

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA EKSERJİ ANALİZİ

SEMİH BACIK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. MUAMMER ÖZKAN**

İSTANBUL, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA EKSERJİ ANALİZİ

Semih BACIK tarafından hazırlanan tez çalışması 02.01.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Muammer Özkan

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi O.Akın KUTLAR

İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Orkun ÖZENER

Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması, içten yanmalı motorlarda ray basıncı ve motor soğutma suyu sıcaklığının performans, emisyon, ekserji verimliliği açısından değerlendirilmesi amacıyla gerçekleştirilmiştir.

Tez çalışmamda desteğini esirgemeyen ve çalışmalarına yön veren danışmanım Prof. Dr. Muammer Özkan'a ve Dr. Öğr. Üyesi Orkun ÖZENER'e teşekkürlerimi sunarım.

Ocak, 2019

Semih BACIK

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	18
1.3 Orjinal Katkı.....	18
BÖLÜM 2	
DİZEL MOTORLARDA YANMA	20
2.1 Dizel Motorlarda Yanma Prosesi.....	20
2.1.1 Dizel Motor Yakıt Püskürtme Prosesi	23
2.1.2 Dizel Yanma Süreçleri	23
2.2 Dizel Motor Emisyonları.....	25
2.2.1 Azot Oksit Emisyonları (NOx).....	25
2.2.2 Karbonmonoksit Emisyonları (CO)	26
2.2.3 Hidrokarbon Emisyonları (HC)	27
2.2.4 Partikül Emisyonları (PM)	27
2.2.5 NOx ile Partikül Oluşumu Arasındaki Bağlantı.....	28

2.3	Dizel Yanması Püskürtme Fazlarının ve Püskürtme Basıncının Önemi	29
2.3.1	Püskürtme Basıncı	31
2.4	Dizel Motor Yakıt Püskürtme Sistemleri	32
2.4.1	Ortak Hat Yakıt Püskürtme Sistemi – Common Rail	32
BÖLÜM 3		
DENEYSEL ÇALIŞMA		36
3.1	Deney Motoru	36
3.2	Dinamometre	38
3.3	Yakıt Sarfiyatı Ölçümü	38
3.4	Yakıt Şartlandırıcısı	39
3.5	Partikül Madde Ölçer (İs Ölçer)	40
3.6	Egzoz Emisyon Ölçüm Cihazı	41
3.7	Basınç Analiz Cihazı	43
3.8	Emme Hava Debisi Ölçümü	44
3.9	Motor Kontrol Ünitesi Kontrolü	45
3.10	Test Otomasyon Sistemi	45
3.11	Motor Soğutma Suyu Şartlandırıcısı	46
BÖLÜM 4		
DENEY SONUÇLARI		47
4.1	Deneyin Yapılması	47
4.1	Deneyde Sabitlenen Parametreler	47
4.1	Deneyde Sabitlenen Parametreler	48
4.1	Motor Deney Sonuçları	48
4.4.1	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncında Oluşan Değişimin Etkileri	49
4.4.1.1	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştiğinde .. Motor Yanma Sıcaklıklarının İncelenmesi	49
4.4.1.2	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı .. Değiştirildiğinde Motorun Isı Dağılımının İncelenmesi	51
4.4.1.3	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı .. Değiştirildiğinde Motorun Yanma Basıncı Eğrilerinin .. Karşılaştırılması	52
4.4.1.4	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı .. Değiştirildiğinde NOx Emisyonlarının Karşılaştırılması	54
4.4.1.5	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı .. Değiştirildiğinde Motorun THC Emisyonlarındaki Değişimin .. İncelenmesi	56
4.4.1.6	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı .. Değiştirildiğinde Motorun Partikül Madde Emisyonlarındaki .. Değişimin İncelenmesi	57

4.4.1.7	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı	
	Değiştirildiğinde Motorun CO Emisyonlarındaki Değişimin	
	İncelenmesi	58
4.4.1.8	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı	
	Değiştirildiğinde Motorun Termik Verimindeki Değişimin	
	İncelenmesi	59
4.4.1.9	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı	
	Değiştirildiğinde Ekserji Verimindeki Değişimi.....	60
4.4.1.10	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı	
	Değiştirildiğinde Egzoz Isı Kayıplarındaki Değişim	60
4.4.1.11	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı	
	Değiştirildiğinde Egzoz Ekserji Değişimi	61
4.4.1.12	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı	
	Değiştirildiğinde Soğutma Kayıpları Değişimi	62
4.4.1.13	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı	
	Değiştirildiğinde Intercooler Kayıpları Değişimi.....	62
4.4.1.14	Sabit Motor Su Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı	
	Değiştirildiğinde Motor Blok Isı Kayıpları Değişimi	63
4.4.1.15	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı	
	Değiştirildiğinde Motor Blok Ekserji Analiz Değişimi	64
4.4.1.16	Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı	
	Değiştirildiğinde Motor Ekserji Yıkımı Değişimi	65
4.4.1.17	Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı	65
4.4.1.18	Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı	66
4.4.1.19	Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı	66
4.4.1.20	Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı	67
4.4.1.21	Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı	67
4.4.1.22	Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı	68
4.4.1.23	Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı	68
4.4.1.24	Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı	69
4.4.1.25	Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı	69
4.4.1.26	Tüm Modlar için Motor Genel Enerji Dağılımı Karşılaştırması..	70
4.4.1.27	Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Ekserji Dağılımı.....	71
4.4.1.28	Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Ekserji Dağılımı.....	71

4.4.1.29	Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Ekserji Dağılımı.....	72
4.4.1.30	Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Ekserji Dağılımı.....	72
4.4.1.31	Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Ekserji Dağılımı.....	73
4.4.1.32	Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Ekserji Dağılımı.....	73
4.4.1.33	Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Ekserji Dağılımı.....	74
4.4.1.34	Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Ekserji Dağılımı.....	74
4.4.1.35	Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon	
	Basıncında Ekserji Dağılımı.....	75
4.4.2	Ekserji Analizinde Kullanılan Formüller	76
BÖLÜM 5		
SONUÇ VE ÖNERİLER		79
KAYNAKLAR.....		82
ÖZGEÇMİŞ.....		86

SİMGE LİSTESİ

Exh	egzoz
Ex	ekserji
HRR	Açığa çıkan ısı
m	Şekil parametresi
m_c	Silindir içerisindeki kütle
m_{ev}	Buharlaştıran yakıt
$m_{fuel,id}$	Tutuşma gecikmesi sırasında püskürtülen yakıt miktarı
mg/str	mg/çevrim
m_{is}	İs kütlesi
M_{top}	Bir çevrimde püskürtülen yakıt miktarı
n	Motor devri
N_2O	Azot dioksit
NO_x	Azot oksit
P	Basınç
P_{cyl}	Silindir içi basıncı
P_{MAX}	Silindir içi maksimum basıncı
T	Sıcaklık
t	Zaman
t	Termal
V	Silindir hacmi
ϵ	Ekserji verimi

KISALTMA LİSTESİ

AFR	Hava yakıt karışım oranı
AÖN	Alt ölü nokta
AP	Ana püskürtme
DI	Direk püskürtmeli
DPF	Dizel partikül filtresi
DT	Bekleme zamanı
EGR	Egzoz gazı geri dönüşüm sistemi
GPPA	Gerçekleşen pilot püskürtme avansı
HCCI	Homojen dolgulu, sıkıştırmalı ateşlemeli proses
HRR	Isı açığa çıkış hızı (Heat Release Rate)
IDI	İndirekt püskürtmeli
IEA	International Energy Agency
KMA	Krank mili açısı
LNT	Lean NO _x trap (Fakir NO _x kapanı)
MCC	Karışım kontrollü yanma
OEB	Ortalama efektif basınç
OHYB	Ortak hatlı yüksek basınçlı sistem
OİB	Ortalama indike basınç
PAPS	Pilot ve Ana püskürtme stratejisi
PCCI	Ön karışimli sıkıştırmalı ateşlemeli proses
PMC	Ön karışım kontrollü yanma
PP	Pilot püskürtme
PPPA	Planlanan pilot püskürtme avansı
PRPÜS	Püskürtme profili
SAE	Society of automotive engineers
SCR	Selective catalytic reduction
SOB	Sürtünme ortalama basıncı
TPS	Tek püskürtme stratejisi
ÜÖN	Üst ölü nokta
ÜÖNÖ	Üst ölü nokta öncesi
ÜÖNS	Üst ölü nokta sonrası
VGT	Variable geometry turbine

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	Yakıtın yanma odasına püskürtülmeye başlaması..... 21
Şekil 2. 2	Yakıtın yanma odasına püskürtülmeye başlaması [8][49] 22
Şekil 2. 3	Yakıt demeti sıcaklık ve emisyon dağılımı[50] 22
Şekil 2. 5	Dizel spreğinde is Oluşum Bölgeleri..... 28
Şekil 2. 6	İs-NOx dengesi [54] 29
Şekil 2. 7	Pilot püskürtme durumunda püskürtme oranı ve silindir içi basınç değişimi 30[54]..... 30
Şekil 2.8	Basınç sisteminin genel görünümü [54] 33
Şekil 2.10	Yakıt dağıtıcı (rail) ve yüksek basınç yakıt boruları [55] 35
Şekil 3.1	Deneyisel çalışma şematik görünümü 36
Şekil 3.2	Deney motoru güç-moment eğrisi..... 37
Şekil 3. 3	Deneylerde kullanılmış olan AVL APA 204/8 dinamometresi..... 38
Şekil 3. 4	Deneylerde kullanılmış olan AVL 735S yakıt sarfiyatı ölçüm ve AVL 753C yakıt sıcaklığı kontrol cihazı kombinasyonu..... 40
Şekil 3. 5	Deneylerde kullanılmış olan AVL 415S is ölçüm cihazı 41
Şekil 3. 6	Deneylerde kullanılmış olan AVL i60 egzoz emisyon ölçüm cihazı 43
Şekil 3.7	Deneylerde kullanılmış olan silindir içi veri sistemi AVL Indismart 44
Şekil 3.8	Deneylerde kullanılmış olan Indicom programı ara yüzü 44
Şekil 3. 9	ATI Vision programı ekran çıktısı 45
Şekil 3. 10	AVL PUMA Open 2.5 ekran çıktısı 45
Şekil 3. 11	Motor soğutma suyu şartlandırması için kurulan test düzeneği 46
Şekil 4.1	90°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi yanma sıcaklıklarının değişim eğrisi 50
Şekil 4.2	60°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi yanma sıcaklıklarının değişim eğrisi 50
Şekil 4.3	40°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi yanma sıcaklıklarının değişim eğrisi 50
Şekil 4.4	90°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi ısı dağılım eğrisi 51
Şekil 4.5	60°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi ısı dağılım eğrisi 52

Şekil 4.6	40°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi ısı dağılım eğrisi	52
Şekil 4.7	90°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi basınç dağılım eğrisi	53
Şekil 4.8	60°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi basınç dağılım eğrisi	54
Şekil 4. 9	40°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi basınç dağılım eğrisi	54
Şekil 4. 10	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun NOX emisyon dağılımı	55
Şekil 4. 11	90°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun NOX emisyon dağılımı	55
Şekil 4.12	60°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun NOX emisyon dağılımı	56
Şekil 4.13	40°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun NOX emisyon dağılımı	56
Şekil 4.14	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun THC emisyon dağılımı	57
Şekil 4.15	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun is oluşum dağılımı ..	58
Şekil 4.16	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun CO emisyon dağılımı	59
Şekil 4.17	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun termik verim dağılımı	59
Şekil 4.18	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun THC emisyon dağılımı	60
Şekil 4.19	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun egzoz kayıplarındaki dağılımı	61
Şekil 4.20	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun egzoz ekserji dağılımı	61
Şekil 4.21	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun soğutma kayıpları dağılımı	62
Şekil 4.22	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun intercooler soğutma kayıpları dağılımı	63

Şekil 4.23	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun blok ısı kayıpları dağılımı	64
Şekil 4.24	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun blok ekserji dağılımı	64
Şekil 4.25	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun ekserji yıkımı dağılımı	65
Şekil 4.26	90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun enerji dağılımı.....	65
Şekil 4.27	90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun enerji dağılımı.....	66
Şekil 4.28	90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun enerji dağılımı.....	66
Şekil 4.29	60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun enerji dağılımı.....	67
Şekil 4.30	60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun enerji dağılımı.....	67
Şekil 4.31	60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun enerji dağılımı.....	68
Şekil 4.32	40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun enerji dağılımı.....	68
Şekil 4.33	40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun enerji dağılımı.....	69
Şekil 4.34	40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun enerji dağılımı.....	69
Şekil 4.35	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) enerji dağılım değişiklikleri	70
Şekil 4.36	90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun ekserji dağılımı	71
Şekil 4.37	90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun ekserji dağılımı	71
Şekil 4.38	90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun ekserji dağılımı	72
Şekil 4.39	60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun ekserji dağılımı	72
Şekil 4. 40	60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun ekserji dağılımı	73
Şekil 4. 41	60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun ekserji dağılımı	73
Şekil 4. 42	40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun ekserji dağılımı	74
Şekil 4. 43	40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun ekserji dağılımı	74

Şekil 4. 44	40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun ekserji dağılımı	75
Şekil 4.45	90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) ekserji dağılım değişiklikleri ..	76

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3. 1	Deney motorunun teknik özellikleri..... 37
Çizelge 3. 2	Deneylerde kullanılmış olan AVL APA 204/8 Dinamometresi..... 38
Çizelge 3. 3	AVL 735S Yakıt Sarfiyatı Ölçüm Cihazı özellikleri 39
Çizelge 3. 4	AVL 753C yakıt sıcaklık şartlandırıcısı cihazı özellikleri 39
Çizelge 3. 5	AVL 415s İS ölçer cihazının teknik özellikleri 40
Çizelge 3. 6	Emisyon ölçüm aralıkları ve metotları..... 42
Çizelge 3. 7	AVL Indiset 620 Yanma analiz sistemi özellikleri..... 43
Çizelge 3. 8	ABB Sensy Flow hava akış ölçer özellikleri 44
Çizelge 4. 1	Deneyde Sabitlenen Parametreler 47
Çizelge 4. 2	Deney Noktaları..... 48

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA EKSERJİ ANALİZİ

Semih BACIK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Muammer ÖZKAN

Dünya genelinde petrol türevli yakıt kullanımının etkisiyle kirletici emisyon salınımının 20.yy. içerisindeki yüksek ivmeli artışı sonucu, otomotiv endüstrisinde, emisyon salınımının azaltılmasına yönelik kısıtlamalar getirilmiştir. Türkiye’de de geçerli olan EU (Avrupa Birliği) standartlarının zorlayıcı etkisi ile yürürlüğe giren yeni emisyon standartlarının da egzoz türevlerinin kirletici emisyon etkisini ciddi oranlarda azaltmayı hedeflemiş olması, emisyonların azaltılmasını hedefleyen çalışmalara odaklanılmasını sağlamıştır. Araştırmacılar farklı yöntemler ile emisyon salınımını azaltmayı hedeflemektedirler. Bu çalışmalara, alternatif yakıt çalışmaları, yanma sonrası emisyonların azaltılmasına yönelik katalitik konvertör, DPF (Diesel Particulate Filter), SCR (Selective Catalytic Reduction), uygulamaları ve yanma mekaniğine etki ederek yanma esnasına emisyon oluşumunu azaltmaya yönelik EGR, yanma odasına su püskürtme çalışmaları örnek olarak verilebilir. Belirtilen örnek çalışmalarla birlikte, 20.yy. son çeyreğinde elektronik bilim dalındaki ilerlemelerin sayesinde dizel motor teknolojisi, püskürtme stratejilerini değiştirerek, yanma esnasında optimum yanmayı tayin etmeye ve bu sayede emisyon miktarının düşürülmesine olanak sağlamıştır.

Modern dizel püskürtme sistemlerinde, püskürtmenin farklı fazlarda yapılabilmesi emisyon kontrolünün sağlanabilmesi için motor üreticilerine esneklik sağlanmıştır. Temel uygulamada; aynı çevrim içerisinde sisteme ön(pilot), ana ve art püskürtme olarak, selenoid bobin ile enjektörlerde üç, piezo enjektörlerin kullanılması durumunda bir çevrim esnasında dörtten daha fazla parça halinde püskürtme yapılabilmesi mümkündür. Modern dizel motorlarda püskürtme fazlara bölünebildiği gibi, püskürtme

zamanlaması ve enjeksiyon basıncı da optimize edilebilmektedir. Modern dizel motorlarda kullanılan yüksek basınç yakıt pompaları ve common-rail teknolojisi ile yüksek basınçlı yakıt püskürtme olanağı sayesinde püskürtülen yakıtın daha iyi atomize olması sağlanabilmektedir.

Bu çalışmada, 4 zamanlamalı 4 silindirli direk püskürtmeli turbo sıkıştırmalı yeni nesil bir dizel motor üç farklı enjeksiyon basıncı ve üç farklı motor suyu sıcaklığında test edilmiştir. Tüm test ölçümlerinde, yanma prosesi esnasında püskürtülen yakıt miktarı, ön enjeksiyon zamanlaması, ana enjeksiyon zamanlaması, ön ve ana enjeksiyon püskürtülen yakıt miktarları, emilen hava basıncı ve motor devri kalibrasyon stratejisinde sabitlenmiştir. Test adımları olarak 93.4 , 103.4 ve 113.4 MPa yakıt basıncı noktaları ve 90 °C , 60 °C ve 40 °C motor suyu sıcaklıkları seçilmiş olup, toplamda 9 farklı rejim test edilmiştir. Test sonuçları analiz edilerek elde edilen sonuçlardan, NOX, CO, CO₂, İS, Ortalama indike basınç, ortalama efektif basınç, ekserji verimi, enerji verimi, egzoz kayıpları, egzoz ekserjisi, soğutma kayıpları, soğutma ekserjisi, intercooler kayıpları, intercooler ekserjisi, motor bloğu kayıpları, motor bloğu ekserjisi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Test aşamalarında yakıt basıncı ve motor soğutma suyu sıcaklığı değiştirildiğinde oluşan değişiklikler incelendiğinde, sabit motor suyu sıcaklığında yakıt enjeksiyon basıncının artırıldığı deney noktalarında yanma sıcaklığında belirgin bir artış gözlemlenmiştir. Sabit yakıt enjeksiyon basıncı noktalarında motor suyu sıcaklığının düşürüldüğü deney noktalarında yanma sıcaklığında bir miktar düşüş gözlemlenmiştir. Sabit motor suyu sıcaklığında yakıt enjeksiyon basıncının artırıldığı deney noktalarında açığa çıkan ısı dağılımı incelendiğinde, enjeksiyon basıncı arttıkça ön püskürtme ve ana püskürtme esnasında daha fazla ısı açığa çıktığı görülmüştür. Yakıt enjeksiyon basıncının artırılması durumunda yanma sıcaklıklarının artış gözlemlenmiştir. Yanma sıcaklığının artışı nedeniyle NOX emisyonlarında artış meydana gelmiştir. Yakıt enjeksiyon basıncının artması kaynaklı NOX emisyonlarının, seçilen deney noktalarında motor suyu sıcaklığının azaltılarak düşük miktarda iyileştirilebileceği görülmüştür. Deney noktalarında, motor soğutma suyu sıcaklığının sıcaklık değerine göre değiştirilebilir deplasman açılı termostat sistemi kullanılarak NOX emisyonları üzerinde iyileşme sağlanabileceği mümkün görülmektedir. Deney noktalarının genişletilerek tüm yük noktalarında NOX emisyonlarına etkisinin araştırılması uygun olacaktır.

Anahtar Kelimeler: Dizel motor, yakıt basıncı, ekserji analizi, yanma, motor soğutma suyu

EXERGY ANALYSIS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Semih BACIK

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Muammer OZKAN

Increasing the pollutant emissions on worldwide with an huge momentum, enforces the world for making new arrangements Increasing the pollutant emissions on worldwide with an huge momentum, enforces the world for making new arrangements for decreasing the pollutant emissions, which these arrangement's and restrictions includes the automotive industry. The enforcing effect of the valid and forthcoming European Unions (EU) emission regulations, which is also valid for our country, has added a huge momentum to the studies aimed at reducing remissions. The researchers are using different methods for reducing the released emissions. Alternative fuel studies which has short life and emission cycles, after treatment systems like DPF (Diesel Particulate Filters), SCR(Selective Catalytic Reduction), systems that directly effect the combustion mechanics like EGR (Exhaust Gas Recirculation) and water spray application in the combustion chamber can be given effective examples for reducing released emissions. Additionally to these systems the highly developed diesel injection systems with the electronic developments at the last quarter of the 20th century allows us to reduce emission in the combustion chamber with implementing various flexible injection strategies. Implementation of newly developed strategies makes possible to meet the emission limits with obtaining minimum performance loss.

In the modern diesel injection systems; the phasing of injection in the same cycle gives a high flexibility to engine manufacturers. Basically, when using a solenoid injection it is possible to inject the fuel in three phased which they are pilot(pre), main and post

injection phases. Also it is possible to inject more than three phases when using piezo activated injectors.

In this study, a new generation of 4-cylinder direct injection turbocharged diesel engine was tested at three different injection pressures and three different engine water temperatures. In all test measurements, the amount of fuel injected during the combustion process, the pre-injection timing, the main injection timing, the pre- and main injection sprayed fuel quantities, the absorbed air pressure and the engine speed are fixed in the calibration strategy. As test steps, 93.4, 103.4 and 113.4 MPa fuel pressure points and 90°C, 60 °C and 40 °C engine water temperatures were selected and a total of 9 different regimens were tested. From the results obtained by analyzing the test results, NOX, CO, CO₂, Is, Average indicated pressure, average effective pressure, exergy efficiency, energy efficiency, exhaust losses, exhaust exhaustion, cooling losses, cooling exergy, intercooler losses, intercooler exergy, engine block losses, motor block exergy were examined comparatively.

When the changes in fuel pressure and engine coolant temperature were examined during the test stages, a significant increase in the combustion temperature was observed at the test points where the fuel injection pressure was increased at constant engine water temperature. A decrease in the combustion temperature was observed at the test points where the engine water temperature was reduced at the fixed fuel injection pressure points. When the heat dissipation revealed at the test points where the fuel injection pressure was increased at constant engine water temperature, it was found that more heat was released during the pre-injection and main spraying as the injection pressure increased. In the case of increased fuel injection pressure, an increase in combustion temperatures was observed. NOX emissions have increased due to increased combustion temperature. It has been observed that the NOX emissions caused by the increase of fuel injection pressure can be reduced to a small extent by reducing the engine water temperature at selected test points. At the test points, it is possible that NOX emissions can be improved by using the displacement angle thermostat system which can be changed according to the temperature value of the engine coolant temperature. It would be appropriate to investigate the effect of expansion points on NOX emissions at all load points.

Keywords: Diesel Engine, combustion, exergy, injection pressure, coolant temperature

1.1 Literatür Özeti

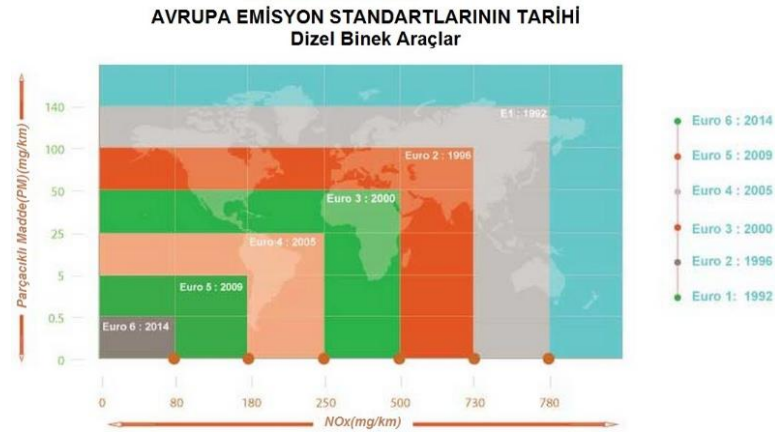
İnsanlık tarihinin her döneminde değişmeyen en önemli ihtiyaçlardan birisi enerjidir. İlk çağlarda ilkel yöntemlerin yardımı ile çeşitli enerji kaynaklarını doğrudan kullanmayı başarabilen insanlık, modern tarih ile birlikte bilgi birikimini geliştirmiş, enerji kullanım şekillerini değiştirerek farklı enerji kaynaklarından da faydalanmaya başlamıştır. 18.yy da Rönesans'ın etkisi ile matematik bilim dalında gelişmeler yaşanmıştır. 19.yy başlarında taşımacılık ve ticari faaliyetler başta olmak üzere bir çok endüstriyel ihtiyacı karşılamak amacı ile geliştirilen buharlı makineler ile endüstri devrimi yaşanmış ve devamında sürekli artış gösteren ivme ile teknolojik gelişim devam etmiştir. 1800'lerin sonunda bugünkü bildiğimiz anlamı ile içten yanmalı makineler olan otto ve dizel motorlarının geliştirilmesi ile endüstriyel alandaki gelişmeler daha büyük hacimli bir değişimin başlangıcı olmuştur. 20yy. başlarında pistonlu makinelerin otomotiv, denizcilik, tarım vb. alanlarda çok hızlı bir şekilde kullanıma başlaması ve buna bağlı olarak hızla büyüyen endüstriyel sektörler yüzyılın sonlarına doğru iki büyük sorun meydana gelmiştir. Bu sorunlardan biri, yanma prosesi için gerekli olan petrol rezervlerinin dünya genelinde yüksek ivme ile azalıyor olmasıdır. İkinci büyük problem ise petrol kaynaklı yakıtların yanması sonucu açığa çıkan doğaya ve insan sağlığına zararlı gazların, dünya üzerinde iklim değişikliği ve önemli sağlık sorunları gibi birçok farklı olumsuzluğa neden olmasıdır. Dünya üzerindeki enerji kullanımı dikkate alındığında toplam tüketilen enerjinin yaklaşık %26'lık kısmı petrol kaynaklı yakıtlarından karşılanmaktadır. Bu konu ile ilgili yapılan öngörü çalışmalarındaki çeşitli

senaryolar göz önüne alındığında 2050 yılı itibariyle dünya enerji ihtiyacının yaklaşık %25'lik bir kısmının petrolden karşılanacağı öngörülmektedir[1]. Veriler incelendiğinde enerji tüketimi için dünya petrol ihtiyacında bir azalma öngörülmediği sonucuna varılmaktadır. 2012 yılı sektörel bazlı petrol kullanımı istatistiklerine bakıldığında petrol kullanımının yaklaşık olarak %67'lik bir kısmının doğrudan taşımacılık sektöründe kullanıldığı görülmektedir. Taşımacılık sektörünün temel tahrik makinesi olarak içten yanmalı motorların kullanıldığı göz önüne alındığında dünya petrol ihtiyacının yaklaşık %13-14'lük bölümünün doğrudan içten yanmalı motorları çalıştırmak için kullanıldığı söylenebilir [2]. Deniz, demiryolu taşımacılığı vb. gibi önemli oranda içten yanmalı motor kullanan diğer taşımacılık sistemlerinin de hesaba katılması bu oranı daha da arttıracaktır. Taşımacılık sektörünün tümü düşünüldüğünde mevcut durumda %70'in üzerinde bir oranla kullanılan dizel ve benzin yakıtlarının, Dünya Enerji Ajansı'nın (IEA) üç alternatifli senaryo çalışmalarına göre yaklaşık olarak %50 civarına düşeceği, 2050 yılında ise en kötü varsayımda kullanımın %50'lerde devam edeceği en iyi senaryoda ise bu ihtiyacın %30 düzeyine ineceği öngörülmüştür. Teknolojideki tüm gelişmelere ve taşımacılıktaki alternatif teknoloji çalışmalarına rağmen tüm bu istatistiksel bilgiler değerlendirildiğinde önümüzdeki 50 yıl boyunca yol taşımacılığı sektöründe petrol ve türevlerinin kullanımına devam edileceği görülmektedir.

İçten yanmalı motorlar özellikle taşımacılık sektörünün tüm alanlarında uzun yıllardır ana tahrik unsuru olarak kullanılmaktadır. Günümüzde, petrol türevlerinden elde edilen yakıtlara alternatif olarak elektrikli motor ile tahrik sistemleri, hibrit tahrik sistemleri, güneş enerjisi vb. alternatif kaynaklar kullanılarak elde edilen tahrik sistemlerinin gelişimi ve kullanım oranı hızla artıyor olsa da, bu sistemler için ülkelerdeki altyapı eksikliği, teknolojilerin henüz maliyet açısından istenilen seviyeye gelmemesi, güvenilirlik vb. nedenlerden dolayı içten yanmalı motorların yakın ve orta gelecekte en çok tercih edilen tahrik sistemi olacağı öngörülebilir. Tüm bu istatistikler ve öngörü çalışmaları göz önüne alındığında ise içten yanmalı motor yakıtı olarak fosil yakıt yanması sonucu oluşan sağlığa ve doğaya zararlı emisyonların dünyanın geleceği için büyük bir problem oluşturduğu muhakkaktır. Dünya Enerji Ajansı'nın (IEA) yaptığı çalışma sonucu olarak dünya üzerindeki karbondioksit (CO₂) salınımının %22'lik bölümü taşımacılık sektörü nedeniyle gerçekleşmiştir. Bu salınımın %70'lik bir kısmı doğrudan

karayolu taşımacılığı kaynaklıdır. [3]. Dünya'nın doğal dengesini bozan ve iklim değişikliğine neden olan en temel etkenlerden biri olan sera gazı emisyonlarının oluşum oranlarına bakıldığında ise %76 oranında CO₂'in sera gazı oluşumuna neden olduğu, motorlarda yanma sonucu oluşan kirletici gazlardan bir diğeri, azot oksit (NO_x) grunundan ozan diazotoksit'in(N₂O) de %6 oranında sera gazı oluşumuna neden olduğu görülmektedir [3]. Bu sonuçlar göz önüne alındığında içten yanmalı motorların kirletici etkisinin ve yakıt tüketim miktarının azaltılması gerektiği muhakkaktır.

