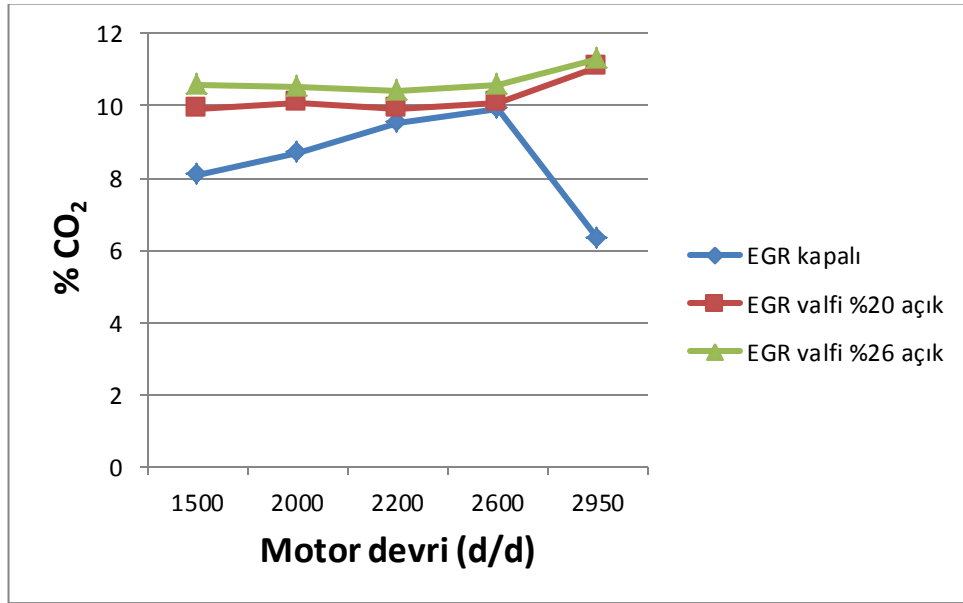
Şekil 4.15 Farklı EGR oranlarındaki ortalama efektif basıncın değişimi



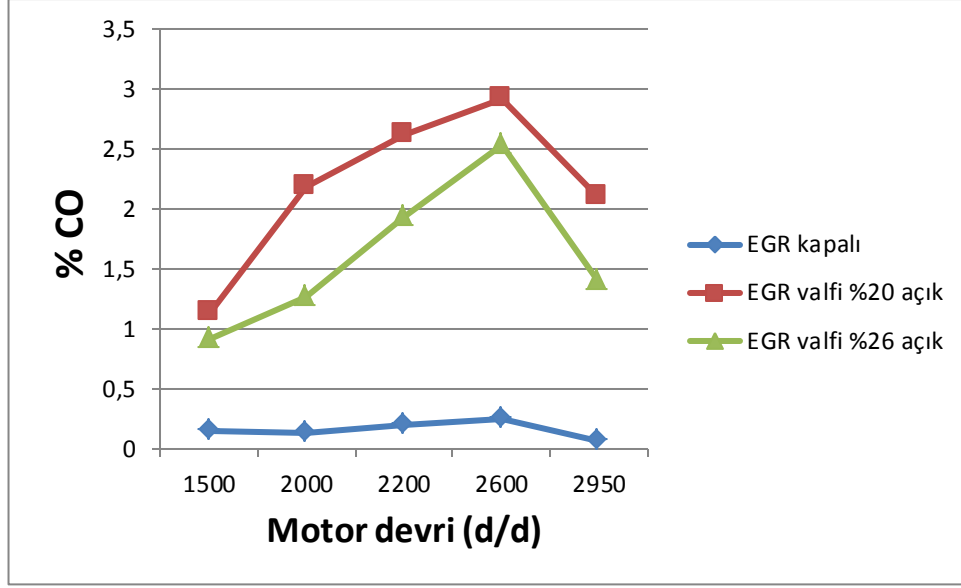
Şekil 4.16 Farklı EGR oranlarındaki hava fazlalık katsayısının değişimi