20.yy'ın ikinci yarısı itibariyle, içten yanmalı tahrik sistemi bulunan araçlar üzerinde çeşitli emisyon yönetmelikleri uygulanmaya başlanmıştır. Bu yönetmelikler zaman içinde değişime uğrayarak ve daha katı hale gelerek devam etmektedir. Zaman içerisinde meydana gelen değişiklikler ile birlikte ilgili standartlar "Euro" standartları olarak tanımlanmıştır. Euro Emisyon Standartlarının sınırlarının gelişimi Şekil 1.1'de gösterilmiştir. 2012 yılı itibariyle Avrupa Birliği sınırlarında geçerli olan emisyon geliştirmeleri 18 Temmuz 2008 tarihinde yayımlanan EC/692/2008 sayılı yönetmelik ile kontrol edilmektedir. İlgili yönetmelikle Euro 5 ve Euro 6 standartları belirlenmiş olup 1 Eylül 2014 yılından itibaren de Euro 6 standartları uygulanmaya başlanmıştır[4]. Çizelge 1 de verilmiş olan standart limitler incelendiğinde 90'lı yıllardan itibaren emisyon değerlerinde dramatik düşüş gözlenmektedir. Yönetmeliklerin tarihçesi incelendiğinde ilk yayımlanan kurallar ile Euro 6 emisyon seviyesi karşılaştırıldığında, CO emisyonları dizel motor kullanan araçlarda, ilk sınırlara göre yaklaşık %85.5'lik düşüş, benzinli araçlarda ise %66.5 lik düşüş gözlemlenmiştir. Toplam hidrokarbon emisyonları (THC) benzinli araçlarda ilk sınırların %50 aşağısına , Nox emisyonları dizel motorlu araçlarda %83 daha düşük seviyelere indirilirken, benzinli araçlarda %40 düşük seviyelerde emisyon standartına indirilmiştir. Hidrokarbon(HC) + Nox emisyonları ise dizel motorlu araçlarda ilk sınırların %85 aşağısına, partikül emisyon seviyesi ise yaklaşık olarak ilk seviyenin %97 aşağısına çekilmiştir. Son 20 yıldaki regülasyon değişiklikleri göz önüne alındığında emisyonların azaltılması yönünde ciddi bir baskı oluşturulduğu açıkça görülmektedir. Bu durum otomotiv sektörünü bir çok farklı arayışa itmektedir.



Şekil 1. 1 Hafif yolcu araçları avrupa birliği emisyon standartları gelişimi [4]

Araç filoları açısından bakıldığında ise dizel motorlu araç marketinin gittikçe büyüdüğü görülmektedir. 20.yy'ın ikinci yarısında çoğunlukla ağır ve ticari alanda bir çok uygulamada kullanılan dizel motorlar, son 30 yılda dizel motor elektronik kontrol ünitelerindeki gelişim, püskürtme teknolojisi ve elektronik alanda yaşanan gelişmelerle birlikte yakıt tüketiminin tasarruflu hale gelmesi ile birlikte tüm araç segmentlerinde tercih edilebilir konuma gelmiştir. Batı Avrupa pazarında 1990 yılında %12'lik dizel araç pazarı, 2009 yılında %50'ye yükselmiştir [5]. Türkiye'de ki araç istatistiklerine bakıldığında da 2004 yılında araçların %30'ü dizel motor iken, 2009 yılında bu oran %40'a yükselmiştir [6]. Dünya genelindeki dizel araç kullanım oranındaki bu artış ile birlikte dizel motor emisyon regülasyonlarının dramatik şekilde daraltılması göz önüne alındığında, silindir içi yanma prosesinin iyileştirilmesi ve sonradan iyileştirme olarak tanımlanan katalitik konvertör, dizel partikül filtresi vb. kullanımı zorunlu hale gelmiştir.

Dizel motorun çalışma prensibi incelendiğinde temel olarak sıkıştırma sonucu yüksek basınç ve sıcaklıkta silindirde sıkıştırılan havanın içerisinde bir enjektör ile püskürtülen yüksek basınçlı yakıtın alev alması ve patlaması prensibi ile çalışan motordur. Yanma sürecinin ilk bölümünde ön karışimli yanma ile ısı miktarı arttırılırken ikinci bölümde ise difüzyonlu yanma ile itme kuvveti elde edilir. Dizel motorlarda yanma sürecinin başlamasında buji vb. yardımcı ekipmana ihtiyaç bulunmamaktadır. Bu nedenle yanma sürecinin optimizasyonu için püskürtme sürecindeki tüm fiziksel parametreler kritik önem taşımaktadır. Özellikle enjektör püskürtme basıncı, püskürtme oranı, sprej açısı, sprej ortalama damlacık çapı, püskürtme zamanlaması, sprej ile havanın karışım

kabiliyeti konuları yanmanın kalitesini, motor performansını ve emisyon seviyesini etkileyen en önemli parametreler haline gelmektedir. Bu nedenle yüksek basınç pompaları, basınç hatları ve enjektörler yanma prosesinin kilit rolünü üstlenmektedirler. Eski nesil direk püskürtmeli dizel motorlarda bulunun yakıt sistemleri, yakıtın 200-300 bar basınçla tek seferde silindir içerisine püskürtülebilmesine izin verebilecek teknolojiye sahipti. Sonraki dönemde yapılan geliştirmelerle püskürtme süreçleri fazlandırılmaya çalışılmıştır. 90'lı yıllardan itibaren emisyon regülasyonlarının kirlilik seviyesini daraltma yönündeki baskıları nedeniyle üreticiler püskürtme teknolojisi alanında araştırmalara yönelmiştir. 20.yy'ın son çeyreğinde gelişen elektronik teknolojisi ile ortak hatlı yüksek basınçlı püskürtme sistemleri geliştirilmiş olup bu sistemlerde püskürtme basınçları çalışma şartına bağlı olarak değişebilen esneklikte maksimum 2200bar civarına kadar yükselirken, malzeme teknolojisindeki gelişmeler ile piezo elektrik kristal kullanan enjektörlerin geliştirilmesi sayesinde aynı çevrim içerisinde farklı miktarlarda 10 faza kadar püskürtme yapabilen sistemler kullanılmaya başlanmıştır. Püskürtme basıncındaki artış sayesinde damlacık çapları küçülürken daha iyi pülverizasyon sağlanmış olup, püskürtmenin farklı fazlardan yapılabilme kabiliyeti ile de daha esnek yanma optimizasyonu sağlanabilmiştir. Bu sayede performans, emisyon, yanma gürültüsü vb. karakteristik değerlerde iyileştirme yapılabilmesinin önü açılmıştır.

Gelişen teknoloji ile elektronik hale gelen yanma prosesi ile püskürtme miktarı, püskürtme basıncı, püskürtme faz sayısı, püskürtme zamanlaması vb. parametrelerin bir çoğu esnek ve hassas şekilde kontrol edilerek yanma prosesi optimize edilebilmektedir. Yanmanın verimli şekilde sağlanabilmesi için bu çalışma parametrelerinin ideal kombinasyonlarının belirlenmesi gerekmektedir. Belirlenen bu kombinasyonlar püskürtme stratejisi olarak adlandırılmıştır. Motorun tüm çalışma noktaları göz önüne alındığında her çalışma şartını optimize edebilecek stratejinin haritalandırılması gerekir. Tüm bu kombinasyonların bir araya getirilmesine motor püskürtme kalibrasyonu adı verilmektedir.

Püskürtmenin fazlandırılması teknolojisi ile, aynı çevrimde silindir içerisine ön(pilot), ana ve art(post) püskürtme olarak yakıtın birden fazla parça halinde yakıtın

püskürtülebilmesi mümkündür. Bununla birlikte pilot ve art püskürtme miktarları da aynı çevrim içinde belirli oranda bölünerek aynı çevrim içinden farklı adetlerde püskürtme yapılabilmektedir. Yakıtı aynı çevrim içerisinde fazlanarak püskürtülmesi kritik öneme sahiptir. Pilot püskürtme temel olarak Azot Oksit (NO_x) emisyonlarının azaltılması ve yanma gürültüsünün düşük seviyelere çekilmesinde verimli olarak kullanılmaktadır. Yanma stroğuna ana püskürtmeden önce püskürtülen pilot eneksiyon ile ön yanma sağlanarak silindir içi sıcaklık artırılır ve ana püskürtme esnasında oluşabilecek tutuşma gecikmesinin süresi kısaltılmış olur. Tutuşma gecikmesi süresinin kısılması ile birim miktarda yakıttan alınan enerji artacağı için ön karışimli safhada yanan yakıt miktarı azalmakta ve bu anda ortaya çıkan basınç artışının değişimi, klasik tek püskürtmeli dizel motorlara göre daha yavaş olmakta ve dolayısıyla bu durum pik basınç ve pik sıcaklığın düşmesine neden olmaktadır. Bu sayede yanma odası içerisindeki yanma sıcaklığının düşmesi ile birlikte silindir içersine emilen havada bulunan azot'un parçalanması da azalarak toplam NO_x oluşumunda da dramatik seviyede azalma görülecektir. Art püskürtme fazı, ana yanmadan sonra sisteme verilen yakıt püskürtmesi ile sağlanmaktadır. Art püskürtme, ana yanma sonrası oluşan is oksidasyonunu hızlandırmak için kullanılmaktadır. Dizel yanma çevriminde yanma safhasının ilerleyen aşamalarında düşen yanma odası sıcaklığı, sisteme art püskürtme ile sokulan yakıtın yanmaya başlaması ile birlikte silindir içi sıcaklık tekrar artmaya başlamaktadır. Bununla birlikte art püskürtme ile birlikte yanma odasındaki yakıtça zenfğin ve havaca fakir bölgelerdeki karışım karakteristiği değişim göstererek yakıtın hava ile buluşması sağlanabilmektedir. Bu sayede silindir içi sıcaklık yeniden artmaya başlayarak is oksidasyonunu yeniden hızlandırarak, karbon partiküllerinin daha yüksek oranda yanmasına olanak sağlayacaktır. Azot oksit miktarları emisyon yönetmelikleri tarafından direkt olarak kontrol edilmektedir. Is emisyonları partikül madde başlığı altında emisyon regülasyonları tarafından kontrol edilmektedir. Is, yapısı itibarıyla yüksek sıcaklıkta karbon haline dönüşüm göstererek, yanmasını tamamlayamayan yakıt parçacıklarından oluşmaktadır. Bu nedenle is miktarı yakıt tüketimi için kritik bir yanma ürünüdür. Dolayısıyla is sınırı, yanma odasına püskürtülebilecek yakıt miktarını belirlemek için kritik parametrelerden birisidir. NO_x emisyonunu azaltmaya yönelik olarak yanma prosesinde yapılan değişimler, yanma sıcaklığını azaltmasıyla birlikte is

miktarında arttırıcı bir etkiye sebep olmaktadır. Bu aşamada silindir içi yanma karakteristiğine bağlı olarak değişen NO_x – İs dengesinin emisyon regülasyonları içerisinde sağlanabilmesi ve bu esnada da CO ve THC emisyonlarının düşürülmesi, yakıt tüketimi ve araç performansının optimize edilmesi için püskürtme basıncının, ön ve art püskürtme miktar ve zamanlamalarının belirlenmesi gerekmektedir.

Dünya üzerinde artan nüfus ile birlikte ulaşım sektöründe talep edilen araç miktarları her geçen artmaya devam etmektedir. Bununla birlikte günümüze kadar gelen süreçte oluşturulan regülasyonların da gelecekte kısıtlamaları arttırarak devam etmesi beklenmektedir. Artan küresel enerji talepleri ile beraber motor geliştirme sektöründeki maliyet ve enerji verimliliği konusunda yapılan çalışmalar büyük önem kazanmıştır. Enerji verimliliği konusunda ortak literatürde enerji ve ekserji terimleri enerji verimliliğin hesaplanması için kullanılan yöntemlerdir. Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu yasasını tanımlarken niceliği değerlendirir. Enerjinin niceliği sistemde her zaman korunur. Bununla birlikte bu enerjinin ne kadarlık bölümünün ihtiyaç duyulan enerji türüne çevrilebileceği sorusu mühendislik sistemleri için daha uygun bir tanımlama durumundadır. Bu tanım ekserji kavramı ile yapılmaktadır. Ekserji, belirli bir sistemden elde edebilecek en çok işi hesaplamaktır. Dolayısıyla termodinamik problemlerin analizinde ekserji analizi kritik öneme sahiptir. Bir termodinamik sistemin ekserjisi, sistemin sadece çevresiyle etkileşimi durumunda, sistemin çevresiyle tümüyle termodinamik denge haline gelirken, elde edilebilecek maksimum teorik yararlı iş olarak tanımlanır[7]. Bir sistemin, çevresiyle termodinamik dengede bulunması, sistemin çevre sıcaklığında (25°C) ve basıncında (1012,3 mbar) olduğunu ifade etmektedir. Eğer bir sistem bulunduğu koşuldan, çevrenin bulunduğu termodinamik denge haline getirilirse, sistemden maksimum enerji elde edilmiş olur. Bu maksimum değere ekserji adı verilmektedir. Bu tanım değerlendirildiğinde ekserjinin termodinamik bir potansiyeli tanımladığı ve kullanılabilir enerjinin bir ölçütü olduğunu söylenebilmektedir. Bununla birlikte mühendislik sistemlerinde elde edilebilecek maksimum enerjinin tanımının yanı sıra ekserji kavramı, bu sistemin yaşam döngüsü boyunca oluşturacağı çevresel zararları ve yararlı kaynak kullanımını tamamlamak için de verimli analizler yapılabilmesine olanak sağlamaktadır. Emisyon

limitlerinde her geçen gün daralmaya gidilmesi, ekserji analizlerinin emisyon optimizasyonunda kullanımını daha da önemli kılmaktadır. Ekserji analizi ile sistemin enerji kaybının meydana geldiği yer ve bu enerjinin ne kadarının geri kazanılabileceği tespit edilebilmektedir. İçten yanmalı dizel motorlarda, tasarım şartlarına göre değişmekle birlikte, ısı kaybının ortalama %20'lik bir bölümü egzoz üzerinden atmosfere yayılmaktadır. Bununla birlikte motor suyu ve motor yağı soğutma prosesleri için de ortalama %20'lik bir ısı kaybı söz konusudur [8]. Bu kayıpların ekserjik açıdan hesaplanarak, kayıp enerjinin ne kadarlık bölümünün geri kazanılabileceğinin hesaplanması motor veriminin artırılması açısından kritik önem taşımaktadır. Başka bir kullanım yöntemi olarak ekserji analizi, sistemin mekanik enerji kaybının tespiti ve iyileştirilmesi için de kullanılabilmektedir. İçten yanmalı dizel motorlarda yanma çevriminde elde edilen işin bir bölümü yardımcı mekanizmaların tahrik edilmesi için kullanılmaktadır. Yakıt pompası, yağ pompası, alternatör, klima kompresörü vb. gibi işlevsel motor parçaları, motorun çalışma şartlarına göre sistemden değişen miktarlarda güç çekerler. Dolayısıyla, sistemin tamamından çekilen enerjinin optimizasyonu için ekserji analizi faydalı bir hesaplama yöntemi olarak kullanılabilmektedir.

Ekserji analizi, içten yanmalı dizel motorların yanma veriminin hesaplanabilmesi için ideal bir çözüm sunmaktadır. Yanma stroğu sonrasında iş elde edildikten sonra, egzoz stoğunda art gazlar egzoz portlarına doğru yönlendirilir ve atmosfere atılır. Motor geliştirme prosesi esnasında ekserjik açıdan düşünüldüğünde bu durum optimize edilmesi gereken bir sistem bütünü olarak düşünülmektedir. Egzoz edilen gazın sıcaklık ve basıncı ekserjik açıdan sistemin kaybettiği enerji olarak tanımlanır. Bununla birlikte egzoz sıcaklığının düşürülmesi için yanma prosesindeki enjeksiyon açıları değiştirildiğinde de egzoz çıkış sıcaklığının düşmesi ile birlikte ısı oluşumunda da artış gözlemlenecektir. Dolayısıyla, dizel motorların ekserjik açıdan verimli bir sistem haline getirilmesi için yapılan çalışmalarda aynı zamanda emisyon kısıtlamaları ve yakıt ekonomisi kavramlarının optimizasyonunun gerekliliğini zorunlu kılmıştır. Sanayide, yük taşımacılığında ve ulaşım sektöründe büyük oranda kullanılan dizel motor üzerine ekserji analizi konusunda bir çok çalışma yapılmıştır. Acikkalp vd. Yakıt olarak doğal gaz kullanılan bir trijenerasyon sisteminin ekserji analizini yaparak, turbo kompresörünün

termodinamik açıdan en önemli unsur olduğunu tanımlamıştır [9]. Santo, içten yanmalı bir motora sahip trijenerasyon sistemindeki enerji ve ekserji analizini iki farklı performans stratejisi için incelemiş, ekserji veriminin %35 – 38.4% arasında , verim faktörünün ise %65 - %81 arasında olduğunu tespit etmiştir [10]. Ehyae vd. Bir konutun ekserjik , ekonomik ve çevresel analizlerini yapmış ve bir konut için gerekli olan gücün ve ısının elde edilmesi gereken motor gücünü tespit etmiştir [11]. Chintala vd. bir çift yakıtlı dizel motorun hava emiş sistemine H₂ ekleyerek düşük entropi oluşumunu sağlamayı hedeflemiştir. Yanmamış yakıtların yüksek sıcaklıktaki tersinmezliğinde azalma meydana geldiği tespit edilmiş, bununla birlikte H₂'nin tersinmezlik üzerinde etkisi olmadığı görülmüştür [12].

Lopez et al. bir dizel motorda bio-dizel yakıt olarak prina yağı kullanımının ekserji analizini tanımlamıştır. Bu çalışma ile biodizel kullanımının, dizel motordan elde edilen maksimum güçte %5.6 azalma, yakıt tüketiminde %7 artış meydana geldiği tespit edilmiştir [13]. Azoumah et al. bir dizel motor performansının optimizasyonu için biodizel ve dizel yakıt kullanımının ekserji analizini uygulamıştır. Yapılan çalışmada motor yükünün ekserji analizi ve motor emisyon gazı ölçümlerinde büyük ölçüde etkisi olduğu tespit edilmiştir [14]. Caliskan ve arkadaşları, yüksek kaliteli oleik asit metil ester karışımli yakıt dizel motorun farklı ortam sıcaklıklarındaki ekserjik analizi üzerine çalışmıştır. Sonuçlara göre, termodinamik denge sıcaklığı ile paralel olarak ekserjik verimin düştüğü gözlemlenmiştir [15].

Niemenen ve arkadaşları, doğal emişli benzinli ve hidrojen karışımli içten yanmalı motorun termodinamiğin ikinci kanununu referans alarak ekserjik modeli üzerine geliştirme ve karşılaştırma çalışmaları yapmışlardır. Sonuçlar analiz edildiğinde, hidrojen yakıtlı motorların termodinamiğin ikinci kanunu esas alındığında benzinli motorlara göre daha verimli olduğu ve kimyasal reaksiyonlar sonucunda Hidrojenden elde edilen enerjinin benzinden elde edilenden daha büyük bir bölümünün iş ekserjisine çevrildiği tespit edilmiştir [16].

Waller ve arkadaşları, içten yanmalı motorlarda üç farklı güç elde etme yöntemi üzerinde ekserji çalışmaları yapmıştır. İçten yanmalı motorlarda yakıt olarak CNG kullanımının, yakıt hücresi olarak hidrojen kullanılan elektrikli araçların(FCEV) ve enerji

kaynağı olarak sadece pil hücresi kullanan tam elektrikli aracın (BEV) teorik olarak elde edilebilecek maksimum ekserji verimi ve mevcut durumdaki ekserji verimi üzerine çalışmalar yapmışlardır. CNG, FCEV ve BEV için mevcut ekserji verimleri sırasıyla %31 , %25 ve %44 olurken, teorik olarak elde edilebilecek maksimum ekserji verimi sırasıyla %63, %87 ve %84 olmuştur [17]. Jafardamar, dizel-hidrojen çift yakıt kullanımlı bir dizel motorun ekserji verimini three zone modeli ile analiz edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, yakıt hava karışım oranı 0.3'den 0.8'e arttırıldığında ekserji veriminde 43.7%'den 34.5%'e düşüş gözlemlenmiş olup buna paralel olarak sistemin tersinmezliğinde de 29.8%' den 26.6%' e düşüş görülmüştür. Three zone model kullanılarak yapılan bir diğer çalışmada farklı egzoz geridönüş valfi (EGR) pozisyonları için ekserji analizi uygulanmıştır. Test esnasında 0% , 10%, 20% ve 30% EGR pozisyonlarında ve 50% motor yükünden 31.74% ve 25.38% yüklerinde düşüş manevraları yapılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, tersinmezlik ile ana yanma odası odasındaki yanma çevrimi arasınında bir ilişki olduğu görülmüştür. Orta yükün altındaki bölgelerde tersinmezliğin 56%'si ve orta yükün üzerindeki bölgelerde ise toplam tersinmezliğin 77%'sinin ana yanma çevrimi esnasında oluştuğu gözlemlenmiştir. [18-20]. Saxena vd., Bujisiz benzinli motorda farklı motor rejimleri üzerinde çok yönlü kimyasal kinetik model ile ekserji kayıplarını analiz etmişlerdir. Silindir içindeki kayıplar, yanma kaybı, ısı kaybı, yanmamış partiküller, fiziksel ekserji kayıpları ve egzoz kayıpları gibi farklı bölümlere ayrılarak tanımlanmıştır. İlk olarak yanma zamanlaması optimum verim sağlayacak şekilde ayarlanmış olup, daha sonra erken ve geç yanma rejimleri uygulanarak silindir içi kayıplarındaki değişimler incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, özellikle emme manifoldundaki basınç değerinin motor yükünü değiştirmek için kullanıldığı rejimlerde yakıt fazlalık katsayısının görece daha yüksek seçilmesi gerektiği görülmüştür [21]. Sezer ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, benzinli bir motorda farklı yükleme şartlarındaki ekserji dengesi incelenmiştir. Yapılan çalışma sonuçları incelendiğinde yakıt hava karışım oranının arttırılması ekserji kaybına neden olmuştur. Bununla birlikte fakir karışımların termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu göz önüne alındığında daha iyi sonuç vereceği gözlemlenmiştir[22] . Fu vd. bir benzinli motorun düşük hız ve düşük yük şartlarını inceleyerek motor bu şartlarda çalışırken soğutma suyu sayesinde motor suyunda sıcaklık kaybı oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Bununla

birlikte aynı motorda yüksek yük ve yüksek hız şartları test edildiğinde egzoz gazındaki enerji miktarının soğutma suyu üzerindeki enerji yükünden daha fazla olduğu tespit edilmiştir[23]. Ghazikhani vd, egzoz gazı üzerindeki ekserjiden faydalanarak özgül yakıt tüketimini (bsfc) düşürmeyi hedeflemişlerdir. Bunu sağlayabilmek için egzoz hattı üzerine ters akışlı ısı eşanjörü monte ederek motoru farklı yüklerde test etmişlerdir. Sonuçlar incelendiğinde özgül yakıt tüketiminin ekserji geri kazanımı ile ortalama 10% azaltılabileceği tespit edilmiştir[24]. Nemati ve arkadaşları, hidrojen yakıtlı bir motorda püskürtme zamanlamasını değiştirerek bu durumun ekserji ve enerji dengesi açısından etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlar analiz edildiğinde yanma ve egzoz süreçlerindeki tersinmezliklerin, yakıt fazlalık katsayısındaki değişimlerden yüksek oranda etkilendiklerini göstermiştir. Erken ve geç püskürtme zamanlarında oluşan yakıt fazlalık katsayısındaki değişimler, elde edilebilecek faydalı iş miktarında farklı etkilerde bulunmuştur[25]. Zheng ve arkadaşları düşük sıcaklıkta yanma prosesi üzerine çalışarak NO_x ve partikül miktarını azaltmak için yüksek EGR akışı sağlayarak geç enjeksiyon zamanlaması kullanmayı denemişler ve bu durumun termodinamiğin ikinci kanununa göre analizini yapmışlardır. Konvansiyonel enjeksiyon zamanlaması ve 0% EGR pozisyonu, yanma çevriminde 30% yakıt ekserjisi kaybına neden olmuştur. 45% EGR pozisyonunda, yanma çevrimindeki ekserji kaybı 20% seviyesine düşmüştür. Denemeler sonucunda EGR pozisyonundaki artışın ekserji geri kazanımında faydalı olduğu tespit edilmiştir[26]. Costa vd. , 188 kW biz dizel motorun enerji ve ekserji analizini dizel yakıt ve doğal gaz kullanımı için analiz etmişlerdir. Güç kullanımı 80 kW değerine ulaştığında çift yakıt kullanımının ekserji veriminin sadece dizel yakıt kullanımına göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Güç kullanımının 50kW ve üzerinde olduğu noktalarda toplam ekserji , ekserji kayıpları ve atık ısı ekserji değerlerinin çift yakıt kullanımında daha yüksek olduğu görülmüştür. Güç kullanımının 50kW değerine ulaştığında toplam ekserji , ekserji kayıpları ve atık ısı ekserji değerlerinin dizel kullanımında daha yüksek olduğu görülmüştür [27].