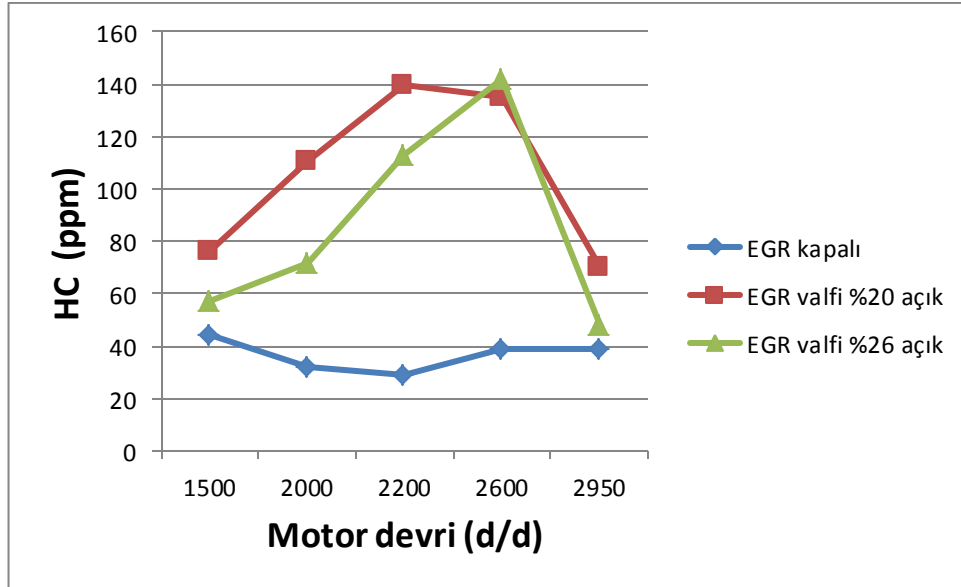
Şekil 4.17 Farklı EGR oranlarındaki azot oksit emisyonlarının değişimi



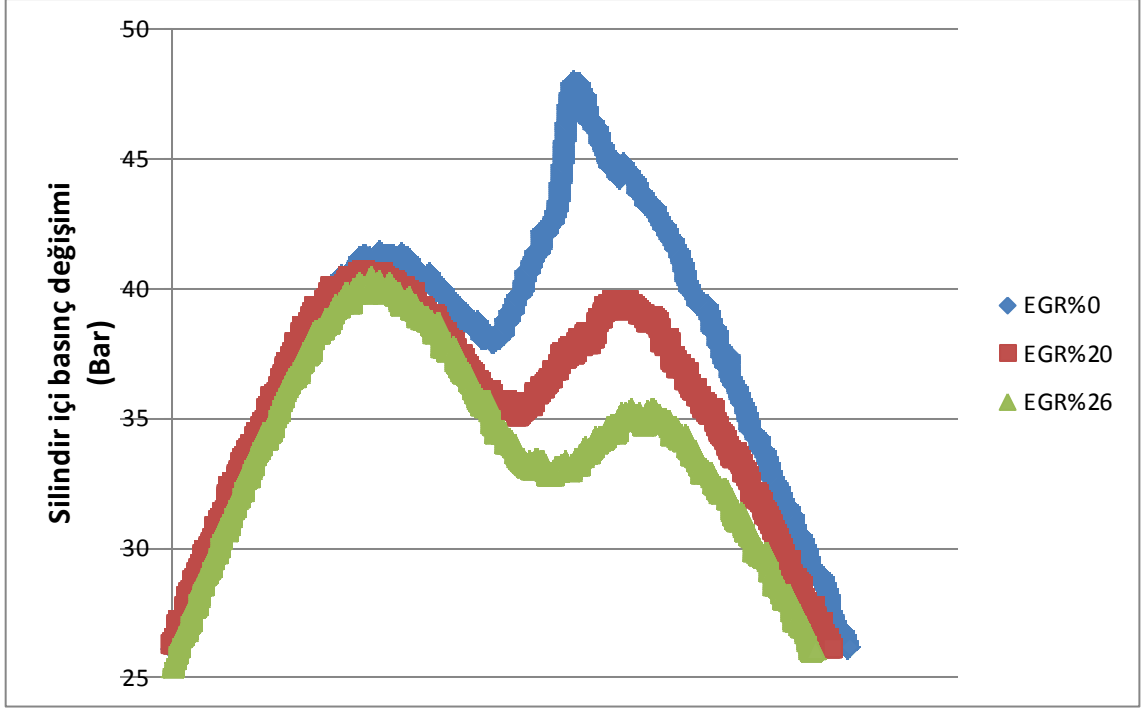
Şekil 4.18 Farklı EGR oranlarındaki karbondioksit emisyonlarının değişimi



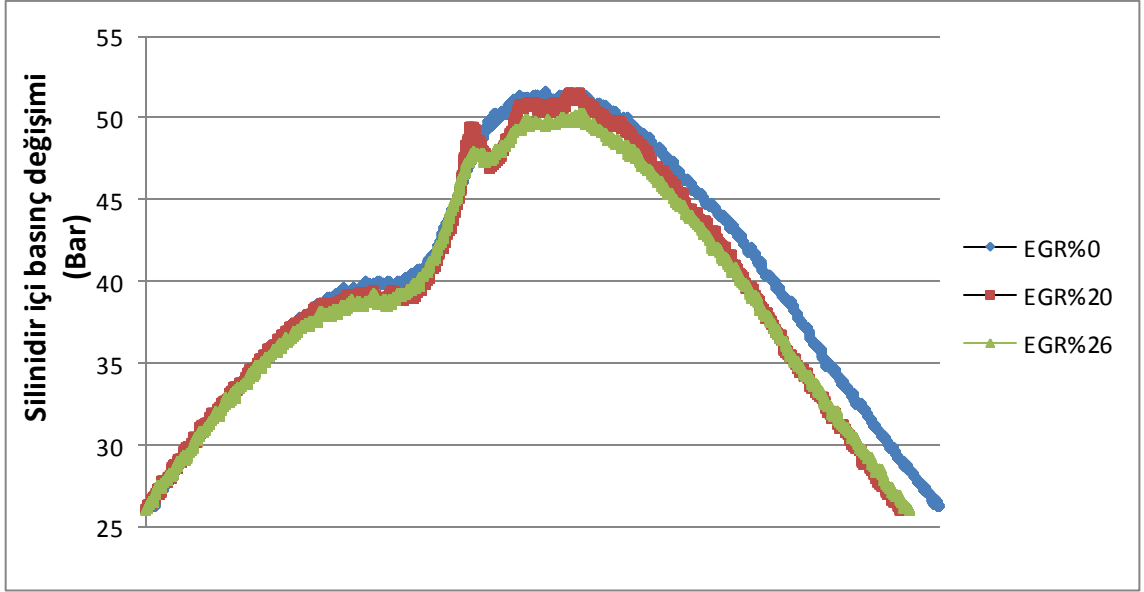
Şekil 4.19 Farklı EGR oranlarındaki karbonmonoksit emisyonlarının değişimi



Şekil 4.20 Farklı EGR oranlarındaki HC emisyonlarının değişimi



Şekil 4.21 Farklı EGR oranlarında maksimum güç devrindeki silindir içi basınç değişimi



Şekil 4.22 Farklı EGR oranlarında maksimum tork devrindeki silindir içi basınç değişimi

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Deney sonuçlarının yorumlanması

Yapılan çalışmalar EGR oranına bağlı olarak çeşitli motor parametreleri ve emisyonlar ölçülmüş ve grafikler halinde verilmiştir. Ölçümler 1500,2000,2200,2600 ve 2950 d/d'da yapılmıştır.