İçten yanmalı motorlarda NO_x emisyonlarının azaltılması için püskürtmenin fazlandırılması sıkça kullanılan bir stratejidir[30]. Bununla birlikte, çalışma şartlarını değiştiren parametreler olarak yakıt püskürtmesinin fazlandırılması, ana ve ön

püskürtme zamanlaması, ana ve ön püskürtme yakıt miktarlarının belirlenmesi, yakıt basıncının optimize edilmesi gibi karmaşık mühendislik optimizasyon konuları için yeni bir araştırma alanı oluşmuştur. Karra ve arkadaşları, dört silindirli 4.5 litre bir içten yanmalı motor üzerinde yanma stratejisi ile ilgili çalışmalar yürütmüşlerdir. Yapılan çalışmada, -20 krank açısı (üst ölü noktadan sonra) ve 5 derece krank açısı(üst ölü noktadan sonra) ana enjeksiyon ve -40 krank açısı, -15 krank açısı ön enjeksiyon zamanlaması ve 15%, 25%, 40% ön enjeksiyon stratejilerinde farklı yakıt basınç değerlerinde test sonuçları elde etmişlerdir. Yakıt basıncında 100MPa'dan 150MPa değerine ve 200MPa değerine artış sağlandığında NOx emisyonlarında artış, is miktarında azalma meydana gelmiştir. Bu durum, yakıt basıncının artışı ile birlikte silindir içine püskürtülen yakıtın pülverizasyonunda iyileşme meydana geldiğini, daha hızlı önkarışım yanması sağlandığını ve silindir içindeki lokal sıcaklık artışlarının da artış olduğunu göstermekte ve buna paralel olarak NOx emisyonlarında artış meydana gelirken is miktarında azalma olduğunu göstermektedir[28]. Ozkan ve arkadaşları bir içten yanmalı motor üzerinde yakıt fazlandırması çalışmalarının ve yakıt basıncındaki değişimlerin enerji ve ekserji verimliliği açısından etkilerini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, üç farklı alternatifte enjeksiyon stratejisi ve enjeksiyon basıncı test edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, enjeksiyon basıncındaki artış yanma verimini arttırırken efektif iş miktarını azalttığı bu nedenle yakıt enjeksiyon basıncının optimize edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir[29]. Yaopeng Li vd. , 3 farklı yanma rejiminin termodinamik açıdan enerji ve ekserji verimini incelemişlerdir. Geleneksel dizel yanma çevrimi(CDC), homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli içten yanmalı motor(HCCI) ve rekatif kontrollü sıkıştırma ile ateşlemeli bir motor(RCCI) çevriminin ekserji ve enerji verimliliği açısından farklı rejimlerdeki ve farklı enjeksiyon stratejilerindeki davranışları incelenmiştir. Sonuçlar analiz edildiğinde, 50 derece krank açısının yanma çevrimindeki yakıt verimi ve motor gürültüsü hassasiyeti üzerinde üzerinde ciddi oranda etkisi olduğu görülmüştür. 10 derece krank açısından 50 derece krank açısına kadar uzatıldığında yanma gürültü hassasiyetinin azaldığı tespit edilmiştir. Isı transfer kayıpları incelendiğinde CDC en yüksek kayıplara sahip yanma rejimine sahip olduğu görülmüştür. 3 farklı yanma rejiminin aynı yükte iken HCCI ve RCCI yanma tiplerinin CDC'ye göre daha düşük ekserji kaybı gösterdikleri görülmüştür. HCCI ve RCCI tiplerinin

yanma prosesinde yakıt ile hava karışımının daha homojen dağılımı sayesinde silindir içindeki sıcaklık dağılımının da daha stabil gerçekleştiğini göstermektedir. Bununla birlikte CDC ile karşılaştırıldığında HCCI tipinin daha düşük yanma süresine sahip olması ve RCCI tipinin daha yavaş kimyasal reaksiyon süresine sahip olması nedeniyle CDC tipinde, diğer yanma çevrimlerine göre daha fazla ekserji kaybı meydana gelmektedir. 3 farklı yanma tipinin enerji dengesi karşılaştırıldığında, HCCI yanma çevrimi termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu referans alındığında en verimli yanma prosesi olarak tespit edilmiştir [31]. Meisami, Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu referans alarak biz dizel motorun hint yağı asit metil ester karışımı biodizel ile saf dizel yakıtı arasındaki enerji ve ekserji dengesini araştırmıştır. Sonuçlar analiz edildiğinde, içeriğinde oksijen içeren biodizel karışımlarında yanma veriminin arttığı tespit edilmiş olup bununla beraber biodizel kullanımında motorun termal veriminde düşüş gözlemlenmiştir [32]. Chaudhary vd. , tek silindirli bir dizel motorda düşük yük seviyelerindeki ekserji ve enerji dengesini incelemişlerdir. Test noktalarındaki hız adımları olarak 1500 devir, 1800 devir ve 2100 devir noktaları ile yük seviyeleri olarak 0.2,4,6,8 ve 10 seçilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde yük seviyesi arttırıldıkça yakıttan elde edilen kimyasal enerjinin artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Bununla birlikte yük arttırıldıkça silindir duvarlarından kaybedilen ısı miktarının artış gösterdiği ve ekserji kaybının arttığı gözlemlenmiştir[33]. Bourhis ve arkadaşları, bir dizel motor ile benzinli motorun enerji ve ekserji dengeleri üzerine çalışmalar yapmışlardır. Sonuçlar incelendiğinde, her iki motor tipi içinde kalibrasyon stratejisi esnasında ortalama efektif basınç arttırıldıkça ekserji geri dönüş kapasitesi artışı gözlemlenmektedir. Bir başka deyişle, motor yükü arttırıldıkça motordan kazanılabilecek ekserji miktarı artış göstermektedir[34]. Kumari ve arkadaşları, hava soğutmalı evaporatif kullanımının gaz turbini çevrimindeki ekserji ve emisyon analizi üzerine çalışmalar yapmışlardır. Sonuçlar analiz edildiğinde, bağıl nemin 80% olduğu şartlarda gaz turbiniinden elde edilebilecek maksimum ekserji verimi 34.75% olarak hesaplanmıştır. Turbin parçaları analiz edildiğinde en yüksek ekserji kaybının yakıcı ünitesinde olduğu tespit edilmiştir. Genel olarak bakıldığında emisyon değerlerinin hava soğutmalı gaz turbini çevriminde düşüş gösterdiği görülmektedir. Giriş havasının içerdiği bağıl nem miktarındaki artış NOx ve CO emisyonlarında artış, THC miktarında ise düşüşe neden olmuştur. Bağıl nem

miktarındaki 14.28%'lik artış durumunda NO_x emisyonlarında 2.5%'lik artış gözlemlenmiştir[35]. Mishra vd. , LM2500+ tipi marin gaz turbinini oluşturan bileşenleri ayrı birer sistem olarak düşünülerek ekserji analizi uygulamışlardır. Yapılan çalışmada, marin gaz türbininin kompresörü(AC) , yanma odası(CC) ve genişleme türbinindeki(GT) ekserji verimleri incelenmiştir. Termodinamiğin ikinci kanunu referans alınarak ekserji analizi uygulandığında, ekserji verimleri sırasıyla AC için 97.6%, CC için 79.9% ve GT için 90% olarak hesaplanmıştır. Tüm sistemin ekserji performansı hesaplandığında ekserji veriminin 37.4% olduğu görülmüştür[36]. Luo vd. , 2.3L bir hidrojen motorunun üzerinde uygulanan beş farklı parametre değişikliğinin(motor devri, motor yükü, hava yakıt karışım oranı, ateşleme zamanlaması ve motor soğutma suyu sıcaklığı) motorun enerji dengesine etkilerini incelemişlerdir. Motor devrinin artırılması bütün sistemin enerjisini yükseltmektedir. Özellikle egzoz gazındaki enerji yükünde artış en büyüktür. Motor devri arttırıldıkça efektif termal verim (BTE) ve soğutma sistemi üzerindeki enerji yükünde düşük etki gözlemlenmiş olmasına rağmen egzoz enerji yükü üzerinde 24.1% - 36.4% arasında artış görülmüştür. Bu nedenle egzoz gazı üzerindeki ekserji miktarı daha fazla olduğundan dolayı efektif termal verimin artırılması için hedef güç aynı iken, yüksek devir noktasının seçilmesi daha yararlıdır. Motor yükündeki (Tork değeri) değişimlerin, efektif termal verim üzerindeki en büyük etkiye sahip parametre olduğu görülmüştür. 2000 rpm noktasındaki tork değişimleri efektif termal verim üzerinde 3.69% artış, 4000 rpm noktasında 7.67% artışa neden olmuştur. Hava yakıt karışım oranındaki artış efektif iş ve efektif termal verim üzerinde iyileştirici etkide bulunmuş olup soğutma suyu ısı yükü üzerine önemli bir artış görülmemiştir. Bununla birlikte egzoz gazı üzerindeki enerji yükü azaldıkça efektif iş üzerinde artış görülmektedir. Bu nedenle turbo sisteminde türbin aracılığıyla egzoz üzerindeki enerji yükünün geri kazanımı sayesinde efektif iş artışı gözlemlenebilir. Efektif iş ile ateşleme zamanı arasında bağlantı tespit edilmiştir. Ateşleme zamanı üst ölü noktaya yaklaştıkça efektif iş üzerinde pozitif etkisi olmuştur. Dolayısıyla motor kontrol stratejisi, ateşleme zamanını üst ölü noktaya yaklaştırarak NO_x emisyonlarında azaltıcı etkide bulunan optimum nokta tespit edilebilir. Çalışma esnasında son parametre olarak motor suyu sıcaklığındaki değişimler incelenmiştir. Yapılan test sonuçları değerlendirildiğinde soğutma suyu sıcaklığının efektif termal verim üzerinde

çok düşük etkisi olduğu görülmüştür(0.7%'den daha düşük). Bununla birlikte düşük motor suyu sıcaklığının silindir içindeki yanma sonrası oluşan ısı ile motor suyu arasındaki ısı transferini arttırdığı görülmüştür[37].

Ekserji analizinin verimli olabilmesi için test noktalarının ve motor yanma parametrelerinin değiştirilerek optimum efektif iş elde edilmesi çalışmaları motor geliştirme proseslerinde detaylı olarak incelenmeye devam edilen bir bilim dalıdır. Araştırmalar çoğunlukla optimum efektif iş ve termal verimin sağlanmasına yöneliktir. Dolayısıyla motor performans parametrelerinin optimizasyon çalışmaları ile ekserji analizi arasında güç bir bağıntı bulunmaktadır. Bu alanda literatürde yapılmış olan çalışmalarda genel olarak çalışmacılar tarafından önceden belirlenmiş olan bir motor yük şartında, ön ve art püskürtme önceden belirlenmiş sabit kütleli değerlerde ve zamanlarda fazlar bölünerek sisteme sokulmuş ve sonuçlar irdelenmiştir. Abdullah vd. 2.72 lt , V6, VGT, OHYB(Common Rail) püskürtme sistemi bulunan, su soğutmalı, doğrudan püskürtmeli bir dizel motor ile, püskürtme basıncının ve fazlandırılmış(pilot + ana püskürtme kullanılan) püskürtmenin etkisini birlikte inceledikleri bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Test noktaları olarak 300,430,500,600 ve 700 bar püskürtme basınçları ile 1500 d/d ve 2000 d/d motor hızında ve 3 farklı motor yükü seçilmiş ve bu değerlerin kombinasyonları koşulmuştur. Tüm test kombinasyonlarında püskürtme stratejisi; 16 °KMA ÜÖNÖ ve ana püskürtme 2.55 °KMA olarak sabitlenmiştir. Her test kombinasyonunda 16% ile %55 arası soğutulmuş EGR uygulanmıştır. Testlerin tamamı EGR kapalı konumdayken de tekrar edilmiştir. Tüm test denemelerinde püskürtme basıncının artışı ile birlikte maksimum silindir içi basıncında artış görülmüştür. Bununla birlikte motor yükü ve motor devrinin artışı ile birlikte silindir içi basınç artış oranının azaldığı görülmüştür. Dolayısıyla basınç artışının püskürtülen yakıt pülverizasyonunu iyileştirdiği, başlangıç aşamasında ve devam eden sürede daha hızlı bir yanma meydana geldiği ve toplam yanma süresinin kısaldığı ve bunun pik basıncı arttırdığı görülmüştür. Motor hızının arttığı durumlarda emilen taze dolgu miktarında artış meydana getirmesi ile birlikte püskürtme basıncının düşük olduğu noktalarda bile yanma çevriminin tam olarak tamamlanmasına olanak sağladığı görülmüştür. Düşük püskürtme basıncında yanma prosesinin başında silindir içerisine püskürtülen yakıt miktarının düşük

olmasından dolayı pik basınç değerinin düşük olduğu, daha yüksek devirlerde ise içeri alınan taze hava dolgusu miktarındaki artış ile birlikte silindir içi basınç yükselme etkisinin azaldığı görülmüştür. EGR ve EGR kapalı testler karşılaştırıldığında EGR'nin kullanıldığı testlerde silindir içine alınan taze hava dolgusu azaldığı için silindir içi basıncın düştüğü görülmüştür. 700bar EGR ile yapılan test sonuçları incelendiğinde hava yakıt karışım oranının iyileştiği ve özgül yakıt sarfiyatının arttığı görülmüştür. Diğer tüm test noktalarında yakıt basıncı arttırıldıkça özgül yakıt tüketiminin azaldığı tespit edilmiştir. Tüm test noktalarında yakıt basıncı arttırıldıkça NOx emisyonlarında artış tespit edilmiştir. Bunun nedeni yakıt basıncındaki artış ile birlikte yakıt pülverizasyonunda iyileşme sağlanması ve yakıtın silindir içinde daha homojen bir yanmaya olanak vermesi gösterilmiştir. Homojen yanma ile birlikte silindir içerisindeki sıcaklıkların artış gösterdiği, bu sayede CO ve THC emisyonlarının düştüğü görülmüştür[38]. Hountalas vd. doğrudan püskürtmeli, tek silindirli, turboşarjlı bir dizel motorda, 50% ve 100% yüklerde püskürtme basıncının performans ve emisyon değerlerine etkisini araştırmışlardır. Araştırmacılar, düşük hız ve tam yük test noktalarında püskürtme basıncı arttırıldığında NOx emisyonlarının önemli miktarda arttığını tespit etmişlerdir. Partikül emisyonlarında ise püskürtme basıncında önemli ölçüde azalma tespit edilmiştir. 50% yük ve düşük devir noktaları incelendiğinde püskürtme basıncı arttırıldığında yanma süresinin kısaldığı, ısı açığa çıkış hızında artış olduğu bunun sonu olarak özgül yakıt tüketiminde azalma ve partikül emisyon değerlerinde düşüş gözlemlenmiştir[39]. Tennison vd. yaptıkları çalışmada, doğrudan püskürtmeli bir dizel motorda, püskürtme parametrelerinin performans ve emisyon değerlerine etkisini incelemişlerdir. Sonuçlar incelendiğinde, püskürtme basıncı arttırıldıkça NOx emisyonlarında büyük artış olmamasına rağmen, is emisyonlarında belirgin bir azalış olduğunu gözlemlemişlerdir. Püskürtme zamanının optimum değeri sağlayacak şekilde normale göre bir miktar daha gecikmeli püskürtüldüğünde her iki püskürtme basıncı değeri için de eşit seviyede NOx emisyonu elde edilebileceği saptanmıştır[40]. Benajes vd., enjeksiyon tek silindirli yüksek hızlı doğrudan püskürtmeli turbo sıkıştırmalı ve partikül tutucu(DPF) ile Oksidasyon katalistine sahip bir dizel motorda düşük sıcaklıkta yanma noktaları incelenmiştir. Motor orta yükte çalıştırılarak dört ana faktörün(Hava yakıt karışım oranı, yakıt basıncı, yanma fazı,

enjektör kapanma açısı) kombinasyonları denenerek (design of experiment) NO_x emisyon miktarını en düşük seviyeye çeken çalışma şartları araştırılmıştır. Motor test noktası olarak yüksek EGR, düşük sıkıştırma oranı ve geciktirilmiş enjeksiyon zamanlaması kullanılarak silindiri içi sıcaklığın düşürülmüş ve bu bölgeler incelenmiştir. Düşük taze hava dolgusunun silindiri içine ulaşabildiği bu çalışma şartında yakıt basıncı artırıldığında bazı noktalarda HC emisyonlarının arttığı görülmüştür. Bunun nedeni olarak yakıt basıncının silindiri içi tasarımına göre belirli bir miktarın üzerine ulaştığında püskürtülen yakıtın bir miktarının yanma reaksiyonuna girmeden silindiri duvarlarına ve piston yüzeyine ulaşarak silindiri içi sıcaklık dengesini lokal bölgelerde bozup yanmanın homojen olarak gerçekleşmesini engellediği yorumlanmıştır [41]. Singh vd. , büyük hacimli bir dizel motorda motor suyu sıcaklığındaki değişimin etkilerini incelemişlerdir. Yapılan deney çalışmalarında motor soğutma suyu sıcaklığı 60°C'den 200°C'ye çıkarıldığında egzoz sıcaklıklarında yaklaşık 30°C artış gözlemlenmiştir. Motor soğutma suyu sıcaklığının artışı silindiri içi yanma sıcaklıklarında artışa neden olmuştur. Yanma basınç değerlerindeki değişim düşük kalmıştır. Egzoz sıcaklıkları incelendiğinde motor soğutma suyu sıcaklıkları artırıldığında egzozdan ısı geri kazanım oranında artış gözlemlenmiştir [42]. Alkidas vd., bölünmüş yanma odalı tek silindirli bir dizel motorda motor suyu sıcaklığı değişiminin performans ve emisyonlara etkisini incelemişlerdir. Deney esnasında 20°C, 82°C ve 120°C noktalarındaki sonuçlar karşılaştırılmıştır. Deney sonuçları incelendiğinde motor suyu sıcaklığı arttıkça HC miktarında artış gözlemlenmiştir [43]. Giles vd. , direkt enjeksiyonlu içten yanmalı bir benzinli motorda motor suyu sıcaklığı ve motor suyu debisindeki değişim vuruntu üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Yapılan deney noktalarında motor suyu debisi azaltıldığında silindiri duvarlarındaki ısı alışverişi azaldığından dolayı vuruntu etkisinde düşük oranda artış görülürken motor suyu sıcaklığının 90°C ile 100°C arasında değiştirildiği test noktasında sıcaklık değişiminin vuruntu olasılığı üzerinde etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir [44]. Ramadhas vd., Bir dizel motorlu binek aracın motor suyu sıcaklığı etkisinin soğuk ilk çalıştırma performansına ve emisyonlarına etkileri incelenmiştir. Deney esnasında ortam şartlarının -7°C olduğu şartlarda yanma odası -7°C, 10°C, 20°C noktalarında deney yapılmıştır. Deney sonuçları incelendiğinde yanma odası sıcaklığının 10°C'ye yükseltilmesi ile motor ilk krank alma süresinde 50% kısalma oluşmuştur. Yanma odası

sıcaklığının yükselmesi ile beraber ilk yanma esnasında oluşan HC emisyonlarında 85% iyileşme görülmüştür. NOX emisyonlarında ise 30% iyileşme sağlanmıştır. Sonuçlar yorumlandığında, soğuk ortam koşullarında yanma odası sıcaklığının ve blok sıcaklığının belirli bir sıcaklığın altına düşmesi yanma çevrimini olumsuz etkilemektedir. Bu nedenle soğuk ortam şartlarında ısıtma bujisi yardımı ile yanma odasını ilk krank verilmeden önce ısıtmak emisyonların iyileştirilmesi için kritik önem taşımaktadır [45]. Guillemot vd., bir benzinli motorda oluşan HC emisyonlarında motor suyu sıcaklığının etkilerini incelemişlerdir. Yapılan deney esnasında motor suyu sıcaklığı 90°C'den 35°C'ye düşürüldüğünde HC emisyonlarında artış görülmüştür. Aynı test yüksek devir ve yük altında tekrarlandığında HC emisyonlarındaki artış daha fazla görülmüştür [46]. Torregrosa vd., direkt püskürtmeli bir dizel motorda motor giriş havası sıcaklığının ve motor suyu sıcaklığının motor performansına ve emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Deney sonuçları incelendiğinde, orta yük ve tam yük noktalarında HC emisyonlarında gözle görülür bir değişiklik tespit edilmemiştir. Bununla birlikte düşük yüklerde NO_x emisyonlarında düşüş, HC emisyonlarında artış gözlemlenmiştir. Düşük yüklerde silindir duvarlarında ısı transferinin etkisinin daha fazla olduğu tespit edilmiştir [47].

1.2 Tezin Amacı

4 zamanlamalı 4 silindirli direk püskürtmeli turbo sıkıştırmalı yeni nesil bir dizel motor üç farklı enjeksiyon basıncı ve üç farklı motor suyu sıcaklığında test edilmiştir. Tüm test ölçümlerinde, yanma prosesi esnasında püskürtülen yakıt miktarı, ön enjeksiyon zamanlaması, ana enjeksiyon zamanlaması, ön ve ana enjeksiyon püskürtülen yakıt miktarları, emilen hava basıncı ve motor devri kalibrasyon stratejisinde sabitlenmiştir. Test adımları olarak 93.4 , 103.4 ve 113.4 MPa yakıt basıncı noktaları ve 90°C , 60°C ve 40°C motor suyu sıcaklıkları seçilmiş olup tüm kombinasyonlar test edilmiştir. Çalışmanın teorik bölümünde , test sonuçları analiz edilerek yanma, emisyon, enerji, ekserji dengesi araştırılmıştır.

Ekserji Analizi

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunmasını tanımlarken niceliği ön plana çıkartır. Sistemlerde hal değişimi sırasında enerji her zaman için korunur fakat niteliği azalır. 19. yüzyılın sonlarına doğru, termodinamiğin II. kanunu, entropi ve tersinirlik ile

ilgili bir ifade olarak ortaya çıkmıştır. Termodinamiğin ikinci yasası sistemlerdeki enerjinin azalan niteliğini, hal değişimleri boyunca üretilen entropi ile ortaya koyar. Entropi kısaca moleküler düzensizlik olarak tanımlanabilir. Sistemin bir termodinamik özelliği olan entropi; ilk kez 1865 yılında Clausius tarafından bulunmuştur. Yunancada “entropé” (bozulma) kelimesinden türetilmiştir. Entropi, sistemde kendiliğinden meydana gelen değişmelerin yönü hakkında bilgi verir. Bir sistemin, çevresiyle termodinamik dengede bulunması, o sistemin ölü halde olduğunu ifade etmektedir. Sistemin, çevre sıcaklığında (25 oC) ve basıncında (101,23 kPa) olduğu durumuna “ölü hal” denir. Bir diğer tanım da sadece basınç ve sıcaklığın dengede olduğu “sınırlandırılmış ölü haldir. Çok büyük miktarda enerji içeren atmosferden, ölü halde bulunmasından dolayı iş elde edilemez. Eğer bir sistem bulunduğu koşullardan, çevrenin bulunduğu ölü hale getirilirse, maksimum iş elde edilir. Bu maksimum değere “ekserji” denir. Son hal “ölü hal” ise, tersinir iş, ekserjiye eşittir ve tersinir iş ile yararlı iş arasındaki fark, tersinmezlikleri verir [23].

1.3 Orjinal Katkı

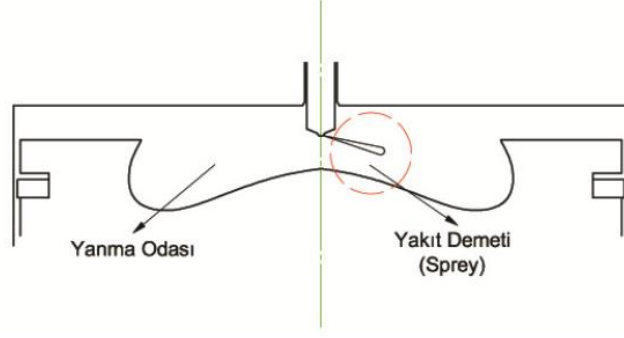
İçten yanmalı dizel motorlarda bu alanda yapılmış bir çok değerli teorik ve deneysel çalışma bulunmaktadır. Yapılan çalışmada, deneysel test sonuçlarına göre, seçilen çalışma noktalarındaki enerji ve ekserji verimlerinin yakıt enjeksiyon stratejisindeki değişikliklerden ne oranda etkilendiği incelenerek enjeksiyon basıncındaki artışın emisyonlara olan etkisini motor soğutma suyu sıcaklığının optimize edilerek ne oranda iyileştirilebileceğinin hesaplanması ile kalibrasyon prosesinde emisyon iyileştirmesi, enerji verimi ve yakıt tasarrufu sağlamak hedeflenmiştir.

DİZEL MOTORLARDA YANMA

Dizel motorlar karışım teşkiline göre 1-Direkt Püskürtmeli Motorlar (DI), 2- İndirekt Püskürtmeli Motorlar (IDI) olarak iki farklı grupta tanımlanmaktadırlar. Direkt püskürtmeli motorlar, basınçlandırılmış olan yakıtın, yanma odasına bir enjektör vasıtası ile direkt olarak püskürtüldüğü mekanizmayı esas alarak çalışmaktadırlar. İndirekt püskürtmeli motorlar, yakıtın yanma odasına direkt püskürtülmeden önce bir ön karışım odasına püskürtüldüğü mekanizmayı esas olarak çalışan sistemlerdir. Yanma veriminin optimize edilmesine olanak sağladığı için günümüz dizel motorlarında sıklıkla direkt püskürtmeli motorlar tercih edilmektedir.

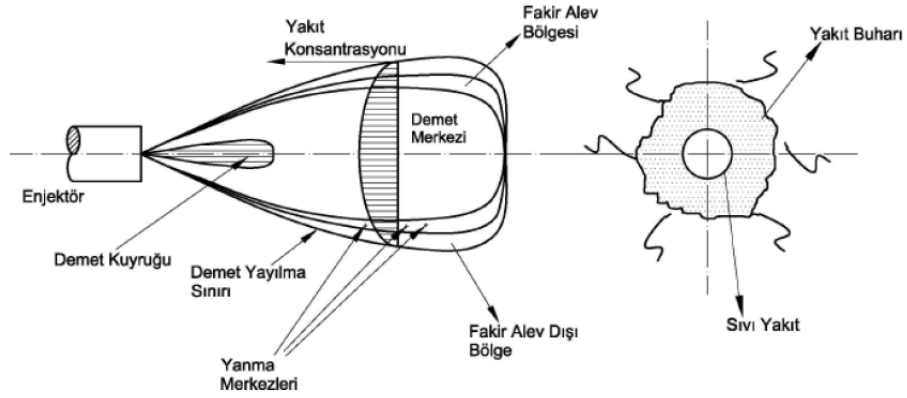
2.1 Dizel Motorlarda Yanma Prosesi

Dizel motorun dört zamanlı çevriminin sıkıştırma fazının sonlarında, piston üst ölü noktaya yaklaşırken, yanma odasına yakıt püskürtülür. Püskürtülen bu yakıt , püskürtme şartlarının verimi oranında buharlaşarak taze hava dolgusu içerisinde buharlaşır.



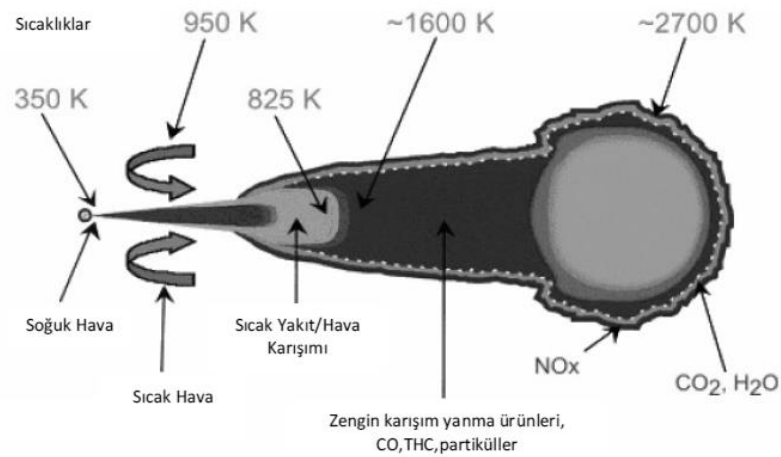
Şekil 2. 1 Yakıtın yanma odasına püskürtülmeye başlaması[8][49]

Sıkıştırma fazının sonuna doğru sıkışan havanın basınç ve sıcaklığı artar. Yanma odasında oluşan yüksek sıcaklık ve basınç ortamına püskürtülen yakıt demeti, sıcaklığın etkisi ile buharlaşarak yakıtın tutuşma sıcaklığının üzerine çıkarak hızlı şekilde yanar. Devam eden süreçte, yanma odasında oluşan alev demeti üzerine püskürtülmeye devam edilen yakıtın direkt olarak yanma reaksiyonuna katılması ile dizel yanması tamamlanır[48]. Direkt püskürtmeli bir motorun yakıt enjeksiyonu esnasında yanma odasındaki dağılım Şekil 2.1’de görülmektedir. Yakıt demetinin püskürtmeden sonra yanma odasındaki hareketini enjektör memesinin tasarımı belirler. Bununla birlikte piston tasarımı ile de yakıt demetinin silindir içerisindeki dağılımı yönlendirilebilmektedir. Yakıt demeti detaylı incelendiğinde, püskürtme prosesi başladığında bir yakıt demetinde bulunan bileşenlerin detayları Şekil 2.2’de gözlemlenebilmektedir. Yüksek basınç etkisi ile yanma odasına püskürtülen yakıt demetinin yüzey noktalarında oluşan hava sürtünmesinin etkisi ile pülverizasyon daha yüksek seviye oluşur. Dolayısıyla, ilk buharlaşma ve yanma hazır hale gelen yakıt bölgeleri yakıt demetinin yüzeylerinde oluşur [8].



Şekil 2. 2 Yakıtın yanma odasına püskürtülmeye başlaması [8][49]

Yakıt demetinin püskürtüldükten sonraki ilk yanmanın hangi bölgede gerçekleşeceği kesin değildir. Bununla birlikte ilk yanma spray demetinin yüzeyinde gerçekleştikten sonra demet çevresindeki yanma devam ederken ortaya çıkan yanma sonrası gaz bileşenleri, yakıt demetinin merkezindeki yakıtın yanması için ihtiyaç duyulan oksijenin yakıt demetinin merkezine ulaşmasını engelleyici etkide bulunur. Bu nedenle sprayin çekirdeğindeki sıcaklık artmasına rağmen bu bölgedeki yakıt tam olarak yakılamadığı için yanma prosesi zengin karışım olarak tamamlanır. Bu esnada ortaya çıkan sıcaklık nedeniyle NO_x oluşumu yükselebilir. Şekil 2.3'te yakıt demeti içerisinde ortaya çıkan emisyon değerlerinin detaylı görülmektedir.



Şekil 2. 3 Yakıt demeti sıcaklık ve emisyon dağılımı[50]

2.1.1 Dizel Motor Yakıt Püskürtme Prosesi

Dizel yakıtı enjektör delikleri vasıtasıyla yanma odasına iletilir. Yakıt demeti silindir geometrisine verilen tasarım ile türbülanslı bir şekilde hava ile karışır. Hava ile karışarak genişleyen yakıt demetinin hızı azalır. Yakıt püskürtülme sisteminin temel görevi, yakıtın yanma odası içerisine dağılmasını ve yakıtın hava ile homojen miktarda dağılmasını sağlamaktır. Bunu sağlayabilmek için yanma odası ve piston kafası tasarımları üzerine yoğunlaşılarak püskürtülen yakıtın hava ile karışabilmesini sağlayacak şekilde tasarım seçimleri yapılmaktadır. Günümüzde kullanılan dizel motorların motor yükü , yanma odasına püskürtülen yakıt miktarı ile kontrol edilmektedir. Dizel yakıt demetinin hızı ve demetin uç noktasına oluşan hareket mekanizması hava-yakıt karışım oranına büyük etki etmektedir. Yakıtın aşırı penetre, yakıt demetinin sprej ucunun soğuk duvarlara çarpmasına neden olur. Bu durum gerçekleştiğinde hava yakıt karışım oranı azalarak kısmen yanmış ürünler oluşur ve yanma prosesinin kirlenici emisyon yükü artar. Yetersiz penetrasyon durumunda ise yakıtın demetinin hava ile düşük oranda buluşmasına neden olur. Enjektör deliklerinden püskürtülen yakıt demetinin yanmadan önce tamamen buharlaşması gerekmektedir. Yüksek püskürtme basıncı daha küçük damlacıkların oluşmasını sağlarken bunun sayesinde daha hızlı buharlaşma oluşmasına etki eder. Artan püskürtme basıncı ile damlacık çapı $(dp/d\alpha)^{-1/2}$ oranında küçülmektedir. Sprej penetrasyonu ise $(dp/d\alpha)^{1/4}$ oranında artmaktadır [51]. Elektronik kontrol sistemlerinin gelişmesi ile birlikte püskürtme basıncı, püskürtme zamanını esnek olarak değiştirebilmek ve emisyon oranlarının iyileştirilebilmesi mümkün oldu.

2.1.2 Dizel Yanma Süreçleri

Dizel yanması temel olarak dört ana safhada tamamlanmaktadır. Bunlar; Tutuşma gecikmesi, Ön karışimli yanma, Karışım kontrollü yanma, Art yanma'dır.

Dizel yakıtın püskürtmeye başladığı andan tutuşmanın başladığı ana kadar geçen süreye **tutuşma gecikmesi süresi** (TG) denir. Gecikme temel olarak karışım oranı ve kimyasal yanma reaksiyonlarının bir sonucudur. Direkt püskürtmeli dizel motorlarda yanma odasının içerisindeki hava sıcaklığı tutuşma gecikmesini etkileyen

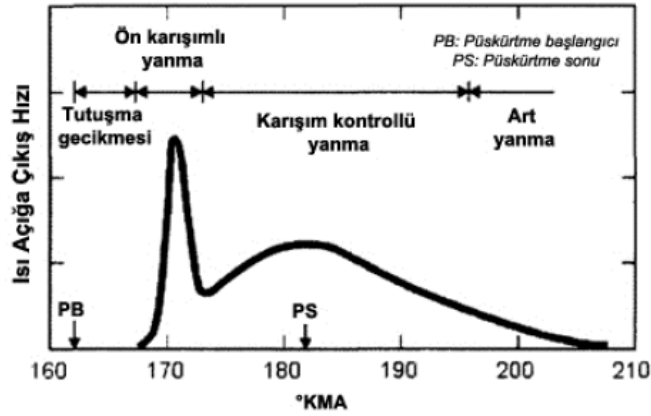
parametrelerden biridir. Bununla birlikte, püskürtme basıncı, püskürtme oranı, motor hızı gibi değişkenler de tutuşma gecikmesi süresini etkileyen faktörlerdendir. Dizel motorlarda yapılan araştırmalarda, ana püskürtmeden önce ufak miktarda yakıtın yandığı durumlarda yanma odası sıcaklığının artmasının sağlandığı ve bu sayede tutuşma gecikmesinin önemli oranda kısaldığı görülmüştür [48] [49].

Dizel motorlarda silindir içerisine püskürtülen yakıtın hava ile karışarak ani olarak tutuşması ile gerçekleşen süreç **ön karışımli yanma süreci** olarak tanımlanmaktadır. Bu süreci etkileyen en önemli parametrelerden biri tutuşma gecikmesi süresidir. Tutuşma gerçekleşince yakıt demeti hızlı şekilde yanmaya başlar. Krank mili açısı başına düşen ısı miktarı maksimum değerine ulaşırken yanma odasındaki basınç pik yapar. Tutuşma Gecikmesi süresinin artması durumunda yüksek miktardaki yakıt bir anda patlar ve çok daha büyük oranda bir basınç artışı çok daha kısa süre içerisinde oluşur. Bu durumun sonucu olarak motorda yüksek gürültülü vuruntu durumu oluşur. Bu durum motor parçaları üzerinde mekanik tahribata neden olan ve motor gürültü seviyesini olumsuz etkileyen bir etkiye bulunmaktadır. Dolayısıyla, tutuşma gecikmesi süresinin mümkün olan en kısa sürede tamamlanması ve ön karışımli yanma sürecine girilmesi motorun daha verimli çalışması için önemli etmenlerden birisidir.

Ön karışımli yanma sürecinin ardından oluşan yanma alevinin üzerine yakıtın püskürtülmeye devam edildiği süreçtir. Bu süreç karışım kontrollü yanma süreci olarak tanımlanmaktadır. Bu safhada kritik olan parametre püskürtülen yakıtın silindir içerisindeki hava ile maksimum oranda karışabilmesini ve yanmanın veriminin arttırılmasının sağlanabilmesidir.

Genişleme süreci başladığında birim krank açısı süresinde açığa çıkan ısı miktarı azalmaya başlar ancak zengin karışım teşkili nedeniyle ısı açığa çıkmaya devam eder.

Yanma prosesinin optimizasyonu için bu dört safha esnasında birim krank açısı zamanda açığa çıkan ısı miktarı değeri büyük önem taşımaktadır. Yanma safhaları esnasında açığa çıkan ısı miktarı dağılımına örnek olarak Şekil 2.4 incelenebilir.



Şekil 2. 4 °KMA başına ısı açığa çıkışının değişimi[50]

2.2 Dizel Motor Emisyonları

Dizel motor yanma sonrası oluşan kirlenici emisyon ürünleri Azot Oksitler (NO_x), Karbon Monoksit (CO), Partikül Madde (PM)'dir. Tez çalışmamın bu bölümünde dizel motorlarda meydana gelen kirlenici emisyon ürünlerinin detayları ve oluşum nedenleri incelenecektir.

2.2.1 Azot Oksit Emisyonları (NO_x)

Yanma havasında yaklaşık olarak %79 oranında azot bulunmaktadır. Yanma sonucu meydana gelen azot bileşenleri içerisinde NO ve NO₂ bileşikler büyük oranda açığa çıkmaktadır. Bu bileşikler genel olarak NO_x (Azot oksitler) emisyonları olarak adlandırılmaktadır. Azot Oksitler, dizel yakıtının yanma odası içerisindeki yanma reaksiyonu esnasında iki aşamada oluşum göstermektedirler. Bu aşamalardan biricisi, taze hava dolgusu içerisinde bulunan O₂ ve N₂'nin yüksek sıcaklıkta dolayı tepkimeye girmesi, ikinci aşama ise taze hava dolgusu içerisindeki oksijenin yakıt içerisindeki azot türevleri ile reaksiyonu sonucu oluşmaktadır. Bu reaksiyonlar sonucu oluşan ürün büyük oranda NO'dur. Yanma süreci esnasında NO'nun NO₂'ye dönüşbilmesi için süre oldukça kısadır. NO₂ termodinamik olarak daha düşük sıcaklıklarda ortaya çıkmaktadır [52]. NO; alev hüzmelerinin hemen arkasındaki bölümde oluşmaktadır. Bu nedenle gaz sıcaklığı ne kadar artarsa NO oluşumu o kadar artmaktadır. Genişleme prosesi başladığında sıcaklık düşmeye başlar ve NO oluşumu durur. NO oluşumu üzerine çeşitli kimyasal formüller üzerinde durulmuştur.

Zeldovich'in önermesi



Lavoie'nin Önermesi



Motorun çalışma şartları göz önüne alındığında NO oluşumunun en yüksek olduğu nokta, yanma odası sıcaklığının en yüksek olduğu çalışma şartı, yani hava fazlalık katsayısının stokiometrik orana en yakın olduğu noktadır.

NO'nun azaltılması için kullanılan yöntemlerden bir tanesi, püskürtmenin geciktirilerek yapılmasıdır. Bu durum aynı miktardaki yakıttan elde edilebilecek termik verimi düşüren bir etkide bulunacağı için yakıt ekonomisi açısından olumsuz etkide bulunabilecek bir yöntemdir. bununla birlikte, yanma prosesinin başında yanan yakıt miktarını düşüreceği için NO azaltılması için oldukça verimli bir yöntem olarak kullanılmaktadır. NO miktarının azaltılması için kullanılan bir diğer yöntem ise, EGR kullanımıdır. EGR kullanılarak yanma sonu sıcaklık düşürülür. Her iki yöntem kullanıldığında da PM miktarında artış meydana gelecektir. Bu nedenle PM-NOx dengesi, emisyon azaltıcı yöntemler kullanılırken göz önüne alınmalıdır [48].

2.2.2 Karbonmonoksit Emisyonları (CO)

CO emisyonları içten yanmalı motorlarda eksik yanma sonucu oluşmaktadır. Benzinli motorlar ile karşılaştırıldığında Dizel motorlarda CO oluşumu daha azdır [52]. Eksik yanmanın nedeni olarak büyük oranda, yanma odasına gerekli miktarda havanın alınıp alınamadığı gösterilebilir. CO oluşum reaksiyonunu incelendiğinde ;



Denklemden R ile gösterilen bölüm hidrokarbon bileşenini temsil etmektedir. Yanma işlemi tam olarak sağlanabildiğinde CO'nun tamamı CO₂'ye dönüşmektedir. Yeterli oksijenin bulunmaması, oksijen ile yakıtın homojen olarak karışmaması, çok düşük

sıcaklıklarda motor ilk çalıştırıldığı anda yanma odası sıcaklığının düşük olması gibi nedenlerle CO oluşumu artmaktadır. Dolayısıyla, zengin karışımlarda giren yakıt miktarı artarken, emilen yada sıkıştırılarak yanma odasına gönderilen hava dolgusu miktarı azalırken CO oluşumu artar[49].

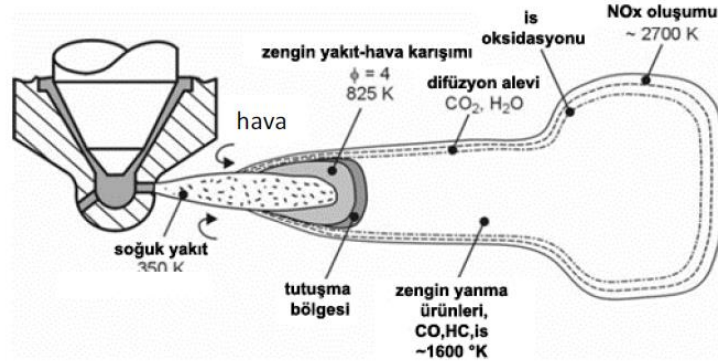
2.2.3 Hidrokarbon Emisyonları (HC)

Hidrokarbon emisyonları, yakıtın tamamlanmamış yanma prosesi sonucu oluşmaktadır. Fakir karışımlarda püskürtülen yakıt miktarı bir miktar daha düşürüldüğünde karışım tutuşması gerçekleşmeyeceğinden dolayı HC oluşumu artmaktadır. Aşırı fakir karışımlarda ise yakıt kendi kendine tutuşmayacak ve eksik yanma durumu oluşacak, HC emisyon miktarında artış gözlemlenecektir. Oluşan HC miktarının büyüklüğü, tutuşma gecikmesi esnasında püskürtülen yakıt miktarına, hava-yakıt karışım oranına ve kendi kendine tutuşma prosesini etkileyen diğer parametrelere göre değişmektedir[49]. Aşırı fakir yanma proseslerinin yanı sıra püskürtülen yakıt ile taze dolgu havasının homojen karışabilmesi de HC oluşumunu etkileyen önemli parametrelerden birisidir. Dizel motorlarda yakıtın hava ile homojen olarak karışamamasına neden olan etmenlerden bir tanesi, enjektörün püskürtme basıncının düşük olması ve bu nedenle enjekte edilen yakıt spreyi hızının düşük kalmasıdır. Enjektör deliklerinde püskürtme işlemi tamamlandıktan sonra enjektör deliklerinin kapanmaya başladığı anda kapanma hacmi kadar yakıt enjektörden yama odasına doğru düşük basınçla süzülür ve buharlaşmadan yanma prosesine katılır. Bu durum nedeniyle yetersiz karışım gerçekleşmiş olur ve HC miktarı artar. Yakıt basıncının aşırı yüksek hızda yanma odasına gönderilmesi durumunda ise yakıt yanmadan silindir duvarların temas edecek ve yanma odasında alev oluşmadan püskürtülen yakıt egzoz edilece ve HC miktarında artış gözlemlenecektir[49].

2.2.4 Partikül Emisyonları (PM)

Dizel yanma esnasında oluşturulmak istenen homojen karışıma rağmen dizel yanmasının temelinde heterojen karışım bulunmaktadır [53]. Partikül madde, yetersiz hava bulunan yanma ortamında yakıtın organik bileşiminin bozulması sonucu

oluşmaktadır. Partikül Madde, oksijen yetersizliği ve yüksek sıcaklık nedeniyle çoğunlukla yakıt demetinin merkezinde oluşur. Bu bölgelerdeki yakıt fazlalık katsayısı oldukça yüksektir[49]. Yakıt demeti içerisinde oluşan partikül madde dağılımı Şekil 2.5’de görülmektedir. Yanma odasında oluşan partikül madde miktarının çok büyük bir bölümü egzoz prosesinden önce oksidasyona uğramaktadır. Sprey çekirdeğinden uzaklaştıkça, partikül madde miktarı düşmeye başlar [49].



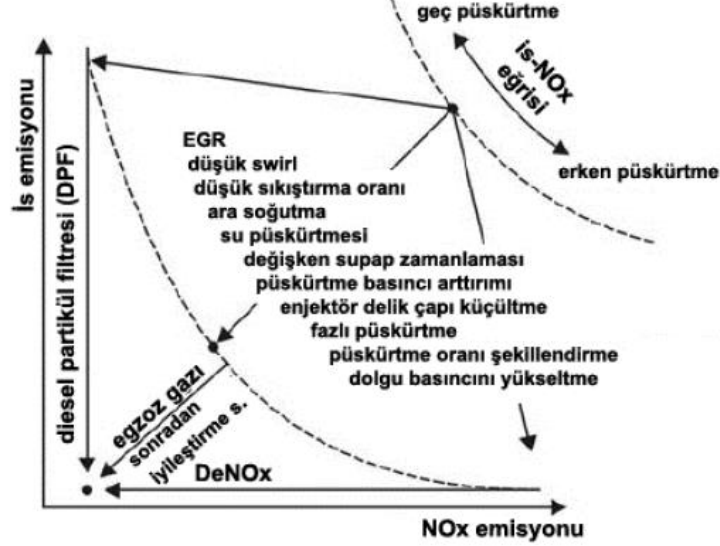
Şekil 2. 5 Dizel spreynin is Oluşum Bölgeleri[50]

Partikül madde oluşumu, 1000 °K ile 2800 °K arasında 50 - 100 atm basınç aralığında, püskürtülen yakıt miktarının tamamını yakabilecek oranda taze hava dolgusu bulunan yanma odası yanma prosesinde gerçekleşebilir. Partikül oluşumunun ilk safhasında oluşan partikül çapları 2nm’den daha küçüktür. Bununla birlikte, yanma prosesi devam ederken küçük çaplı partiküller birbirine yapışarak daha büyük çaplı partiküller oluştururlar ancak bu süreç devam ederken paralelde oluşan partiküllerin bir kısmı okside olarak CO ve CO₂’ya dönüşür. Bu denge yanma prosesi boyunca devam eder.

2.2.5 NO_x ile Partikül Oluşumu Arasındaki Bağlantı

Dizel motor emisyon stratejisinin belirlenmesindeki en önemli etmenlerden bir tanesi, kimyasal olarak oluşum nedenleri birbiri ile ters karakterlere sahip olan, motorun oluşturduğu Partikül Madde (İs) ile NO_x emisyonu arasındaki optimizasyonu sağlamaktır. NO_x azaldıkça Partikül Madde artmaktadır. NO_x azaltılması için yanma odası sıcaklığının 2000 °K altında tutulması gerekmektedir. Bunu sağlayabilmek için kullanılan yöntemlerden birisi enjeksiyonun geciktirilmiş fazla püskürtülmesidir. Bu

esnada NOx azalıyor olsa da termik verim düşeceği için partikül madde oluşumu ve yakıt sarfiyatı artacaktır. Püskürtmenin çok öne fazlandırılması durumunda ise tam tersi etki oluşacak ve partikül madde oluşumu azalırken NOx miktarı artacaktır.



Şekil 2. 6 Is-NOx dengesi [54]

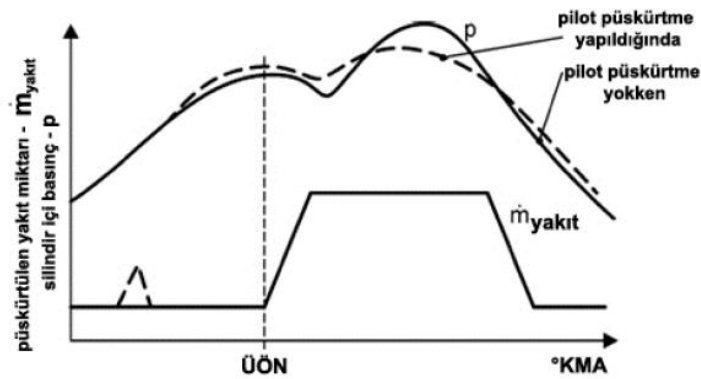
Yakıt püskürtme sistemi her iki kirletici emisyon ürününün oluşumunda da kritik öneme sahiptir. Püskürtme basıncı, püskürtme süresi, nozul çapı, nozul adedi gibi etmenler emisyon dengesinin oluşumunu etkilemektedir. Daha düşük nozul sayısına sahip enjektör seçimi yapıldığında, daha yüksek enjeksiyon basıncı oluşturabilecek OHYB(Common Rail) sistemi seçilebilir. Bir diğer örnek olarak, daha yüksek nozul sayısı seçildiğinde yüksek basınç sistemi kullanılırsa enjektör üzerindeki nozüllerin spreyleri buharlaşmadan birbiri ile karışacak ve bu durum is oluşumunu aşırı derecede arttıracaktır.

2.3 Dizel Yanması Püskürtme Fazlarının ve Püskürtme Basıncının Önemi

Dizel motor kontrol ve optimizasyon stratejisinin temelinde minimum özgül yakıt sarfiyatı ile emisyon standartlarını aşmadan motor momenti çıktısını sağlayabilmektir. Kontrol stratejisinin temel referans noktaları motor hızı ve motor yüküdür. Hız kontrolüne etki eden parametreler, püskürtme başlangıcı, püskürtme süresi ve püskürtme basıncıdır. Modern püskürtme sistemleri yakıtı fazlandırılabileme yeteneğine

sahiptir. Bu fazlandırmalar genellikle; pilot püskürtme, ana püskürtme ve art püskürtme olarak adlandırılmaktadır.

Tutuşma gecikmesi süresinde, tutuşma süresini kısaltmak için püskürtülen yakıtı pilot püskürtme denir. Pilot püskürtme ile ana püskürtme başlamadan önce yanma odasındaki ısı artırılır ve ana püskürtmenin tutuşma gecikmesi süresi azaltılarak NOx oluşumu düşürülür.



Şekil 2. 7 Pilot püskürtmede püskürtme oranı ve silindir içi basınç değişimi [54].

Pilot püskürtmenin NOx azaltma stratejisi olarak kullanımında seçilen püskürtme açısı ve miktarın göre erken bir yanma başlangıcı meydana gelebilmektedir. Erken yanma başlangıcı sağlandığı durumlarda termik verim ve yakıt sarfiyatında iyileştirici etki sağlanabilir. Genel olarak püskürtme zamanlarının arasındaki sürenin kısa tutulması avantajlıdır. Ön püskürtme genel olarak partikül madde oluşumunda olumsuz etkide bulunmaktadır.

Ana püskürtme prosesinde püskürtülen yak optimizasyonu motor torkunu ve gücünü belirlemekte en önemli faktördür. Motorun farklı devir ve yük noktalarına göre ihtiyaç duyulan yakıt miktarının ayarlanabilmesi ve doğru açıda püskürtülebilmesi yeni nesil dizel motorlarda mümkündür. Ana püskürtme fazında püskürtme basıncı önemli bir etkide bulunmaktadır. Başlangıçta düşük basınçla püskürtme sağlandığında düşük seviyede homojen karışım sağlanarak NOx azaltıcı etki sağlanabilirken, püskürtmenin sonlarına doğru yüksek basınç ile püskürtme yapılarak is oluşumu da azaltılabilir. Her iki kombinasyon birlikte uygulandığında her iki emisyon ürününde de iyileşme

sağlanabilmektedir. Püskürtme oranının şekillendirilebilmesi için ortak hatlı basınç püskürtme sistemleri yoğun olarak tercih edilmektedir. Bu tip püskürtme sistemleri ile düşük yakıt sarfiyatı sağlanır ve partikül oluşumu düşürülür. Bununla birlikte NOx oluşumu artacağı için bu tip sistemler genellikle EGR yardımıyla yanma odası sıcaklığını dengeleyerek düşük yüklerde iyileşme sağlanabilmektedir.

Ana püskürtme tamamlandıktan sonra genişleme fazında püskürtülen yakıt art püskürtme denir. Art püskürtme prosesi iki farklı şekilde kullanılabilmektedir. Bunlardan ilki, geç art püskürtme olarak adlandırılmaktadır. Geç art püskürtme, egzoz hattında bulunan LNT, DPF gibi sonradan iyileştirme sistemlerinde birikmiş olan partikül maddelerinin çevresindeki ısı miktarının artırılarak tekrar yanma reaksiyonuna girmeleri sağlanır ve böylece partikül maddeleri büyük oranda CO₂'e çevrilerek atmosfere iletilir. Bu proses esnasında seçilen püskürtme zamanlamasına dikkat edilmelidir çünkü genişleme fazında yanma odasında oluşan yüksek ısı nedeniyle silindir ile piston arasındaki motor yağı filminin yanarak tahrip olmasına neden olabilir. Bir diğer art püskürtme şekli ise erken art püskürtme olarak tanımlanır. Erken art püskürtme prosesi ile genişleme fazında sisteme püskürtülen yakıt ile yanma esnasında sisteme NOx miktarını arttırmayacak seviyede enerji sokulur ve partikül madde oluşumu büyük oranda iyileştirilebilir.

2.3.1 Püskürtme Basıncı

Püskürtme basıncı, yakıt pülverizasyonunu ve yakıt ekonomisine doğrudan etkisi olan etmenlerden birisidir. Püskürtme basıncı artırılarak yakıt demeti damlacık çapı küçültülebilir. Püskürtme basıncı artırılması ile özgül güçte belirgin bir artış sağlanabilmektedir. Modern dizel motorlarda kullanılan yüksek basınç püskürtme sistemleri ile yakıt atomizasyonu iyileşir ve emisyon ürünü olarak partikül madde oluşumunda azalma görülür. Ancak yakıt basıncı artırılırken optimum değerin tespit edilmesi son derece önemlidir. Yakıt basıncının aşırı artırıldığı koşullarda, püskürtme esnasında yakıt tanecik çapında büyük bir düşüş yaşanır ve yakıt püskürtüldüğü noktaya çok yakın bir noktada tamamen buharlaşır. Buharlaşan yakıt enjektöre yakın bir bölgede pik yaparak yanar. Bu durum enjektör üzerinde mekanik hasara neden olur.

Bununla birlikte silindir hacmi yanma prosesi için efektif olarak kullanılamadığı ve yanma bölgesel gerçekleştiği için termik verimde gözle görülür bir düşüş yaşanacaktır. Bir diğer örnekte ise yakıt basıncı aşırı arttırıldığında enjektör nozül çapının daha geniş seçildiği koşullarda püskürtülen yakıt buharlaşmadan silindir duvarlarına çarpar. Bu durumda silindir duvarları soğuma etkisi görülür ve yanma odası sıcaklığı düştüğü için yanma tam olarak gerçekleşemez. Bu durumun sonucu olarak emisyon ürünü olarak partikül madde oluşumu hız kazanır. Bu nedenle yanma odası tasarımı genişletilerek nozül ve enjeksiyon basıncı optimize edilmelidir. Tezimin bundan sonraki bölümünde test esnasında kullanılan dizel motorun yakıt basıncı sistemi ile ilgili detaylara yer verilecektir.

2.4 Dizel Motor Yakıt Püskürtme Sistemleri

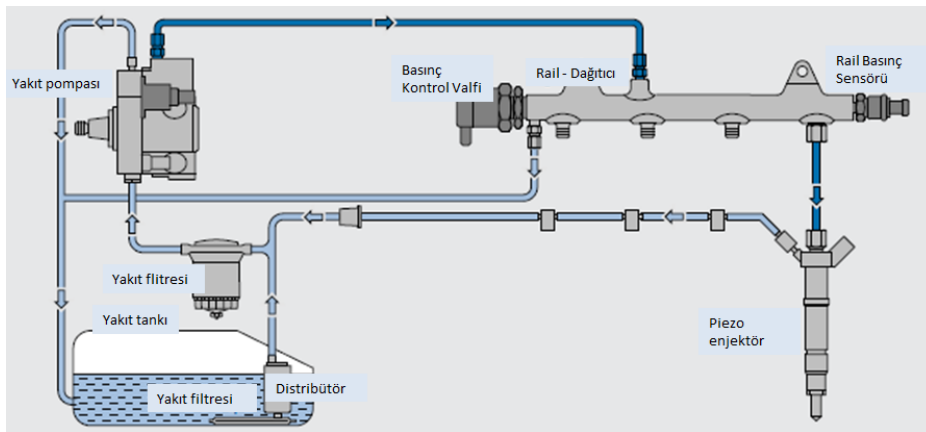
Dizel motorlarda yakıt sistemi; yakıt iletim ve yakıt püskürtme sistemi olarak iki bölümde incelenebilmektedir. Yakıt iletim sistemi; yakıt deposu, besleme pompası, yakıt filtresi, püskürtme ünitesinden oluşur. Yakıt püskürtme sisteminin içeriğinde ise; püskürtme pompası ve enjektörler bulunmaktadır. Yakıt iletim sisteminin görevi, yakıt içerisinde bulunan kirletici maddelerin filtrelenip, yakıt deposundan yakıt pompasına iletilmesidir. Püskürtme pompaları, yakıtın yüksek basınç ile enjektörlere iletilmesini sağlamaktadır. Püskürtme sistemlerinin temel görevleri yakıtın doğru basınç değerinde, istenilen püskürtme zamanlamasını sağlayarak, her silindire eşit miktarda yakıtı, optimum buharlaşma oranını sağlayacak şekilde iletmektedir. Dizel motor teknolojisinde günümüze kadar bir çok yakıt püskürtme sistemi kullanılmıştır. Bunlardan bazıları; Sıralı pompa Yakıt Püskürtme Sistemleri, Distribütörlü Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemleri, Tek Pistonlu Yakıt Püskürtme Sistemleri, Ortak Hat Yakıt Püskürtme Sistemleri'dir. Modern dizel motorlarda yakıtın püskürtme stratejisinin en iyi şekilde kontrol edilebilmesine olanak sağlayan yakıt püskürtme sistemi olarak Ortak Hat Yakıt Püskürtme Sistemi – OHYBS (Common Rail) kullanılmaktadır.

2.4.1 Ortak Hat Yakıt Püskürtme Sistemi – Common Rail

Ortak Hat Yakıt Püskürtme Sistemleri, basınç üretimi ile püskürtme işleminin birbirinden ayrı sistemler aracılığı ile yapıldığı, püskürtme basıncının motor hızı ve

püskürtülen yakıt miktarından bağımsız olarak kontrol edilebildiği sistemler olduğu için motorun değişken devirlerdeki farklı yük ihtiyaçlarının karşılanabilmesi gerekliliğinde yanma veriminin arttırılabilmesi için geniş bir çalışma koşuluna ortam sağlamaktadır. Yakıt püskürtme stratejisi oluşturulurken motorun yük talebi incelenerek püskürtülecek enjeksiyon açıları ve püskürtme miktarları tayin edilir. Ortak hat yakıt püskürtme sistemi iki farklı grup olarak incelenmektedir; i- *Düşük Basınç Devresi*, ii- *Yüksek Basınç Devresi*.