Motor devir sayısına bağlı olarak her bir EGR oranı için motor gücündeki değişim şekil 4.11'de verilmiştir. Standart ve EGR'li durumlarda maksimum güç 2600 devir civarında oluşmuştur. Fakat EGR'li durumda motor gücünde çok az bir miktar düşme görülmüştür. Artan EGR oranına bağlı olarak motor gücünde meydana gelen düşme silindire alınan daha fazla egzoz gazı ile yanmanın kötüleşmesi olarak değerlendirilebilir. Çok yüksek devirlerde artan EGR oranı karışımı daha da fakirleştirip, yanma verimini kötüleştirdiğinden EGR bu devirlerde kullanımı motor gücünü olumsuz yönde etkilemektedir.

Motor devrine bağlı olarak tork değişimi şekil 4.12'de verilmiştir. Artan EGR oranına bağlı olarak torkta meydana gelen düşme ortalama efektif basıncın azalmasıyla açıklanabilir. Piston tepesine etkiyen kuvvetin azalmasından dolayı krank mili çapı sabit olduğundan momenti azaltmaktadır.

Şekil 4.13 ve 4.14'te farklı EGR durumlarındaki özgül yakıt tüketimi ve saatlik yakıt tüketimi verilmiştir. Artan EGR oranı ile yakıt tüketimi artmıştır. Bunun sebebi EGR ile

birlikte dolum havasının içindeki oksijen miktarının azalmasıdır. Yanma odasında oksijenin yerini alan inert egzoz gazları karışımı seyreltip yakıt ve oksijen moleküllerinin reaksiyona girme ihtimalini azaltır. Dolayısıyla reaksiyon hızı azalacaktır. Bunun sonucunda silindirdeki karışımın bir kısmı yanması gereken sürede yanmadan egzozdan dışarı atılacaktır. Böylece EGR ile birlikte saatlik yakıt tüketimi ve özgül yakıt tüketimi artacaktır.

Şekil 4.15'te EGR oranına bağlı olarak ortalama efektif basıncın değişimi görülmektedir. Artan EGR ile birlikte ortalama efektif basınçta bir miktar düşme meydana gelmektedir. Bunun sebebi artan EGR ile birlikte açığa çıkan maksimum ısı miktarının azalması ve maksimum ısının açığa çıktığı noktanın gecikmesi olarak açıklanabilir.

Şekil 4.16'da EGR oranına bağlı olarak hava fazlalık katsayısının değişimi görülmektedir. Motor devri ve EGR oranı artırıldıkça hava fazlalık katsayısı azalmaktadır. Bunun sebebi sıcak egzoz gazlarının hacimsel verimi kötüleştirip emilen hava miktarını azaltması ve karışımın fakirleşmesi olarak açıklanabilir.

Şekil 4.17'de EGR oranına bağlı olarak değişen azot oksit emisyonlarının değişimi görülmektedir. Artan EGR oranı ve devir ile azot oksit emisyonlarında ciddi bir düşme görülmüştür. EGR ile emme kısmına gelen egzoz gazları yanma sonucu açığa çıkan ısının bir kısmını absorbe ettiklerinden dolayı yanma odasındaki maksimum sıcaklık düşmekte ve bu da azot oksit emisyonlarını azaltmaktadır. Ayrıca yanma hızının düşmesi maksimum ısının açığa çıktığı noktayı geciktirdiğinden maksimum silindir sıcaklığı düşmekte ve bu da azot oksit emisyonlarını azaltmaktadır.

Şekil 4.18'de ve 4.19'da EGR oranına bağlı olarak değişen karbondioksit ve karbonmonoksit emisyonlarının değişimi görülmektedir. Artan EGR oranı ile birlikte emisyonlarda artış olmuştur. Temel olarak CO oluşumu hava fazlalık katsayısının (HFK) kuvvetli bir fonksiyonu olarak değişmektedir. Yüksek alev sıcaklıklarında bu denge reaksiyonundan CO₂ miktarına oranla daha fazla CO elde edilir. Ancak sıcaklık düştükçe CO'nun CO₂ şekline oksidasyonu söz konusudur. Karbondioksit emisyonlarındaki artışın bir sebebi de silindire geri gönderilen egzoz gazlarının içerisindeki karbondioksittir.