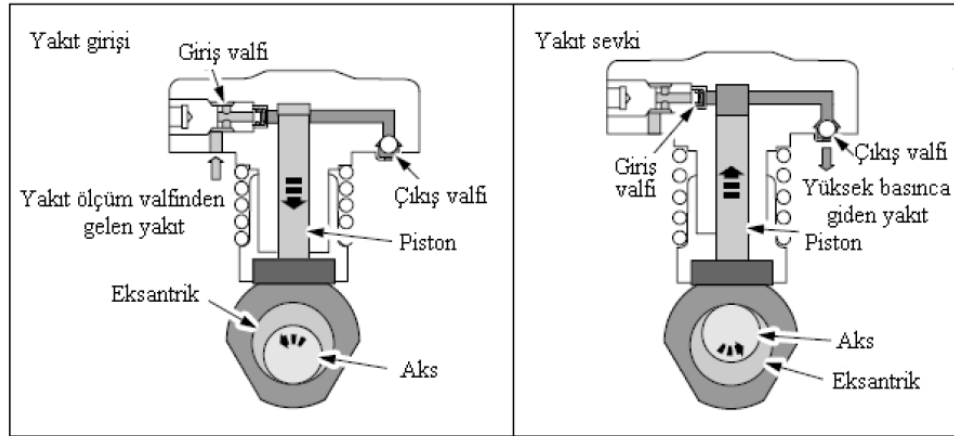
Düşük basınç devresinde, yakıt deposunun içerisindeki yakıt bir pompa vasıtası ile yakıt filtresine iletilir. Yakıt, filteleme işlemi sonrasında yakıt pompasına iletilir. Yakıt pompası, kalibrasyon stratejisinde belirlenen basınç değeri talebine göre yakıtı sıkıştırarak basınçlandırır. Yakıt enjektörü ve yakıt pompasındaki fazla yakıt bypass hattı ile yakıt tankına geri döner. Yüksek basınç devresi, yakıtın sıkıştırılarak püskürtülmesi işlemini gerçekleştiren elemanlardan oluşmaktadır. Yüksek basınç pompası, 1300bar'lık azami basınç üreterek, yakıtın sıkıştırılarak rail – dağıtıcı ünitesine iletilmesini sağlamaktadır. Dağıtıcı (Rail) üzerinde bulunan basınç sensörü ile mevcut basınç ölçümü gerçekleştirilerek talep edile yakıt basıncının sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilebilmektedir. Dağıtıcıda depolanan ve basınçlandırılan yakıt, uzunlukları özel olarak tasarlanmış hatlar vasıtası ile enjektörlere iletilir.



Şekil 2.8 Basınç sisteminin genel görünümü [54]

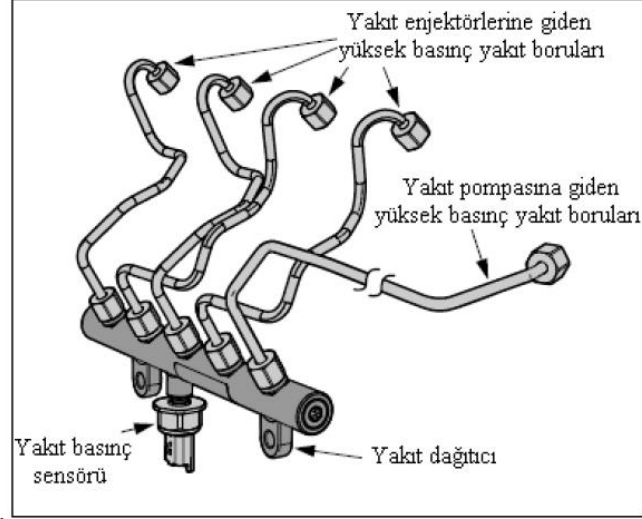
Ortak Hat Beslemeli Yakıt Sistemlerinde, genellikle yüksek basınç sağlayabilen pistonlu pomalar kullanılmaktadır. Pompa elemanlarının içeriğinde giriş subabı ve çıkış subabı monte edilmiştir. Pompa üzerindeki pistonların aşağıya doğru hareketinde, besleme

pompasından yakıt akışı için gerekli basıncın, giriş subabının açılma basıncından daha yüksek olmasını sağlar. Bu esnada yakıt, pompa elemanının boş bölmesine emilir. Piston, alt ölü noktaya ulaştığında basınç düşeceği için giriş subabı kapanır ve yakıt akışı kesilir. Tekrar yukarı doğru hareket eden bir piston ile yakıt tekrar sıkıştırılır. Pompa elemanında dağıtıcı sisteminde mevcut basınca ulaştığında çıkış subabı açılır. Yüksek oranda sıkıştırılmış yakıt, piston üst ölü noktaya gelinceye kadar yüksek basınç devresine girer. Bundan sonra tekrar basınç düştüğü için çıkış subabı kapanır ve süreç bu şekilde çevrime girer. Motor çalışmadığında ise basınç valfi pasif konuma geçer. Yüksek basınç gücü ayar valfinin üzerinde bulunan yayın açılma kuvvetinden büyük olduğu anda ayar valfi açılır. Motor tekrar çalıştırıldığında basınç valfi aktif konuma geçer.



Şekil 2.9 Yüksek basınçlı yakıt üretimi [55]

Ortak hatlı yakıt püskürtme sistemlerinin en önemli parçalarından birisi olan Dağıtıcı (Rail), yüksek basınca dayanıklı dövme çelikten imal edilmiştir. Yüksek basınçlı püskürtme sistemlerinin en önemli problemlerinden bir tanesi, yakıt püskürtülen enjektör nozüllerinden püskürtme işlemi başlayınca yakıt basıncında meydana gelen ani düşüşler ve sonrasında nozül kapandığında oluşan ani yükselişler nedeniyle sistemin basıncında dalgalanma oluşmasıdır. Sistem basıncının dalgalanması durumunda yakıt püskürtme kontrol parametrelerinin bir çoğu olumsuz etkilenecek yakıtın verimli yanmasına engel teşkil edebilir. Dağıtıcı (Rail)'ın görevi, yakıtı depolayarak dengeleme basıncı oluşturabilmesidir. Böylece sistem basıncında oluşabilecek dalgalanmaları minimuma indirir.



Şekil 2.10 Yakıt dağıtıcı (rail) ve yüksek basınç yakıt boruları [55]

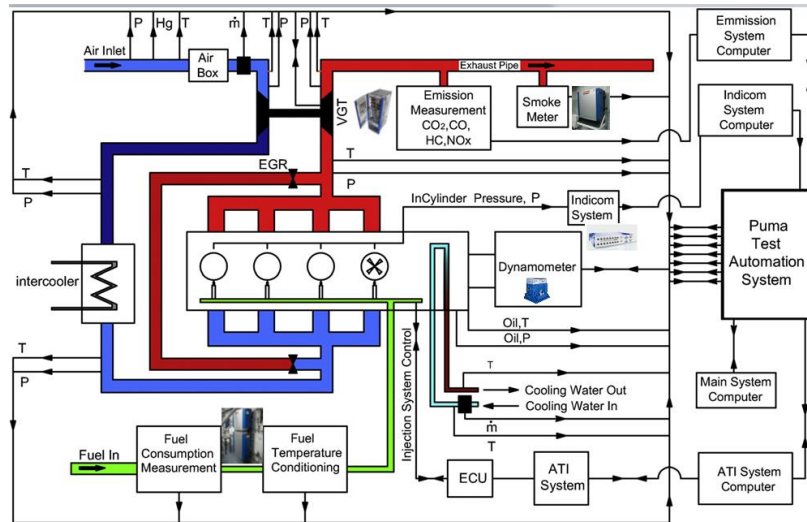
Motor işletim sistemi, motorun yük ihtiyacını tespit ettikten sonra, püskürtülen yakıt miktarını belirler. Bu esnada dağıtıcı üzerindeki basınç değerlendirilir. Püskürtmenin başlangıç zamanını ve püskürtülen yakıt miktarını belirleyen kalibrasyon stratejisi ile piezo elektronik kontrollü enjektörlere, elektronik kontrol ünitesinden akım sinyali gönderilir. Motor hız ve yüküne bağlı olarak piezo enjektörlerin açılması için yaklaşık olarak 110V ile 150V arası gerilime ihtiyaç duyulmaktadır. Ebjektör nozül iğnesi kapalıyken dağıtım elemanı rail'den yakıt alınır ve kontrol odasına yüksek basınçta yönlendirilerek proses sonlanır.

Tezimin bundan sonraki bölümünde Ortak Hat Yakıt Püskürtme Sistemi (Common Rail) kullanılan bir dizel motorun yakıt basıncı ve motor soğutma suyu sıcaklığı değiştirildiğinde enerji verimi, ekserji verimi ve emisyon dengelerinde ne tür değişiklikler olduğu incelenecek, test koşulları ve motor özellikleri raporlanacak ve konuya ilişkin deneysel çalışmanın detayları paylaşılarak sonuçlar üzerinde tartışılacaktır.

BÖLÜM 3

DENEYSEL ÇALIŞMA

Tez çalışmamın kapsamı doğrultusunda kullanılan deney motoru, deney esnasında kullanılan dinamometre ve emisyon ölçüm cihazları özellikleri, yakıt özellikleri ve deneyin nasıl gerçekleştirildiği aşağıda verilmektedir.



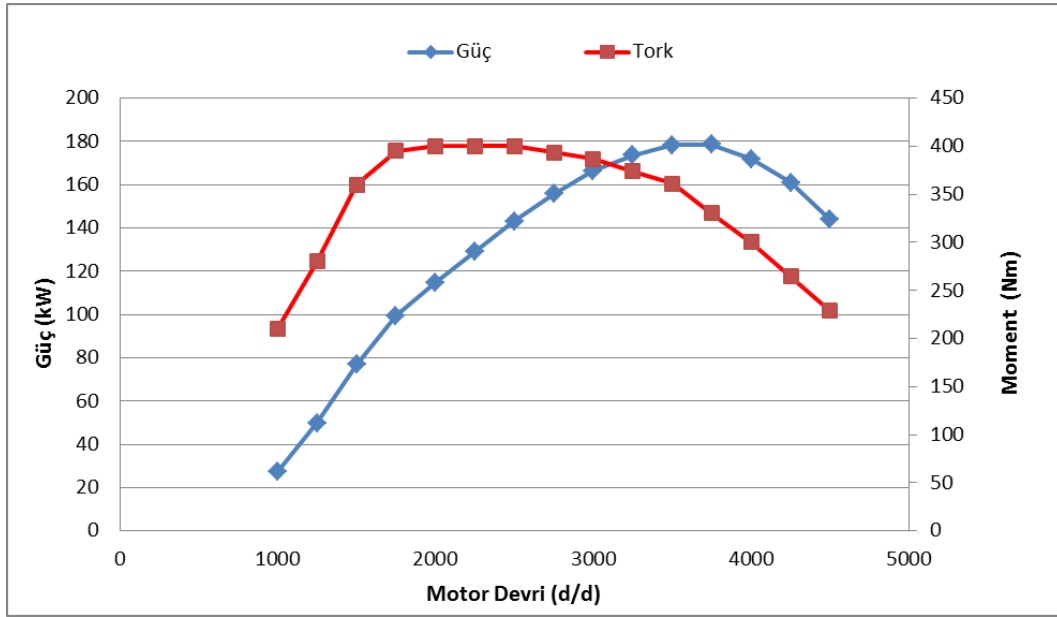
Şekil 3.1 Deneysel çalışma şematik görünümü[29]

3.1 Deney Motoru

Çalışma esnasında 4 stroklu, 4 silindirli, 2 litre silindir hacmi olan değişken geometrili turbo ve EGR sistemine sahip bir binek araç dizel motoru kullanılmıştır. Motorda Ortak Hat Yakıt Püskürtme Sistemi kullanılmaktadır.

Çizelge 3. 1. Deney motorunun teknik özellikleri

Tipi	Panther T6
Silindir hacmi (cm ³)	1996
Silindir Sayısı (adet)	4
Silindir Çapı (mm)	84
Strok (mm)	90.3
Sıkıştırma Oranı	16.5:1
Motor Devri (dev/dk)	3750
Motor Gücü (kW)	176 @ 3750rpm
Maksimum Tork (Nm)	392 Nm @ 1700 -2500 d/d
Püskürtme Sistemi	Conti HPCR (PCR 5) Common Rail
Nozül Tipi	370cc/30s @ 100bar
Nozül sayısı	8



Şekil 3.2 Deney motoru güç-moment eğrisi

3.2 Dinamometre

Testler esnasında tork ölçümü ve motor ilk krankı esnasında tahrik sistemi olarak kullanılan dinamometrenin tipi AVL DynoExact APA 204/8'dir. İlgili dinamometrenin özellikleri ve ölçüm hassasiyeti aşağıda verilmiştir.



Şekil 3. 3 Deneylerde kullanılmış olan AVL APA 204/8 dinamometresi

Çizelge.3 .2 Deneylerde kullanılmış olan AVL APA 204/8 Dinamometresi

Özellik	Model
Tipi	AVL DynoExactAPA
Moment	934 Nm @ 0-4000 dev/dk
Güç	220 kW (295hp)@4000-9000 d/d
Frenleyici Tipi	Asenkron
Kontrol Şekli	Aktif-Pasif

3.3 Yakıt Sarfiyatı Ölçümü

Deneyler esnasında yakıt hesabı coriolis prensibi ile ölçüm yapan AVL 735S cihazı ile yapılmıştır. Cihazın Teknik özellikleri aşağıda verilmiştir.

Çizelge 3. 3 AVL 735S Yakıt Sarfiyatı Olcum Cihazı ozellikleri

Özellik	Değer
---------	-------

Çizelge 3. 3 AVL 735S Yakıt Sarfiyatı Olcum Cihazı özellikleri(devamı)

Ölçüm aralığı	0...125 kg/h
Ölçüm hassasiyeti	0.12%
Ölçüm tipi	Coriolis
Çalışma sıcaklığı	5,..55 °C
Yakıt besleme basıncı	0.1 - 0.4 bar
Yakıt besleme sıcaklığı	-10...40 °C

3.4 Yakıt Şartlandırıcısı

Deneyler esnasında motora gönderilen yakıtAVL 753C tipi yakıt şartlandırıcı ile şartlandırılmıştır. Testler esnasında yakıt giriş sıcaklığı sabit 38 °C’de ayarlanmış olup basınç değeri ortalama 4.5bar civarında sabitlenmiştir. AVL 753C cihazının teknik özellikleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 3. 4 AVL 753C yakıt sıcaklık şartlandırıcısı cihazı özellikleri

Özellik	Değer
Soğutma Kapasitesi	2kW
Isıtma Kapasitesi	2kW
Sıcaklık kontrol aralığı	10...80 °C
Sıcaklık Stabilizasyonu	0.02 °C
Standart sapma	±1 °C
Motor Dönüş sıcaklığı	max 90 °C
Motor besleme sıcaklığı	10...30 °C
Çıkış besleme basıncı	0...6 bar



Şekil 3. 4 Deneylerde kullanılmış olan AVL 735S yakıt sarfiyatı ölçüm ve AVL 735C yakıt sıcaklığı kontrol cihazı kombinasyonu.

3.5 Partikül Madde Ölçer (İs Ölçer)

Deneyler esnasında egzoz gazlarının is miktarını ölçmek için, egzoz hattı üzerinden emdiği gaz numunesini önce bir filtre üzerinden geçirerek daha sonra bu kağıdın opaklığını ölçerek hesaplayan filtre is numarası (FSN- Filter Smoke Number) olarak çıkış değeri veren AVL 415S cihazı kullanılmıştır. İlgili cihazın özellikleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 3. 5 AVL 415s İs ölçer cihazının teknik özellikleri

Ölçüm prensibi	Kağıt Filtre Koyulaşma Miktarı
Çıkış değeri	FSN - mg/mm ³
Ölçüm aralığı	0....10 FSN
	0...100%
Çalışma sıcaklığı	5...55°C

Çizelge 3. 5 AVL 415s is ölçer cihazının teknik özellikleri(devamı)

Algılama limiti	0.002 FSN - 0.02 mg/m ³
Çözünürlük	0.001 FSN - 0.01mg/m ³
Tekrarlanabilirlik	≥ 0.05 FSN
Çalışma Nem Aralığı	≤ %95 yoğunlaşma olmadan
Egzoz Gaz Basıncı	-100....+400mbar
Egzoz Sıcaklığı	600 °C



Şekil 3. 5 Deneylerde kullanılmış olan AVL 415S is olcum cihazı

İlk aşamada ölçülen FSN değeri cihaz üreticisinin belirttiği yöntemle mg/m³ 'e çevrilmiştir [84]. Daha sonra deneyler esnasında elde edilen FSN Değerleri hesaplama kolaylığı olması açısından gr/kWh'e çevrilmiştir.

3.6 Egzoz Emisyon Ölçüm Cihazı (CO,CO₂,NO_x,THC)

Deneyler esnasında egzoz gazlarındaki CO, CO₂, NO_x, THC miktarının tespiti için AVL-AMAi60 cihazı kullanılmıştır. İlgili cihazın Teknik özellikleri, ölçüm hassasiyeti aşağıdaki çizelgede verilmiştir. Cihazda kullanılan sensor tiplerinin kısaltmaları şu şekildedir.

Çizelge 3. 6 Emisyon ölçüm aralıkları ve metotları

Emisyon	Ölçüm Yöntemi	Kullanılan Analizör	Ölçüm Aralığı
THC	Elektron Ölçümü	FID	0-15000ppm
CO	IR IşığI altında dalga boyu ölçümü	NDIR	0-2000 ppm , 2000-15000ppm
CO2	IR IşığI altında dalga boyu ölçümü	NDIR	0-20% hacim
O2	Manyetik alanda kutuplara ayrılma ve meydana gelen basıncın ölçümü	PMD	0-5%hacim
NOX	Kimyasal denklemlerin sonucu ışık şiddeti ölçümü	CLD	0-15000ppm

CO, CO₂ ölçümleri NDIR ölçüm prensibi ile çalışan kızıl ötesi analizörler tarafından tamamlanmıştır. Bu tip analizörlerde gazların farklı dalga boyu olan ışık geçirgenliklerinin farklı olması prensibinden yararlanılarak ölçüm yapılmaktadır. THC ölçümünün yapıldığı FID analizörleri ise; egzozdan gelen THC'nin bir alev içerisinde geçirilmesi sonucu iyonize olmasına bağlı olarak elektrik geçirgenlik oranının değişmesi yöntemi referans alınarak ölçüm yapmaktadır. NO_x ölçümlerinin yapıldığı CLD analizörlerinde NO gazının NO₂'ye dönüşmesi sırasında ışık yayılımı gerçekleşmesi ile bu ışık miktarının ölçülmesi prensibine dayanmaktadır. Oksijen ölçümü ise MPD analizör ile oksijenin manyetik alan karşısında hareket yönünde meydana gelen sapmanın ölçülmesiyle gerçekleştirilir.



Şekil 3. 6 Deneylerde kullanılmış olan AVL i60 egzoz emisyon ölçüm cihazı

3.7 Basınç Analiz Cihazı

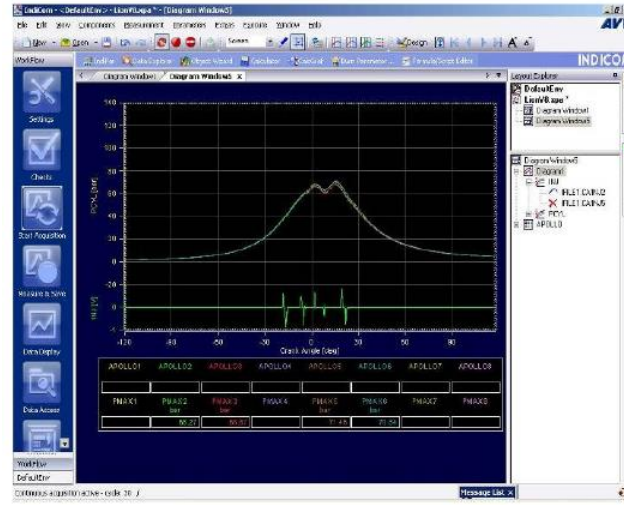
Deneyler esnasında silindir içinde krank mili açısı referans alındığında oluşan basınç artışlarının ölçülebilmesi ve açığa çıkan ısı miktarlarının hesaplanabilmesi için AVL Indicom Indismart basınç analiz cihazı kullanılmıştır. Kullanılan analiz cihazının Teknik bilgileri aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 3. 7 AVL Indiset 620 Yanma analiz sistemi özellikleri

Özellik	Değerler
Toplam analog kanal sayısı	8
Kanal başı örnekleme oranı	14bit/800kHz
Çözünürlük	0.025/0.05/0.2/1 °CA
Analog giriş	+7-V10
Kontrol girişi	3 giriş-CDM ve Tetik sinyali
Sinyal giriş tiği (devir/konum)	Krank açısı sinyali
Gerçek zamanlı ölçümler	Tek değer, ısı açığa çıkış oranı, ortalama indike basınç (IMEP),maksimum artış,ortalama değerler vb.)



Şekil 3.7 Deneylerde kullanılmış olan silindirik içi veri toplama sistemi AVL Indismart



Şekil 3.8 Deneylerde kullanılmış olan Indicom programı ara yüzü

3.8 Emme Hava Debisi Ölçümü

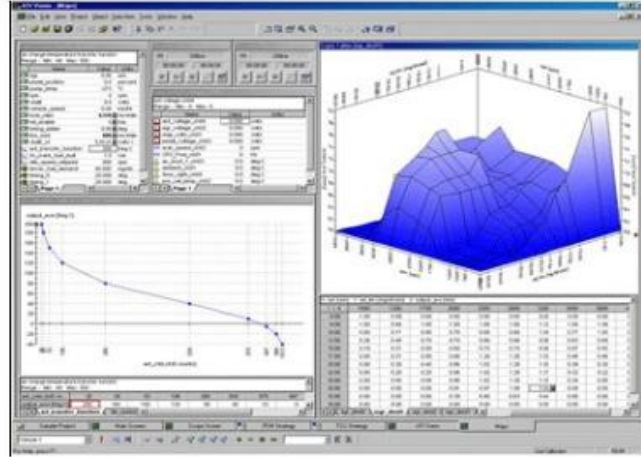
Deneyler esnasında emme havası debisinin ölçümüne ihtiyaç duyulmaktadır. Ölçüm için ABB markasının SensyFlow tipi hassas hava debisi ölçümü yapabilen hava debimetresi kullanılmıştır.

Çizelge 3. 8 ABB Sensy Flow hava akış olcer ozellikleri

Özellik	Değerler
Sensör	Seramik
Gövde	Paslanma Çelik
Ölçüm Hatası	$\leq \pm 0.9 \%$
Tekrarlanabilirlik	$< 0.2\%$
Ortam Sıcaklığı Etkisi	$< 0.05\%$
Ortam Basıncı Etkisi	$< 0.2\%/100\text{kPa}$

3.9 Motor Kontrol Ünitesi Kontrolü

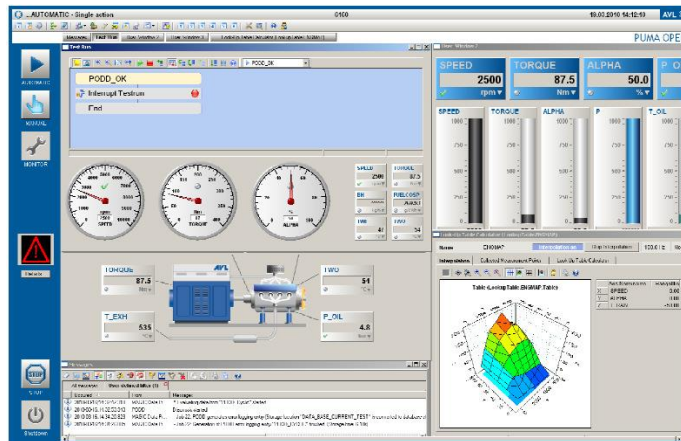
Deneyler esnasında motorun elektronik kontrol ünitesi (ECU) üzerinde değişiklikler yapılmıştır. bu işlemin gerçekleştirilebilmesi için mevcut yazılımın görüntülenebileceği ve değişiklik yapılabilmesi için ATI programı kullanılmıştır.



Şekil 3. 9 ATI Vision programı ekran çıktısı

3.10 Test Otomasyon Sistemi

Test esnasında, motor dinamometresinin anlık tepkilere cevap verebilecek kabiliyette kontrol edilmesi, tüm ölçüm ekipmanlarından ölçüm alınması (basınç, sıcaklık, yanma verileri vb.), yazılımları ve ECU kontrol yazılımındaki verilerin kayıt altına alınması ve tüm sistemin birbiri ile senkron olacak şekilde çalıştırabilecek AVL Puma OPEN 2.5 test otomasyon sistemi kullanılmıştır.

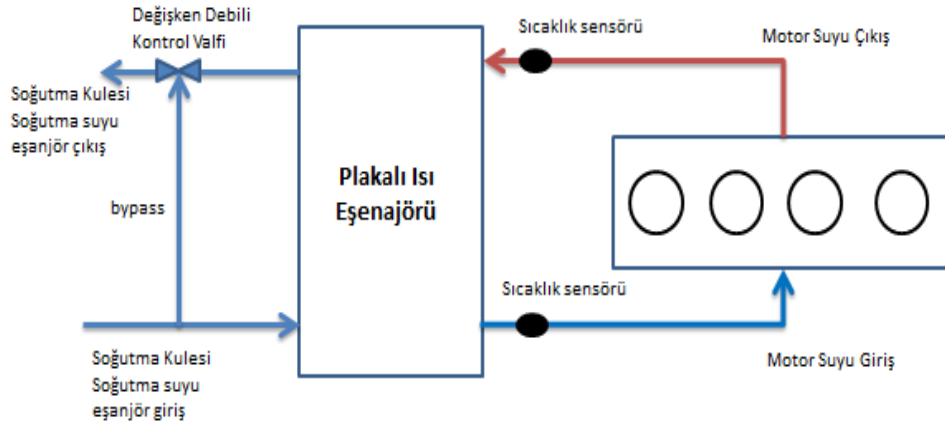


Şekil 3. 10 AVL PUMA Open 2.5 ekran çıktısı

Deney otomasyon sistemi F-FEM I/O'lar kullanılarak 100.000 veriye kadar veri akışı sağlayabilmektedir. Aynı anda 1000 kanaldan 100.000 veri değerinden ölçüm alarak kaydedebilme özelliğine sahiptir. Puma Otomasyon sistemi, ECU üzerindeki verilere ASAP3 protokolü ile ulaşarak verileri kayıt altına alabilmektedir. Bu özellik sayesinde ECU üzerindeki enjeksiyon ve yakıt basınç verileri Puma otomasyon sistemine aktarılmıştır.

3.11 Motor Soğutma Suyu Şartlandırıcısı

Deney esnasında motor soğutma suyu üç yollu PID kontrolör ile istenilen su sıcaklığını kontrol edebilen, plakalı eşanjör kullanılan bir soğutma devresi kurulmuştur. Soğutma devresindeki motor giriş ve çıkış sıcaklıkları ve motor çıkış debi değeri ile soğutma kayıpları hesaplanmıştır.



Şekil 3. 11 Motor soğutma suyu şartlandırması için kurulan test düzeneği

BÖLÜM 4

DENEY SONUÇLARI

4.1 Deneyin Yapılması

Deney, 1500 d/d motor devri noktasında püskürtülen yakıt miktarı 30.5 mg/str değerine sabitlenmiş, pilot püskürtme miktarı ve açısı, ana püskürtme miktarı ve açısı, EGR pozisyonu sabitlenerek, yakıt basıncı (Rail Basıncı) 934 bar, 1034 bar, 1134 bar noktalarında ve 93°C, 60°C ve 40°C motor su sıcaklıklarında yapılmıştır. Her test noktası için motorun rejime girebilmesi için 300 saniye boyunca beklenerek sonraki 30 saniye boyunca ölçüm alınmıştır. Deney varyasyonlarındaki performans, egzoz emisyonları, termal verim, ekserji verimi ve ısı kayıpları incelenmiştir.

4.2 Deneyde Sabitlenen Parametreler

Deney esnasında, yakıt basıncı ve motor suyu sıcaklığı etkilerinin tam olarak irdelenebilmesi açısından bazı parametreler sabitlenmiştir. Aşağıdaki çizelgede sabitlenen parametrelerin detayları verilmiştir.

Çizelge 4. 1 Deneyde Sabitlenen Parametreler

Sabit Tutulan Parametre	Değer
Oda sıcaklığı	19.5(°C)

Çizelge 4. 1 Deneyde Sabitlenen Parametreler(devamı)

Yakıt sıcaklığı	20(°C)
EGR Pozisyonu	Kapalı
Toplam Yakıt Püskürtme Miktarı	30 mg/str
Ana Enjeksiyon Açısı	0.48 KMA
Ana Enjeksiyon Miktarı	%95
Ön Enjeksiyon Açısı	-15.8 KMA
Ön Enjeksiyon Miktarı	%5

4.3 Deney Noktaları

Deney noktalarının detayları aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 4. 2 Deney Noktaları

Deney No	Motor Devri (d/d)	Yakıt Basıncı (Rail Basıncı) (bar)	Motor Suyu Sıcaklığı (°C)
1	1500	934	93
2	1500	1034	93
3	1500	1134	93
4	1500	934	60
5	1500	1034	60
6	1500	1134	60
7	1500	934	40
8	1500	1034	40
9	1500	1134	40

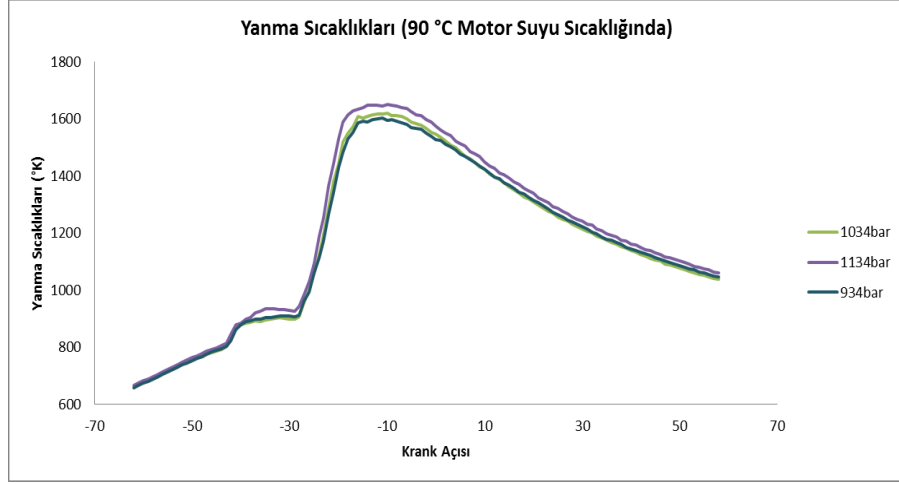
4.4 Motor Deney Sonuçları

Deney test ortamında elde edilen sonuçlar grafik haline aşağıda verilmiştir. Grafiklerde belirtilen avans açıları üst ölü noktadan önce negatif işaretli olarak verilmiştir. Değiştirilen iki parametreye bağlı olarak, diğer tüm parametreler sabit tutularak deney sonuçları analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlardan, NOX, CO, CO₂, İs, Ortalama indike basınç, ortalama efektif basınç, ekserji verimi, enerji verimi, egzoz kayıpları, egzoz ekserjisi, soğutuma kayıpları, soğutma ekserjisi, intercooler kayıpları, intercooler ekserjisi, motor bloğu kayıpları, motor bloğu ekserjisi karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

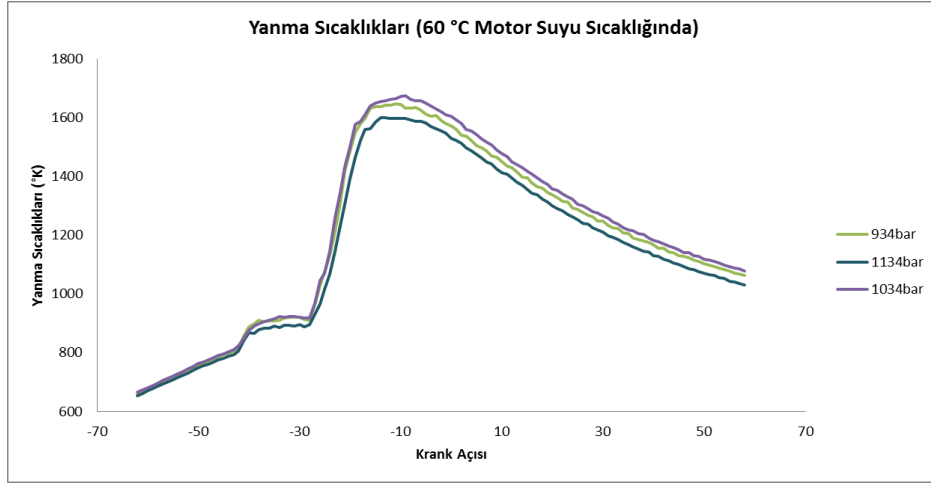
4.4.1 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncında Oluşan Değişimin Etkileri

4.4.1.1 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Motor Yanma Sıcaklıklarının İncelenmesi

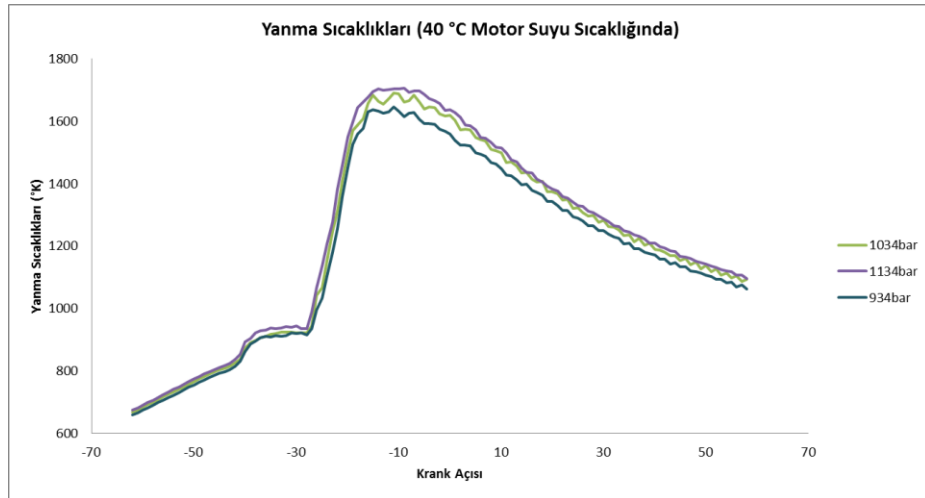
Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasında açığa çıkan sıcaklık eğrisi AVL Indicom programı yanma analizi programı ile hesaplanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, motor suyu sıcaklığı sabit tutulduğunda enjeksiyon basıncı arttıkça yanma sıcaklığının arttığı gözlemlenmiştir. Motor suyu sıcaklığının tüm varyasyonlarında yakıt enjeksiyon basıncı arttırıldığında yanma sıcaklığında artış gözlemlenmiştir. Püskürtme basıncı artışının, yakıt pülverizasyonunu arttırdığı, bunun sonucu olarak yakıt demeti damlacık çapında küçülme meydana gelerek yakıt atomizasyonunu iyileştirdiği, bunun sonucu olarak aynı yakıt miktarında daha yüksek yanma sıcaklığı oluştuğu gözlemlenmiştir. Aynı enjeksiyon basıncındaki farklı motor suyu sıcaklık noktaları incelendiğinde ise yanma sıcaklık eğrilerinde belirgin bir değişim gözlemlenmemiş olmasıyla birlikte yüksek motor suyu sıcaklığı noktalarında yanma sıcaklığının bir miktar yükseldiği görülmüştür.



Şekil 4.1 90°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi yanma sıcaklıklarının değişim eğrisi



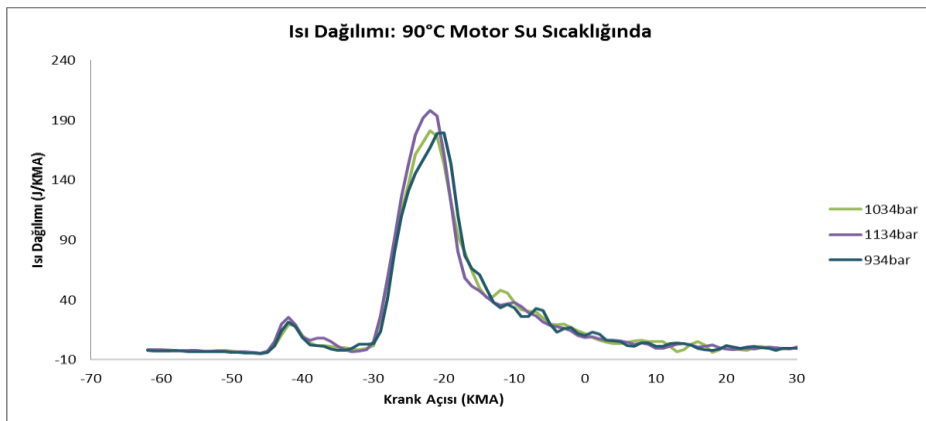
Şekil 4.2 60°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi yanma sıcaklıklarının değişim eğrisi



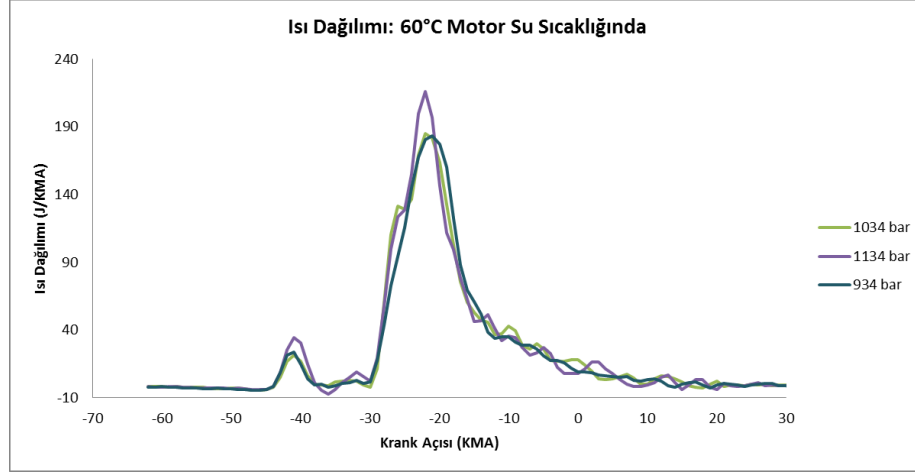
Şekil 4.3 40°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi yanma sıcaklıklarının değişim eğrisi

4.4.1.2 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Motorun Isı Dağılımının İncelenmesi

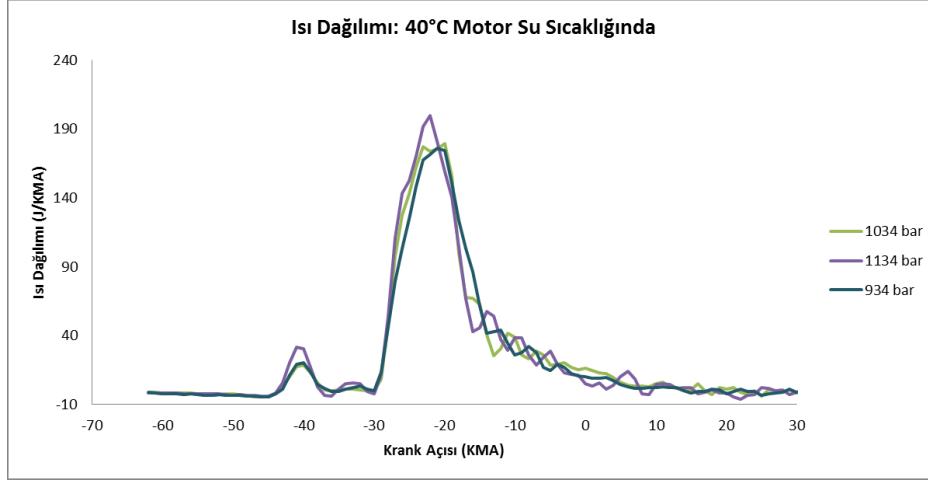
Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasında açığa çıkan ısı dağılımı AVL Indicom programı yanma analizi programı ile hesaplanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, motor suyu sıcaklığı sabit tutulduğunda enjeksiyon basıncı arttıkça açığa çıkan ısı miktarında artış gözlemlenmiştir. Ön püskürtme anında açığa çıkan ısı miktarı ve açığa çıkan ısı miktarının krank açıları incelendiğinde, 90°C motor suyu sıcaklığı noktasında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde ön püskürtme esnasında açığa çıkan ısı miktarları ve ısının ön püskürtmedeki pik noktasının aynı olduğu, enjeksiyon basıncı değişiminin ön püskürtme esnasında etkisi olmadığı görülmüştür. Bununla birlikte, ana enjeksiyon esnasındaki ısı dağılımı incelendiğinde enjeksiyon basıncı arttırıldığında, açığa çıkan ısı miktarının pik noktası yaklaşık 2°KMA erken oluşmuştur. Açığa çıkan ısı miktarında enjeksiyon basıncı arttırıldıkça artış gözlemlenmiştir. 60°C ve 40°C motor suyu sıcaklığı noktalarında, ön enjeksiyon esnasında açığa çıkan ısı miktarları incelendiğinde enjeksiyon basıncı arttırıldıkça açığa çıkan ısı miktarının pik noktalarında artış gözlemlenmiştir. Ön enjeksiyon esnasında açığa çıkan ısı pik noktalarının KMA'ları benzerlik göstermiştir. 60°C ve 40°C motor suyu sıcaklığı noktalarında, ana enjeksiyon esnasındaki ısı dağılımı incelendiğinde enjeksiyon basıncı arttırıldığında, açığa çıkan ısı miktarının pik noktası yaklaşık 2°KMA erken oluşmuş ve açığa çıkan ısı miktarında enjeksiyon basıncı arttırıldıkça artış gözlemlenmiştir.



Şekil 4.4 90°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi ısı dağılım eğrisi



Şekil 4.5 60°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi ısı dağılım eğrisi

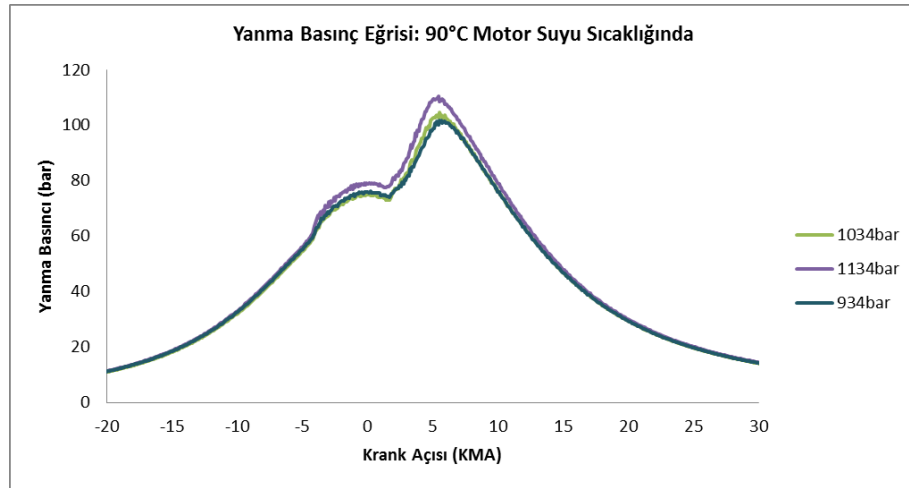


Şekil 4.6 40°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi ısı dağılım eğrisi

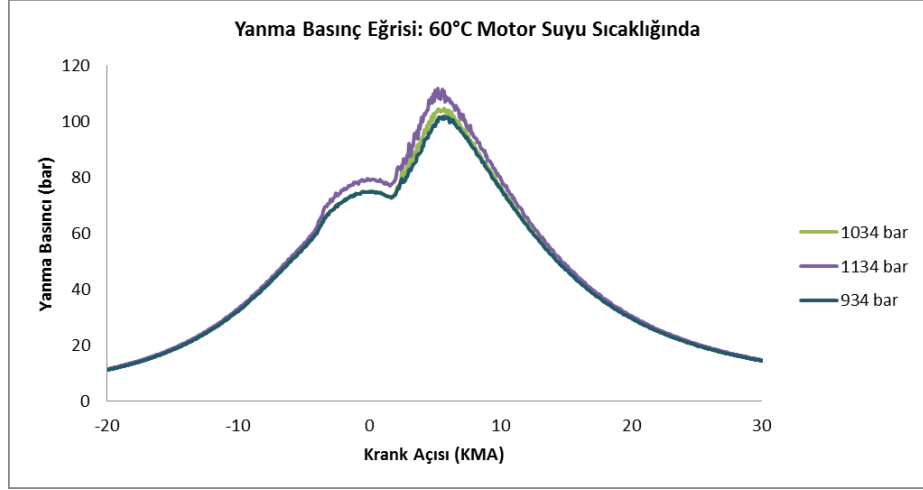
4.4.1.3 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Motorun Yanma Basıncı Eğrilerinin Karşılaştırılması

Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasında açığa çıkan yanma basıncı dağılımı AVL Indicom programı yanma analizi programı ile ölçülmüştür. Sonuçlar incelendiğinde, motor suyu sıcaklığı sabit tutulduğunda enjeksiyon basıncı arttıkça açığa çıkan basınç miktarında artış gözlemlenmiştir. Ön enjeksiyon esnasında açığa çıkan basınç değişimleri incelendiğinde enjeksiyon basıncındaki artışın, tüm motor suyu sıcaklıklarında, yanma basınç eğrisinde artış meydana getirdiği görülmüştür. Ana enjeksiyon noktaları incelendiğinde tüm motor suyu sıcaklığı noktalarında açığa çıkan maksimum basınç değeri, enjeksiyon

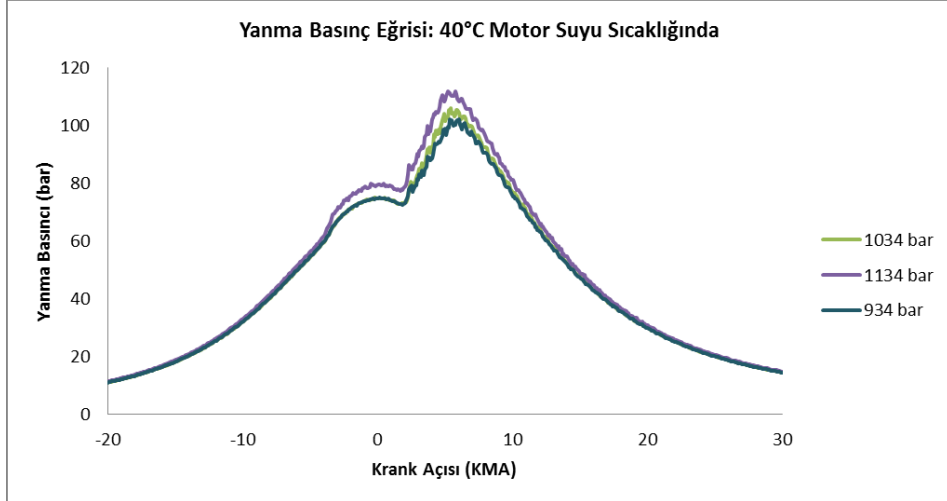
basıncı arttıkça artış göstermiştir. Aynı enjeksiyon basıncında, motor suyu sıcaklığının maksimum yanma basıncına gözle görülür bir etkisi gözlemlenmemiştir. Bununla birlikte düşük motor suyu sıcaklıklarında yanma basıncı pik değerinde gürültü başlangıçları gözlemlenmiştir. Blok sıcaklığının düşürülmesi yanma odasındaki ısının atılması hızlandırmaktadır. Bu durum volumetrik verimi arttıracak için yanma verimini artırıcı etkide bulunabilir ancak motor blok sıcaklığındaki düşüş belirli bir sıcaklığın altına indiğinde yanma odasından çektiği ısı miktarında artış, bir sonraki yanma çevrimi için, özellikle ön enjeksiyon ile yanma odası sıcaklığının artırılarak NOx emisyonlarını azaltıcı etkide bulunma stratejisi benimsendiğinde, olumsuz etki edebilir. Yanma odasındaki ısının düşmesi nedeniyle yanma odasına püskürtülen yakıtın atomizasyon oranı düşecek ve yakıt demeti merkezinde oksidasyon oluşmayan noktalar nedeniyle yanma verimi düşecektir. Yapılan deney çalışmasında düşük motor sıcaklık noktalarında yanma basıncındaki gürültü başlangıcı, yanma odası azami ısı miktarının altına yaklaşıldığını göstermektedir. Blok sıcaklığındaki dramatik bir düşüş yanma oluşumunu olumsuz etkileyerek bazı çevrimlerde eksik yanma (missfire) oluşumuna sebebiyet verebilir. Deney noktalarında eksik yanma tespit edilmemiştir.



Şekil 4.7 90°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun silindir içi basınç dağılım eğrisi



Şekil 4.8 60°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde (934 bar, 1034 bar, 1134 bar) motorun silindir içi basınç dağılım eğrisi

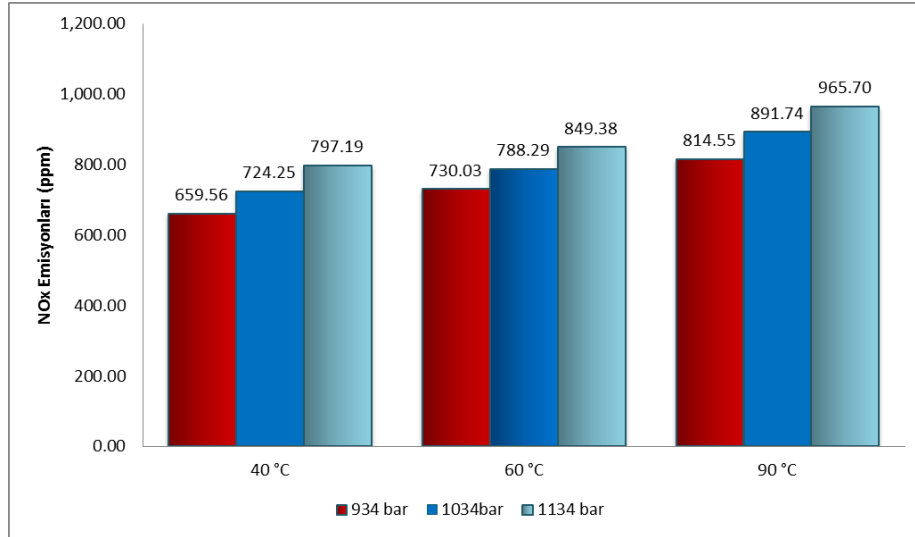


Şekil 4.9 40°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde (934 bar, 1034 bar, 1134 bar) motorun silindir içi basınç dağılım eğrisi

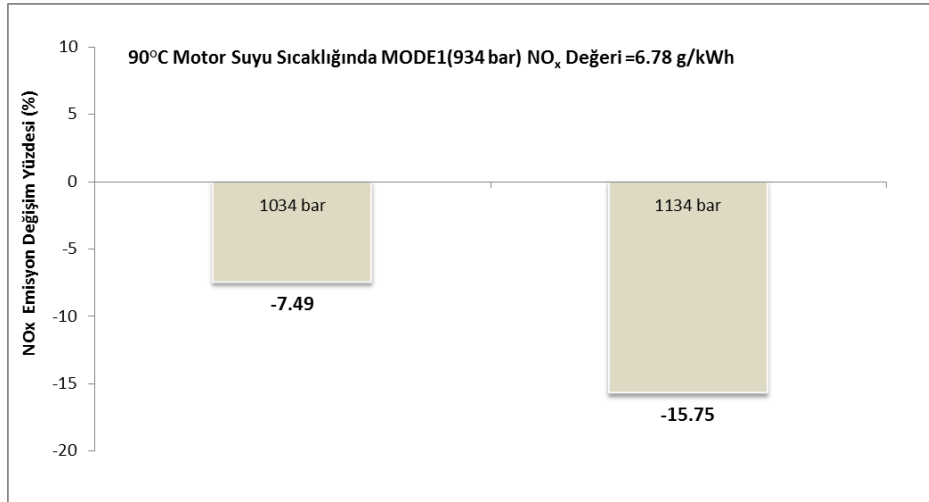
4.4.1.4 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde NO_x Emisyonlarının Karşılaştırılması

Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasında açığa çıkan NO_x emisyonu miktarı ölçülerek incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, motor suyu sıcaklığı sabit tutulduğunda enjeksiyon basıncı arttıkça açığa çıkan NO_x miktarında artış gözlemlenmiştir. Püskürtme basıncı artışının, yakıt pülverizasyonunu arttırdığı, bunun sonucu olarak yakıt demeti damlacık çapında küçülme meydana gelerek yakıt atomizasyonunu iyileştirdiği, bunun sonucu olarak aynı

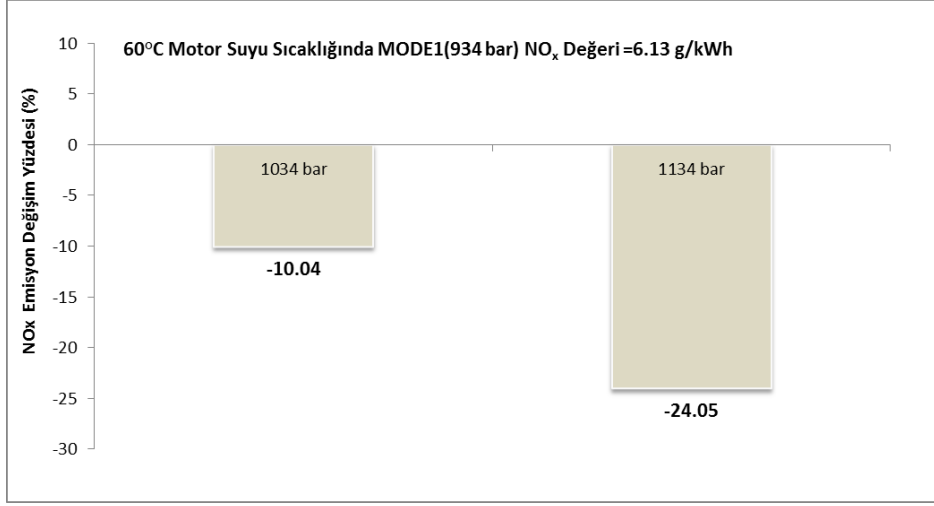
yakıt miktarında daha yüksek yanma sıcaklığı olduğu, yanma sıcaklığındaki artış ile doğru orantılı olarak NO_x emisyonlarında artış meydana gelmiştir. Referans püskürtme basıncı noktası(1034 bar) ile karşılaştırıldığında, 1134 bar noktasında 13% NO_x artışı gözlemlenmiştir. Sabit enjeksiyon basıncında motor suyu sıcaklığı düşürüldüğünde, tüm noktalarda NO_x emisyon değerinde düşüş gözlemlenmiştir. Referans motor suyu sıcaklığı (90°C) ile 40°C noktası karşılaştırıldığında ortalama %14 düşüş gözlemlenmiştir.



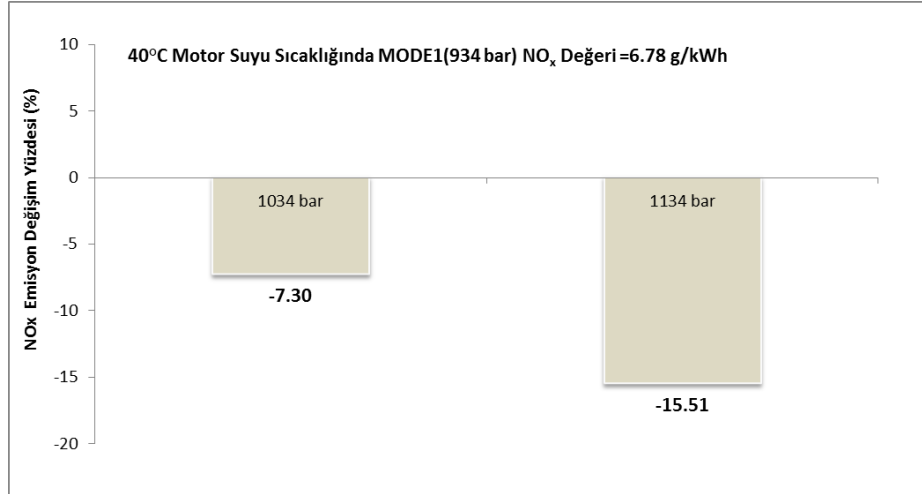
Şekil 4.10 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun NO_x emisyon dağılımı



Şekil 4.11 90°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun NO_x emisyon dağılımı



Şekil 4.12 60°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun NOX emisyon dağılımı

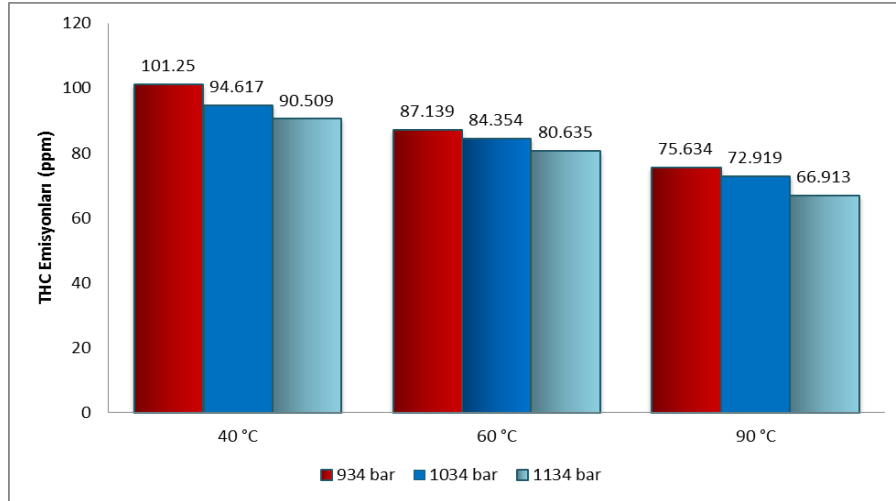


Şekil 4.13 40°C Motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun NOX emisyon dağılımı

4.4.1.5 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Motorun THC Emisyonlarındaki Değişimin İncelenmesi

Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasında açığa çıkan THC emisyonu miktarı ölçülerek incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, motor suyu sıcaklığı sabit tutulduğunda enjeksiyon basıncı arttıkça THC emisyonlarının azaldığı görülmüştür. Enjektörün püskürtme basıncının yüksek olduğu noktalarda enjekte edilen yakıt spreyi hızının yük olması sayesinde püskürtme esnasında yakıt atomizasyonunun daha iyi gerçekleştiğinden THC emisyonlarında düşüş

görülmüştür. Sabit enjeksiyon basıncında, motor suyu sıcaklığı düşürüldükçe THC emisyonlarının arttığı görülmüştür. Enjektör deliklerinde püskürtme işlemi tamamlandıktan sonra enjektör deliklerinin kapanmaya başladığı anda kapanma hacmi kadar yakıt enjektörden yama odasına doğru düşük basınçla süzülür ve buharlaşmadan yanma prosesine katılır. Yanma odası sıcaklığının düşük olduğu ve blok sıcaklığının düşük seçildiği noktalarda THC oluşumunun arttığı görülmüştür.