Şekil 4.20’de EGR oranına bağlı olarak hidrokarbon emisyonlarındaki değişim görülmektedir. EGR ile HC emisyonlarında ciddi artış olmuştur. Bunun sebebi egzozda yanmamış halde bulunan gazların EGR ile geri gelmesi Yüksek devirlerde EGR olmasına rağmen yanma hızının artması ve daha iyi homojen karışım olup yanmanın iyileşmesiyle emisyonlarda düşme görülmektedir.

Şekil 4.21 ve 4.22’de osiloskoptan alınıp işlenen silindir içi basınç grafikleri görülmektedir. Maksimum tork ve güç devrindeki basınç grafiklerinde EGR oranının artırılması ile pik basınçların düştüğü görülmüştür. NO_x emisyonları silindir içi basınç değişimine bağlı olduğu için bu şekillere göre düştüğü görülebilir.

5.2 Öneriler

Yapılan deneyler sonucunda EGR uygulaması ile NO_x emisyonları dışında diğer parametrelerde kötüleşme olduğu görülmüştür. Bu daha yüksek EGR oranları motor performansını daha da kötüleştirdiği için tavsiye edilmemektedir. Diğer parametreleri fazla kötüleştirmeden daha yüksek EGR oranlarına çıkabilmek için bazı ek tedbirlere ihtiyaç duyulmaktadır.

EGR’nin diğer parametreleri kötüleştirmesinin önemli etkilerinden birisi hava fazlalık katsayısını azaltmasıdır. Bu durumun önlenmesi için silindire daha fazla hava alınmasını sağlayacak sistemlerden (aşırı doldurma) yararlanılabilir. Ayrıca sıcak egzoz gazlarının silindire geri gönderilmeden önce bir soğutucudan geçirilmesi hem hacimsel verimdeki kötüleşmeyi azaltacak hem de silindirlere daha fazla egzoz gazı gönderilmesini sağlayacaktır.

EGR ile karışımın yanma hızı düşmektedir. Bu durumda silindire püskürtülen yakıtın bir kısmı gereken süre içerisinde yanamayacağından yakıt tüketimi kötüleşmektedir. Kullanılan yakıtın setan sayısı artırılarak karışımın daha erken tutuşması sağlanabilir. Dolayısıyla karışımın yanması için daha fazla süre sağlanmış olur.

Egzoz gazlarının içerisindeki küçük partiküller motordaki aşınmayı artıracaktır. Bunun için gazlar silindire geri gönderilmeden önce bir filtreden geçirilmelidir. Partiküllerin

filtrelenmesi ile EGR'nin aşındırma etkisi de azaltılabilir. Ayrıca EGR sistemi bulunan motorlarda daha yüksek kaliteli motor yağlarının kullanılması da aşınmayı azaltacaktır.

Maksimum güç ve tork aralığında NO_x emisyonlarında önemli miktarda artış göstermektedir. EGR sistemi bu devir aralığında çalışmalı, rölanti ve tam yüklerde sistemin devre dışı kalması sağlanmalıdır.