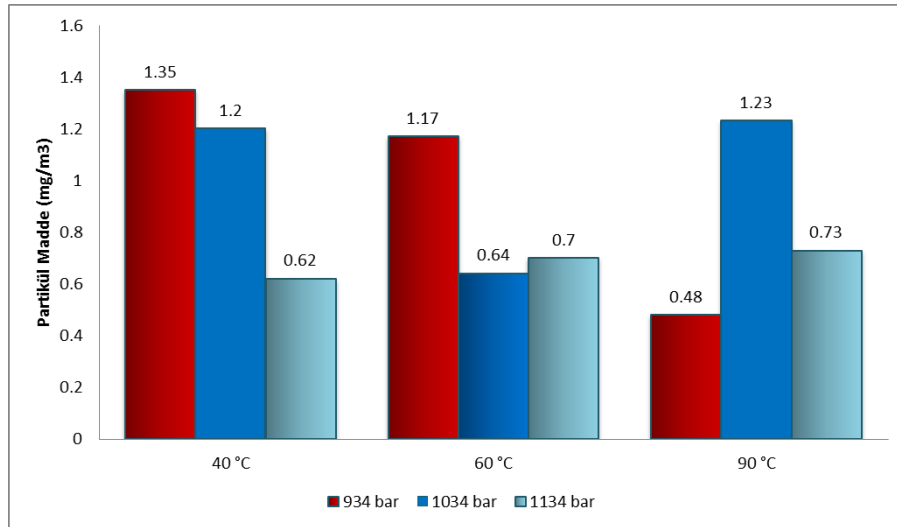


Şekil 4.14 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde (934 bar, 1034 bar, 1134 bar) motorun THC emisyon dağılımı

4.4.1.6 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Motorun Partikül Madde Emisyonlarındaki Değişimin İncelenmesi

Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasında açığa çıkan partikül emisyonu miktarı ölçülerek incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, motor suyu sıcaklığı sabit tutulduğunda en düşük partikül oluşum miktarı 40°C 1134 bar noktası olmuştur. Yanma sıcaklığının, 1134 bar noktası için en yüksek değerine ulaştığı düşünüldüğünde bu noktadaki partikül madde oluşumunda düşüş gözlemlenmesi olağan karşılanmaktadır. Bununla birlikte motor suyu sıcaklığı değişimlerinde aynı enjeksiyon basıncı noktası incelendiğinde motorun partikül madde oluşumunda düzensiz dağılım tespit edilmiş ve bir bağıntı tespit edilememiştir. $1\text{mg}/\text{m}^3$ partikül madde miktarının üzerindeki ölçümlerde enjeksiyon basıncının 934 bar olduğu noktalarda motor suyu sıcaklığı arttırıldıkça partikül madde oluşumunda azalma tespit edilmiştir. 1034 bar noktası için düzensiz partikül oluşumu

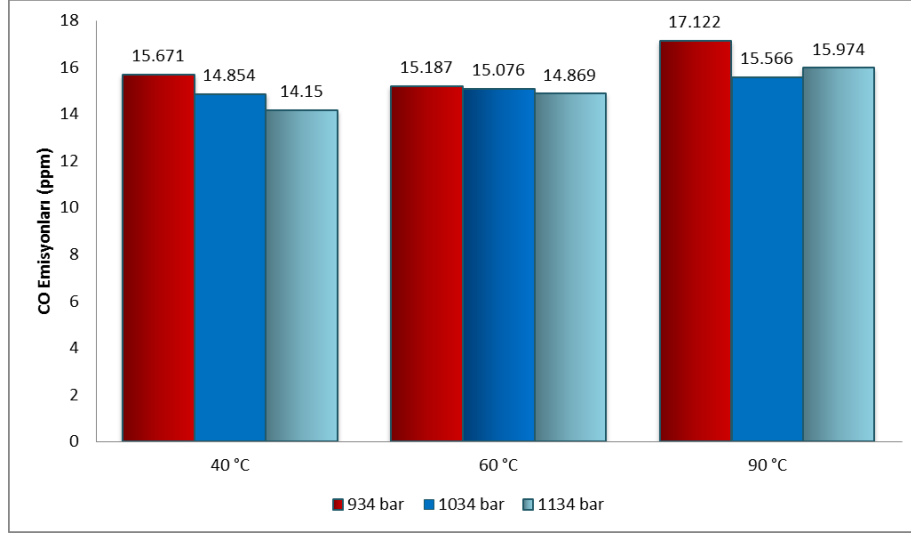
gözlemlenmiştir. 1134 bar noktası için ise motor suyu sıcaklığının değişimi partikül oluşumun miktarını değiştirmemiştir.



Şekil 4.15 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun is oluşum dağılımı

4.4.1.7 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Motorun CO Emisyonlarındaki Değişimin İncelenmesi

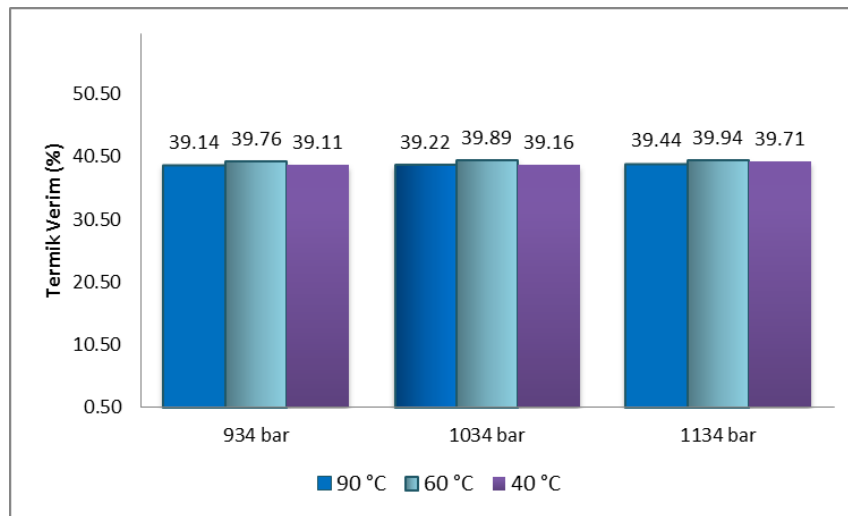
Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasında açığa çıkan CO emisyonu miktarı ölçülerek incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı artırıldığında CO emisyonlarında düşük oranda iyileşme görülmüştür. Sabit enjeksiyon basıncında motor suyu sıcaklığı düşürüldüğünde ise CO oluşumunda düşük oranda iyileşme görülmüştür. CO oluşumu deney noktalarının tamamında çok düşük kalmıştır. Dolayısıyla, deney noktalarının tamamında yanmanın prosesinin verimli gerçekleştiği görülmektedir. Bu durum, THC ve CO emisyonlarının oluşumunu azaltırken NOX emisyon miktarında arttırıcı etkiye bulunmuştur.



Şekil 4.16 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun CO emisyon dağılımı

4.4.1.8 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Motorun Termik Verimindeki Değişimin İncelenmesi

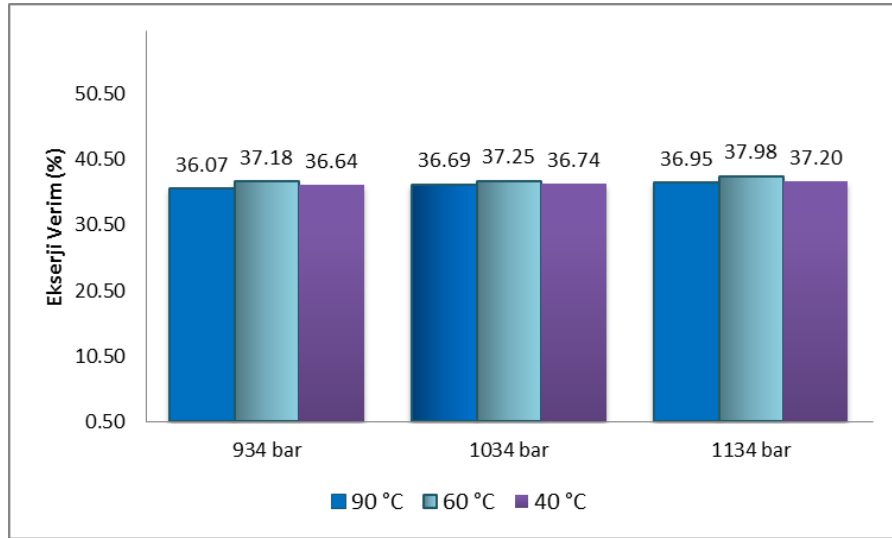
Deney esnasında motor soğutma suyu bir eşanjör vasıtası ve üç yollu kontrol edilebilir oransal vana yardımı ile 93 °C’de sabitlenmiştir. Daha sonra referans kalibrasyonda enjeksiyon basıncı olarak seçilen 1034 bar noktasını ve 1134 bar ile 934 bar noktalarında kayıt alınarak motorun termik verimi hesaplanmıştır. Termik verimdeki değişime bakıldığında, enjeksiyon basıncı arttırıldığında termik verimin yaklaşık 1,53% yükseldiği görülmüştür.



Şekil 4.17 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun termik verim dağılımı

4.4.1.9 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Ekserji Verimindeki Değişimi

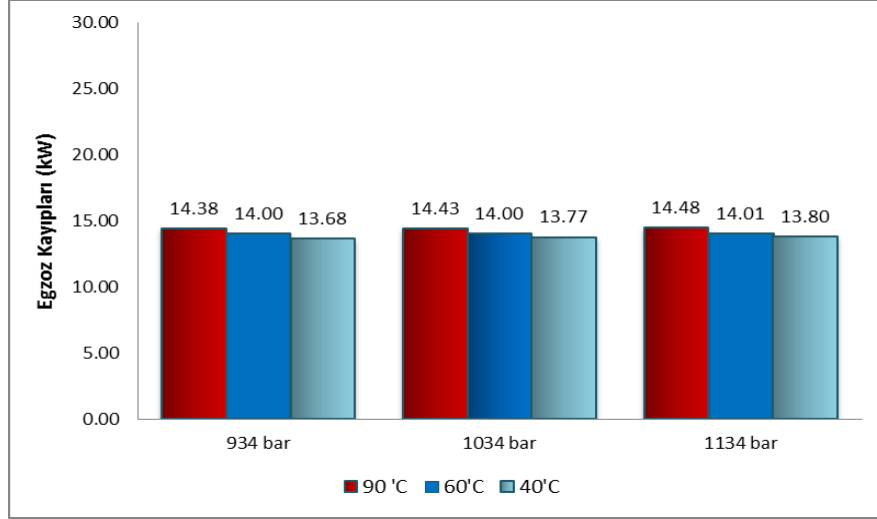
Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasında ekserji verimi hesaplanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı artırıldığında ekserji veriminde %1.5 artış görülmüştür. Motorun termik veriminin artışı ile motordan elde edilebilecek maksimum iş kapasitesinde aynı oranda artış sağlanabileceği görülmüştür.



Şekil 4.18 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde (934 bar, 1034 bar, 1134 bar) motorun THC emisyon dağılımı

4.4.1.10 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Egzoz Isı Kayıplarındaki Değişim

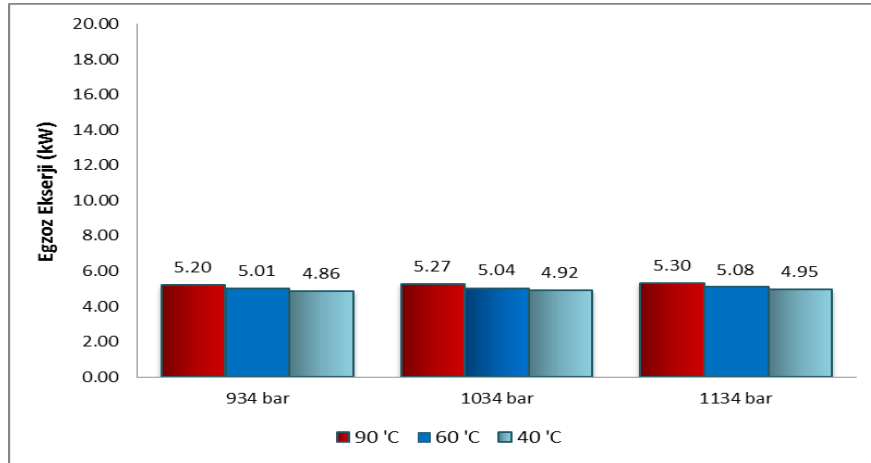
Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasında açığa çıkan egzoz ısı kayıpları hesaplanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı artırıldığında egzoz ısı kaybı üzerinde düşük oranda artış görülmüştür. Bununla birlikte, sabit enjeksiyon basıncında motor suyu sıcaklığı düşürüldüğünde egzoz ısı kayıplarında düşüş gözlemlenmiştir. Egzoz ısı kayıplarını etkileyen temel değişken egzoz sıcaklığındaki değişimdir. Yanma sıcaklığının düşük motor suyu sıcaklıklarında düşük miktarda azaldığı göz önüne alındığında bu durumun egzoz sıcaklıklarına düşüşe neden olduğu ve egzoz ısı kayıplarında iyileşme meydana geldiği görülmektedir.



Şekil 4.19 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde (934 bar, 1034 bar, 1134 bar) motorun egzoz kayıplarındaki dağılımı

4.4.1.11 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Egzoz Ekserji Değişimi

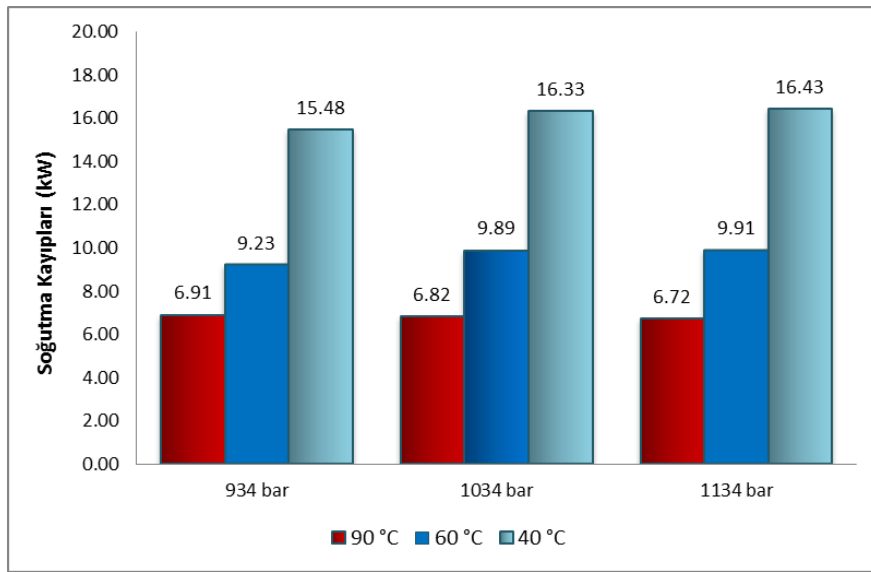
Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasındaki egzoz ekserji dağılımı hesaplanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı artırıldığında egzoz ısı kaybı üzerinde düşük oranda artış görülmüştür. Bu duruma paralel olarak egzoz ekserjisinde artış meydana gelmiştir. Bununla birlikte, sabit enjeksiyon basıncında motor suyu sıcaklığı düşürüldüğünde egzoz ekserjisinde düşüş gözlemlenmiştir.



Şekil 4.20 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde (934 bar, 1034 bar, 1134 bar) motorun egzoz ekserji dağılımı

4.4.1.12 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Soğutma Kayıpları Değişimi

Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasındaki soğutma için kullanılan kayıplar hesaplanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, sabit enjeksiyon basıncında motor suyu sıcaklığı azaldığında soğutma kayıplarında büyük miktarda artış görülmüştür. Motor soğutma suyu sıcaklığı düşürüldüğünde yanma odasında oluşan pik sıcaklık ile arasındaki sıcaklık farkı artış gösterecektir. Sıcaklık farkındaki bu artış, soğutma kayıplarına artış meydana getirmiştir.

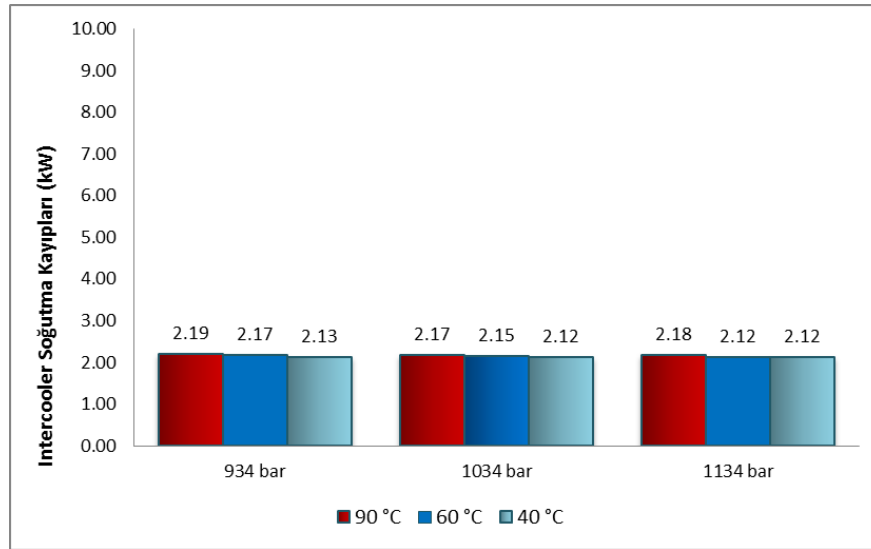


Şekil 4.21 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun soğutma kayıpları dağılımı

4.4.1.13 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Intercooler Kayıpları Değişimi

Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasındaki intercooler için kullanılan kayıplar hesaplanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, enjeksiyon basıncının ve motor suyu sıcaklığının intercooler sistemindeki kayıpları etkilemediği görülmüştür. Motor taze hava dolgusu sıcaklığı deney bou tüm noktalar için aynı seçilmiştir. Bununla birlikte VGT turbo pozisyonu test esnasında sabitlenmiştir. Bu nedenle intercooler içerisinden akan hava debi ve sıcaklığı

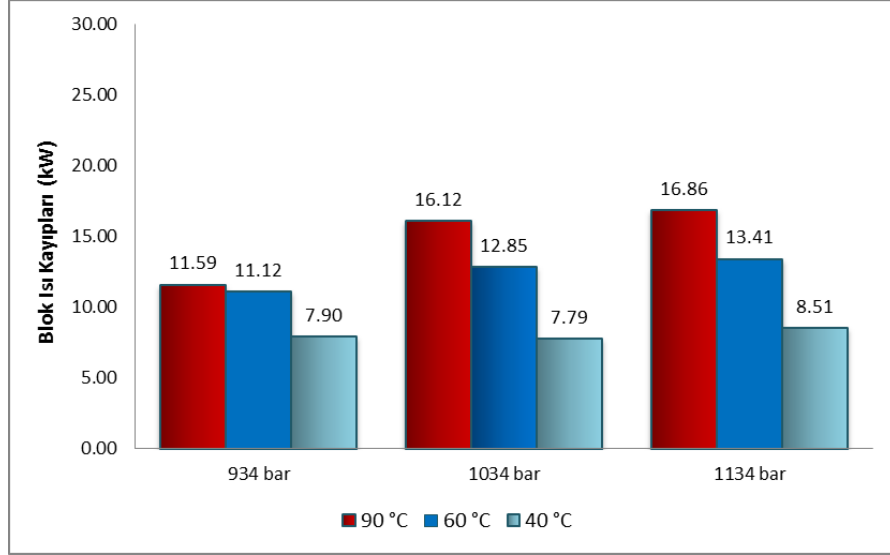
deney noktalarının tamamında sabit kalmıştır. Bu nedenden dolayı intercooler kayıpları tüm deney noktalarında benzer değerlerde oluşmuştur.



Şekil 4.22 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun intercooler soğutma kayıpları dağılımı

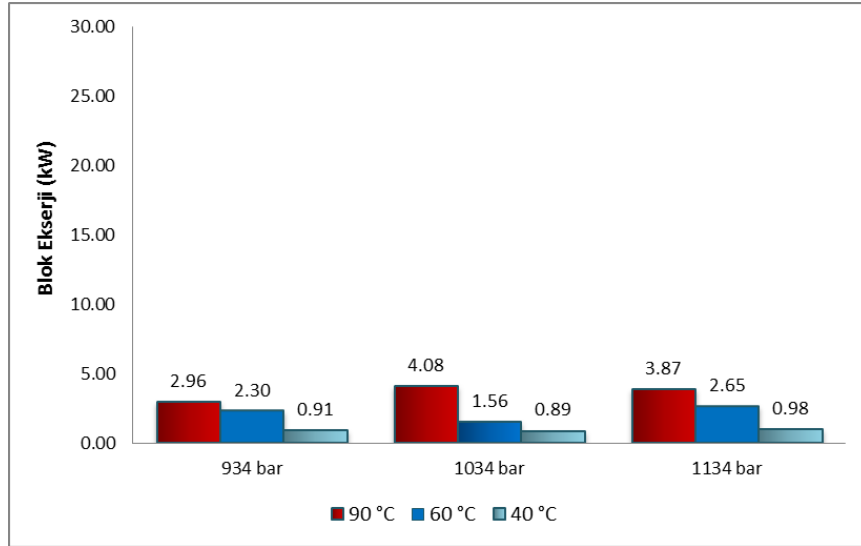
4.4.1.14 Sabit Motor Su Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Motor Blok Isı Kayıpları Değişimi

Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasındaki motor bloğunda oluşan ısı kayıpları incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncındaki artış, blok ısı kayıplarında düşük etki göstermiştir. Motor suyu sıcaklığı harici bir soğutma sistemi ile soğutularak istenilen değere sabitlenebildiği için püskürtme basıncındaki artıştan dolayı yanma sıcaklığının etkisi blok sıcaklığına etki etmemiştir. Motor suyu sıcaklığının düşürüldüğü noktalarda blok sıcaklığının aynı oranda azaldığı görülmüştür. Motor blok sıcaklığının azalmasıyla blok ısı kayıplarında düşüş meydana gelmiştir. Isı kayıplarındaki düşüşle paralel olarak blok ekserji değerlerinde de aynı oranda düşüş görülmüştür.



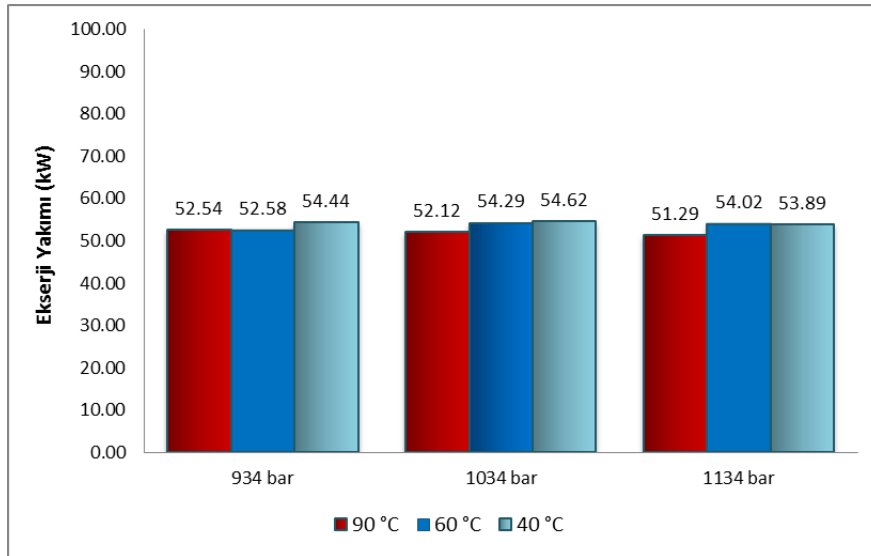
Şekil 4.23 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun blok ısı kayıpları dağılımı

4.4.1.15 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Motor Blok Ekserji Analiz Değişimi



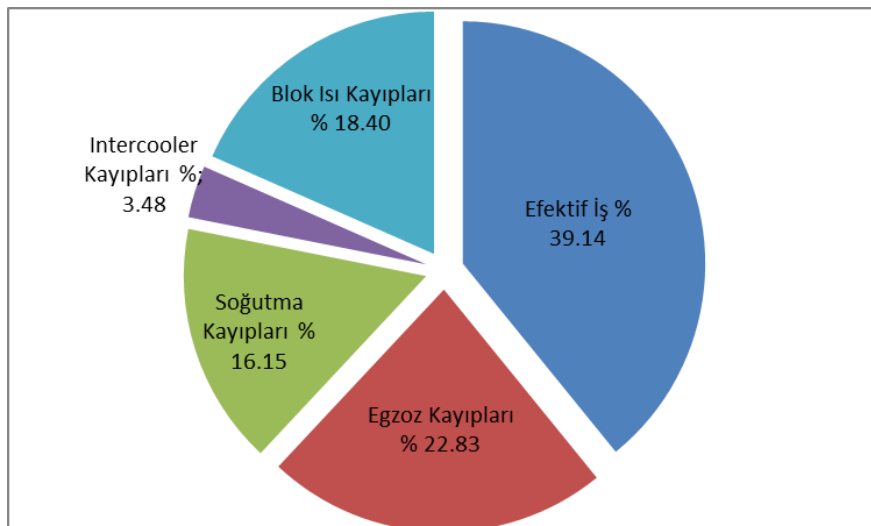
Şekil 4.24 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde(934 bar, 1034bar, 1134bar) motorun blok ekserji dağılımı

4.4.1.16 Sabit Motor Suyu Sıcaklığında Enjeksiyon Basıncı Değiştirildiğinde Motor Ekserji Yıkımı Değişimi



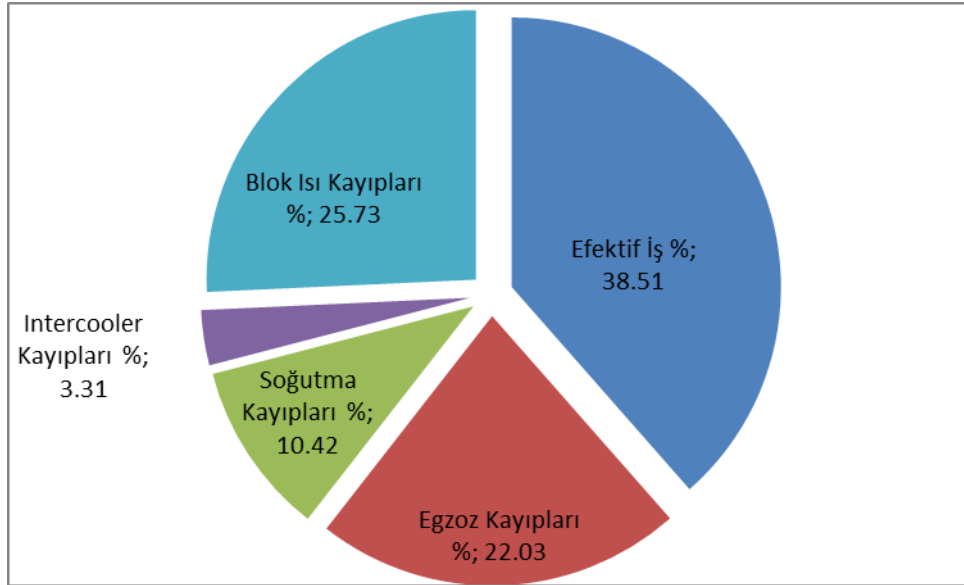
Şekil 4.25 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde (934 bar, 1034 bar, 1134 bar) motorun ekserji yıkımı dağılımı

4.4.1.17 Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı



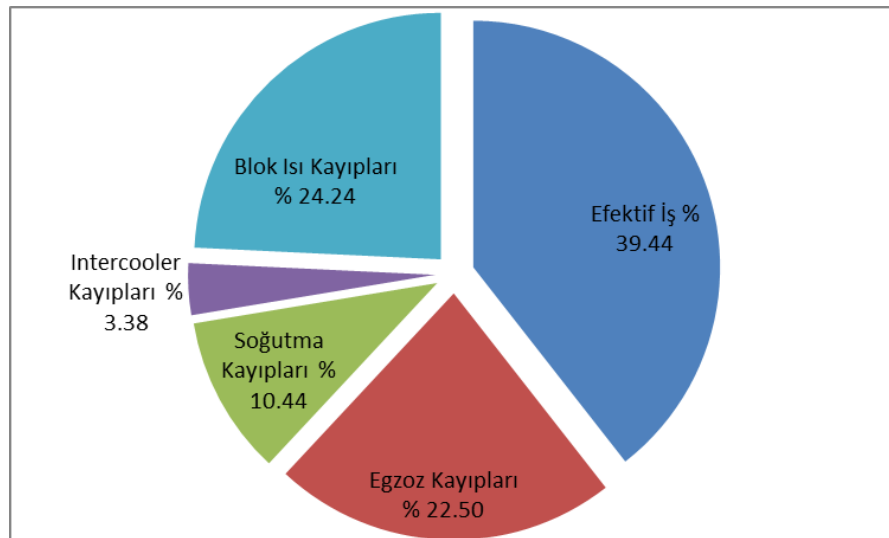
Şekil 4.26 90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun enerji dağılımı