Diğer emisyon azaltma yöntemleri ile birlikte kullanılarak hem NO_x emisyonları hem de diğer parametreler optimize edilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Nazha, M.A.A., (2001) "The Use of Emulsion, Water Induction and EGR for Controlling Diesel Engine Emissions" :01-1941.
- [2] Agrawal, D., Sinha, S., Avinash Kumar ve Agrawal, A. K. (2005) "Experimental Investigation of Control of NO_x Emissions in Biodiesel-fueled Compression Ignition Engine", Science direct, Renewable Energy 31 (2006): 2356–2369.
- [3] Abd-Alla, G. H., Soliman, H. A. ve Abd-Rabbo, M. F. (2000) "The Effects of Dilluent Admissions and Intake Temperature in Exhaust Gas Recirculation on the Emmissions of an Indirect-Injection Dual Fuel Engine, Combustion and Emmissions Formation in SI and Diesel Engines", SAE, SP-1562, 2000-01-2796:117-124.
- [4] Agrawal, A. K., Singh, S. K., Sinha, S. ve Shukla, M.K. (2003) "Effect of EGR on the Exhaust Gas Temperature and Exhaust Opacity in Compression Ignition Engines", Sadhana Vol. 29 (2004), Part 3: 275–284.
- [5] Mergen, Ş. K. ve Yavaşlıol İ., (2001) Diesel motorlarda kısmi yük şartlarında EGR'nin motor performansı ve emisyon üzerine etkilerinin araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [6] Aldajah, S., Ajayi, O. O., Fenske, G. R. ve Goldblatt I. L. (2006) "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) Contamination of Diesel Engine Oil on Wear", Science direct, Wear 263 (2007): 93–98.
- [7] Hountlas,DT.(2006). "Use of Water Emulsion and Intake Water Injection as NO_x Reducton Techniques for Hevy Duty Diesel Engines",01-1414.
- [8] Maiboom, A., Tauzia, X. ve He´ tet, J. F. (2007) "Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine", Science direct, Energy 33 (2008): 22–34.
- [9] Yang F. ve Minggao O., (2003), "Experimental Research on EGR in a Diesel Engine Equipped with Common Rail Injection System, SAE Technical Paper Series", 2003-01-0351.

- [10] Marques A., Monteiro E., Moreira N.A. ve Malheiro S., (2007), “NO_x Emissions Reduction in a Biodiesel Engine by Means of EGR Technology, SAE Technical Paper Series”, 2007-01-0078.
- [11] M.M. Abdelaal ve A.H. Hegab,(2012), “ Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR” Science Direct, Energy Conversion and Management 64 :301–312.
- [12] Küçükşahin, F.,(1999) “Dizel Motorları”, 3. baskı, Güven Kitabevi, İstanbul, 679-785 .
- [13] Andrews, G., (1995)“NO_x Formation and Control”, The Eleventh Annual Short Course on Diesel Particulates and NO_x Emissions, Leeds,112-134.
- [14] Merker P.G.,Schwarz C.,Stiesch G. ve Otto F., (2006), “Simulating Combustion”, Springer, Heidelberg.
- [15] Heywood, J.B., (1988), “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill Publishing Company s.586-592, NewYork.
- [16] Samec N.,Dibble R.ve Chen Y V, “Reduction of NO_x and Soot Emission by Water Injection During Combustion in a Diesel Engine”, F20001075.
- [17] Soruşbay, C., (1989), “İçten Yanmalı Motorlarda Egzoz Gazları Emisyonu”,İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, İstanbul.
- [18] Khan, I.M. ve Wang, C.H.T., (1973), “Factors Affecting Emissions of Smoke andGaseous Pollutants from Direct Injection Diesel Engines, Lucas Engineerin Review”,6(2),Kasım.
- [19] Narusawa, K., Odaka, M., Koike, N., Tsukamat, Y. ve Yoshida, K., (1990), “An EGR Method for Heavy-Duty Diesel Engines Under Transient Operations”, SAE Paper, No: 900444.
- [20] Zheng M. , Reader G.T. ve Hawley J.G., (2003) “Diesel Engine Exhaust Gas Recirculation-a review on advanced and novel concepts”, Elsevier Ltd.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Ozan ÖZVERAN
Doğum Tarihi ve Yeri :25.07.1989-SİVAS
Yabancı Dili :İNGİLİZCE
E-posta :ozanozveran@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Sakarya Üniversitesi	2011
Lise	Nevzat Ayaz Lisesi	Fen Bilimleri	2007

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2012-2013	Sterkim Makine Kimya Ltd.Şti.	Proje Tasarım Mühendisi