4.4.1.18 Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı



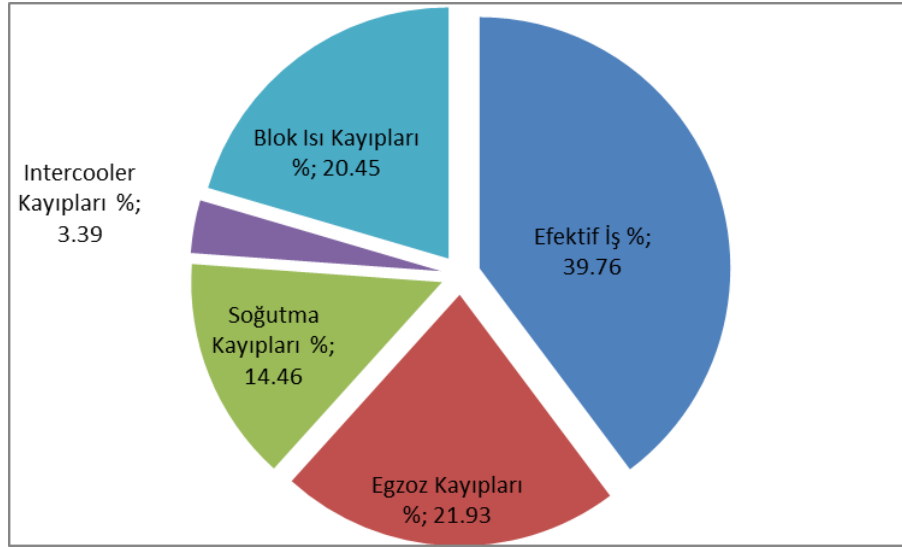
Şekil 4.27 90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun enerji dağılımı

4.4.1.19 Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı



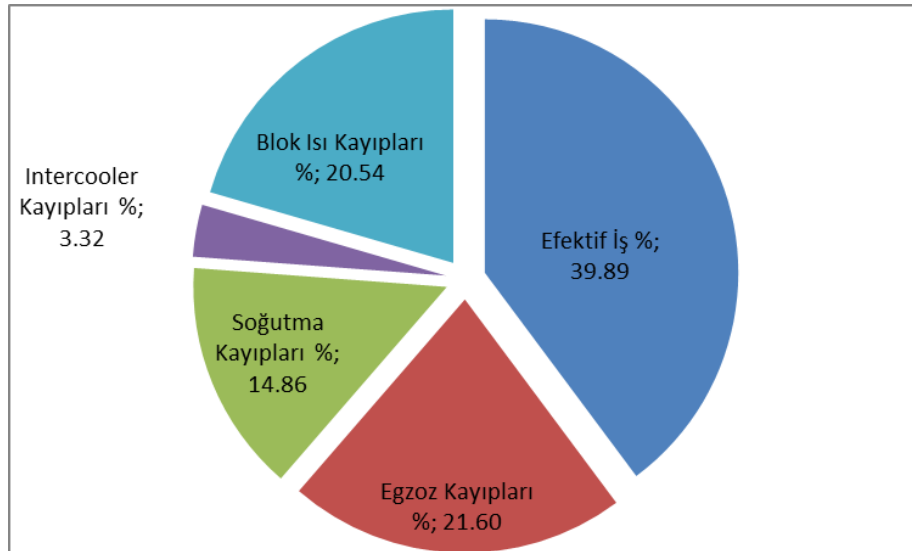
Şekil 4.28 90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun enerji dağılımı

4.4.1.20 Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı



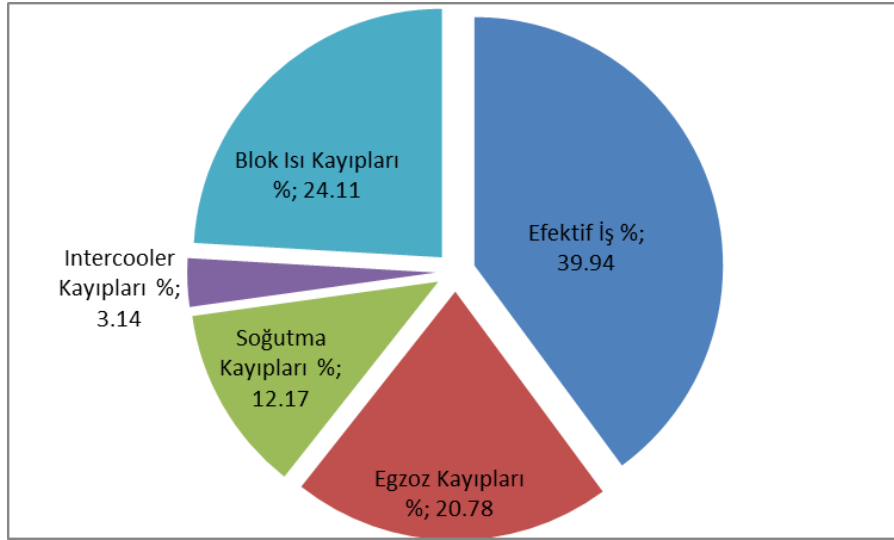
Şekil 4.29 60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun enerji dağılımı

4.4.1.21 Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı



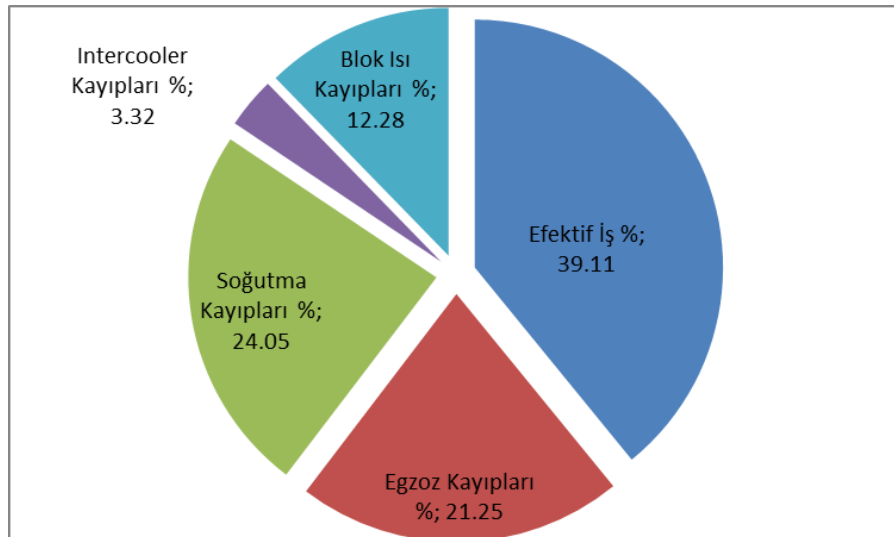
Şekil 4.30 60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun enerji dağılımı

4.4.1.22 Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı



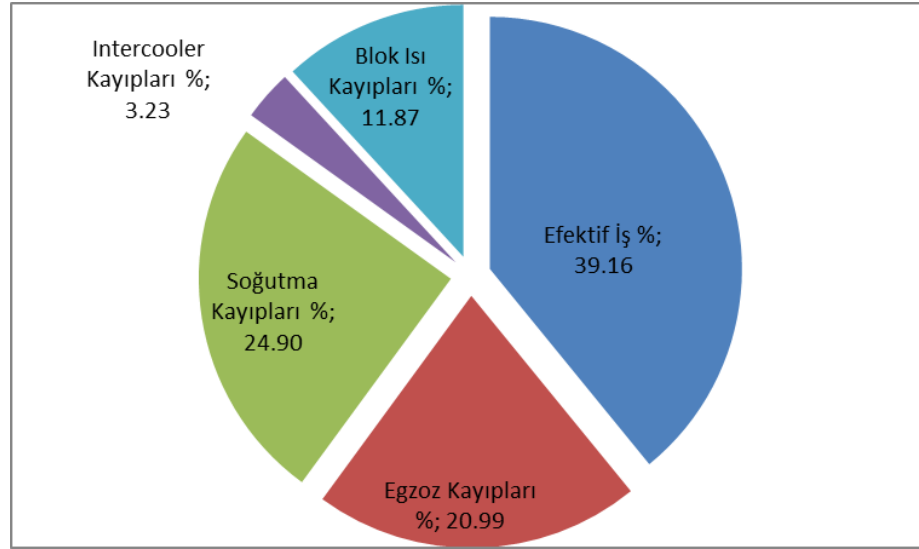
Şekil 4.31 60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun enerji dağılımı

4.4.1.23 Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı



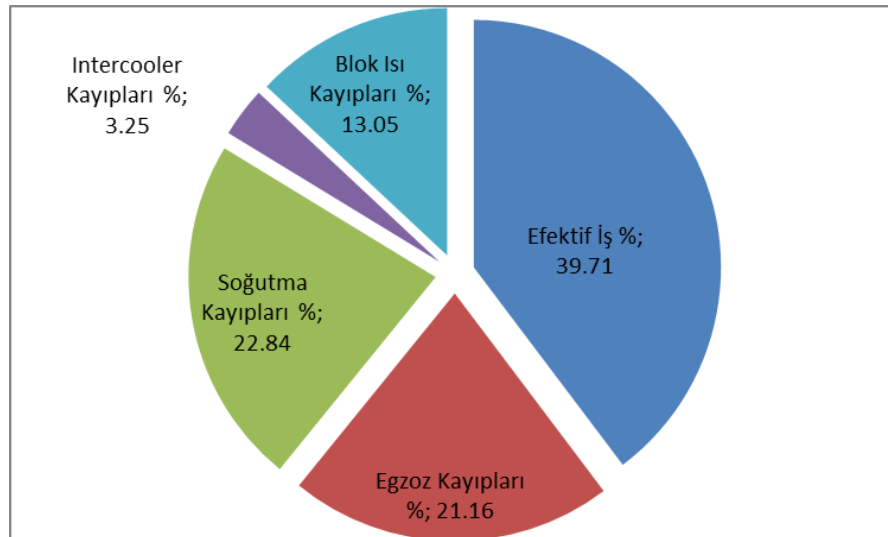
Şekil 4.32 40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun enerji dağılımı

4.4.1.24 Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı



Şekil 4.33 40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun enerji dağılımı

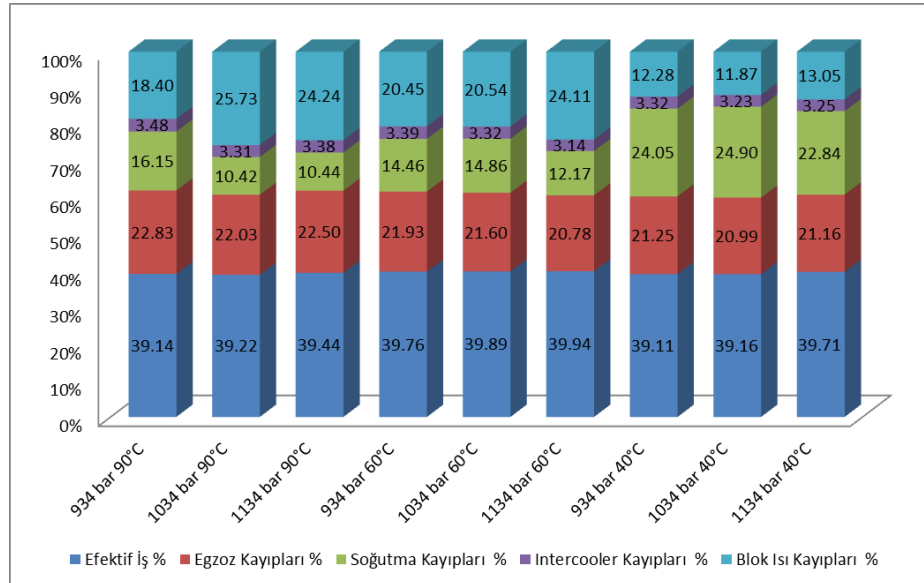
4.4.1.25 Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon Basıncında Motor Genel Enerji Dağılımı



Şekil 4.34 40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun enerji dağılımı

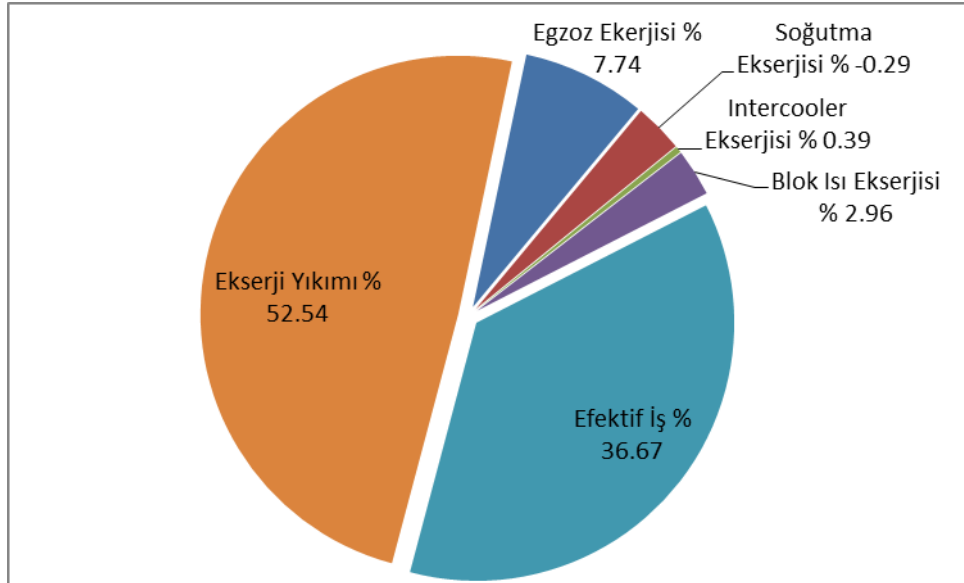
4.4.1.26 Tüm Modlar için Motor Genel Enerji Dağılımı Karşılaştırması

Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasındaki genel enerji kayıpları incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncındaki artış, efektif iş miktarında artış meydana getirmiştir. 30.5 mg/str sabit enjeksiyon miktarında, enjeksiyon basıncı 1134 bar'a yükseltildiğinde 90°C'de 0.76% artış, 60°C'de için 0.45% artış, 40°C için 1.53% artış meydana gelmiştir. Sabit enjeksiyon basıncında, soğutma suyu sıcaklığı düşürüldükçe soğutma kayıplarında artışı görülmüştür. Motor yanma çevrimi esnasında açığa çıkan ısı miktarları bu noktalar için birbirine çok yakın olmasına rağmen motor soğutma suyu sıcaklığının düşürülmesi ile blok üzerinden yüksek miktarda ısı geçişi oluşarak 90°C'de 16.15%'lik Soğutma kaybı, 40°C noktasında 24.05% civarına yükselmiştir. Motor suyu sıcaklığındaki değişim motor blok sıcaklığını doğrudan etkilemiştir. Motor soğutma suyu sıcaklığı 90°C'den 40°C'ye düşürüldüğünde, blok ısı kayıplarında 934bar noktasında 6.12%, 1034 bar noktasında 13.86%, 1134 bar noktasında 11.19% düşüş gözlemlenmiştir. Deney noktalarının tamamı gözlemlendiğinde, taze dolgu sıcaklığının ve motor VGT turbo pozisyonunun sabitlenmesi nedeniyle intercooler kayıplarında değişim gözlemlenmemiştir.



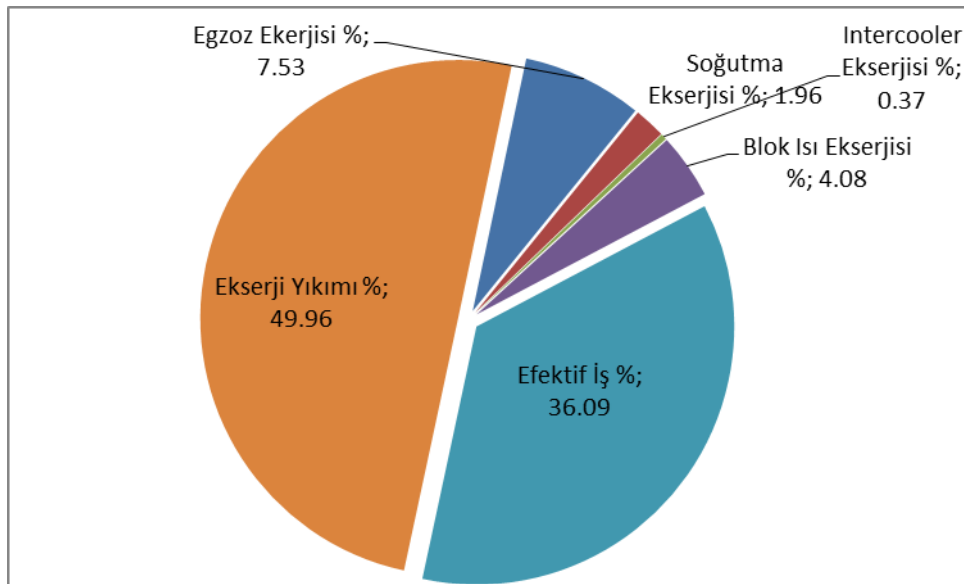
Şekil 4.35 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde (934 bar, 1034 bar, 1134 bar) enerji dağılım değişiklikleri

4.4.1.27 Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon Basıncında Ekserji Dağılımı



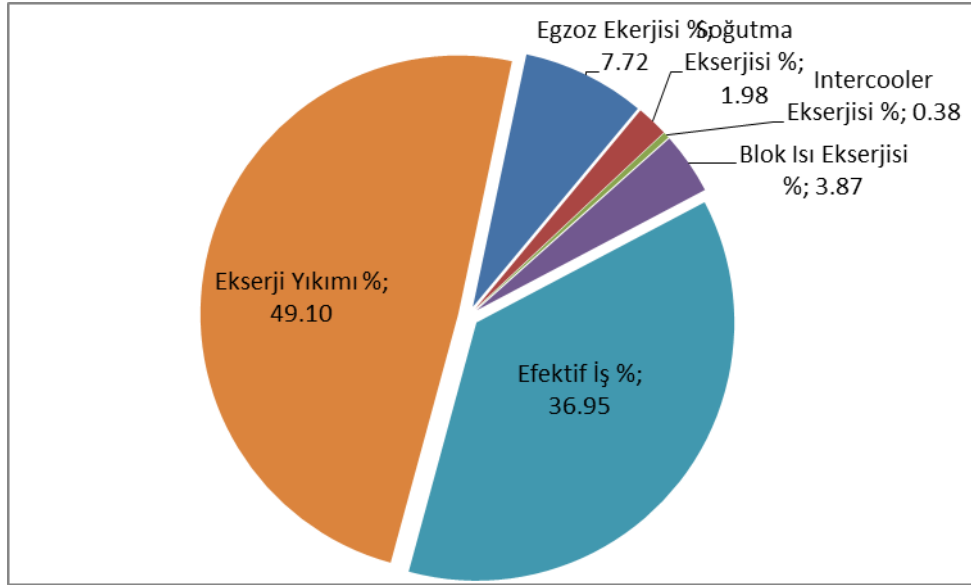
Şekil 4.36 90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun ekserji dağılımı

4.4.1.28 Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon Basıncında Ekserji Dağılımı



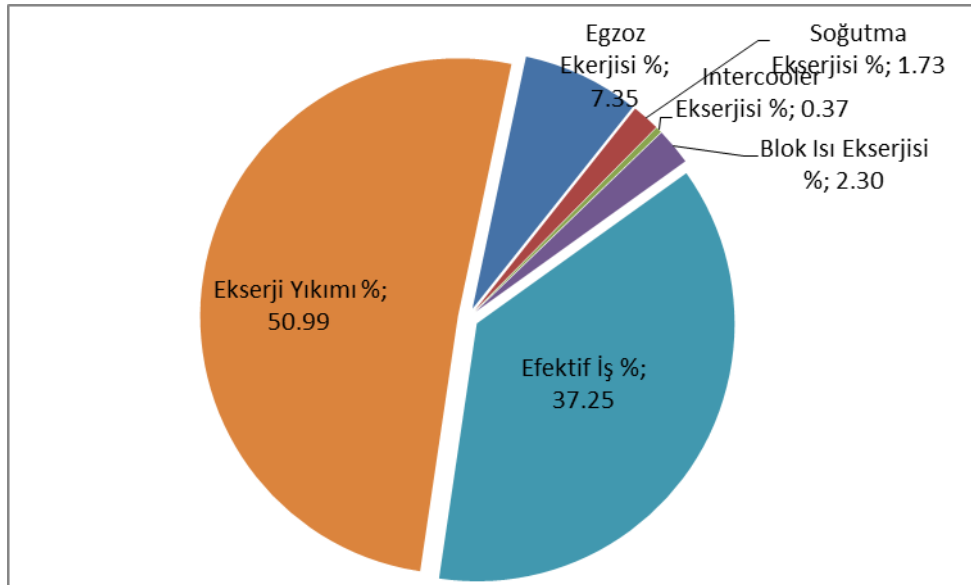
Şekil 4.37 90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun ekserji dağılımı

4.4.1.29 Sabit 90°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon Basıncında Ekserji Dağılımı



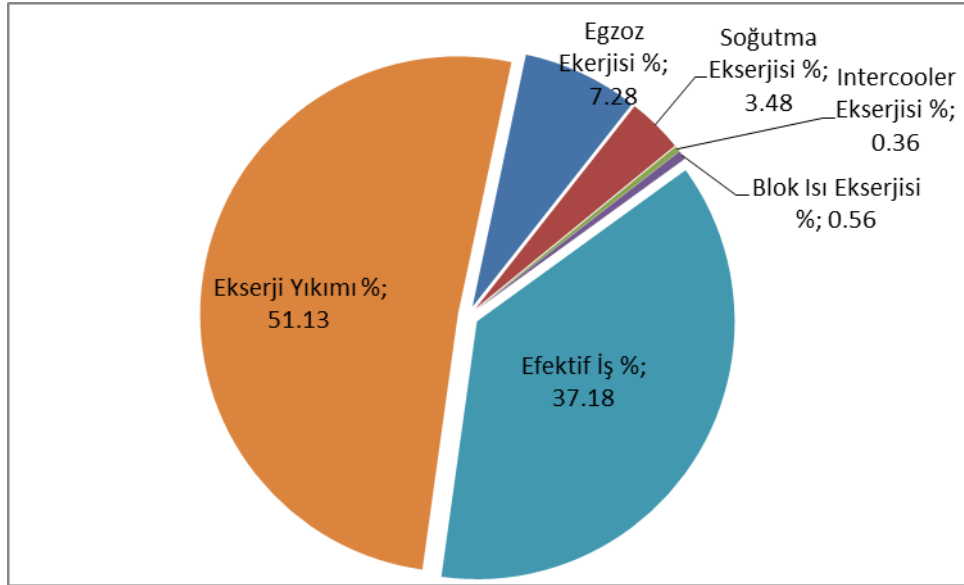
Şekil 4.38 90°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun ekserji dağılımı

4.4.1.30 Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon Basıncında Ekserji Dağılımı



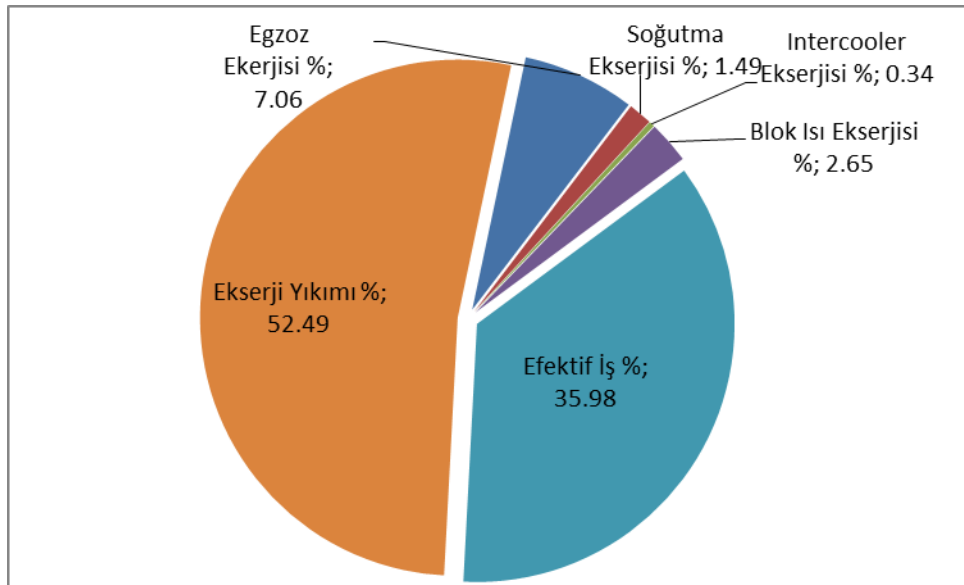
Şekil 4.39 60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun ekserji dağılımı

4.4.1.31 Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon Basıncında Ekserji Dağılımı



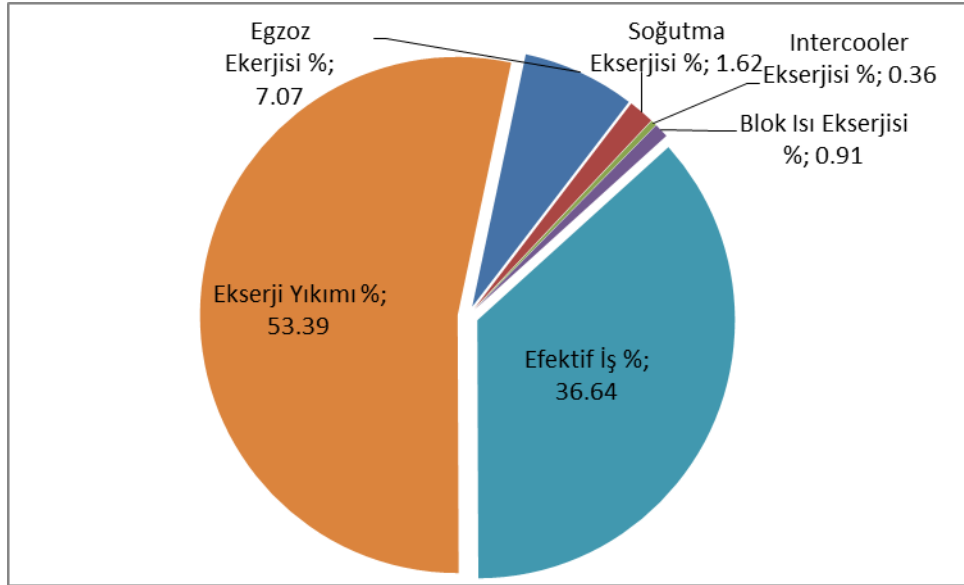
Şekil 4. 40 60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun ekserji dağılımı

4.4.1.32 Sabit 60°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon Basıncında Ekserji Dağılımı



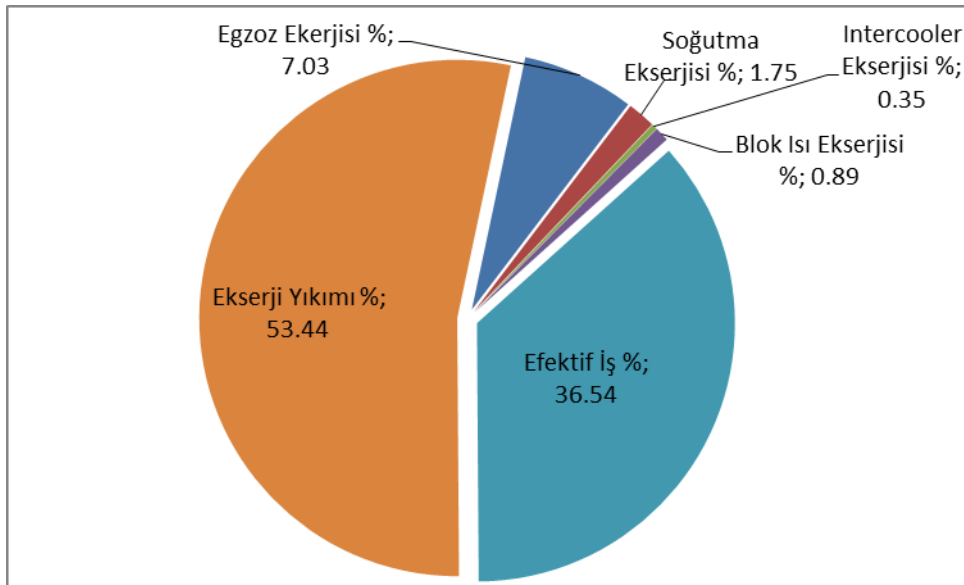
Şekil 4. 41 60°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun ekserji dağılımı

4.4.1.33 Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 934 bar Enjeksiyon Basıncında Ekserji Dağılımı



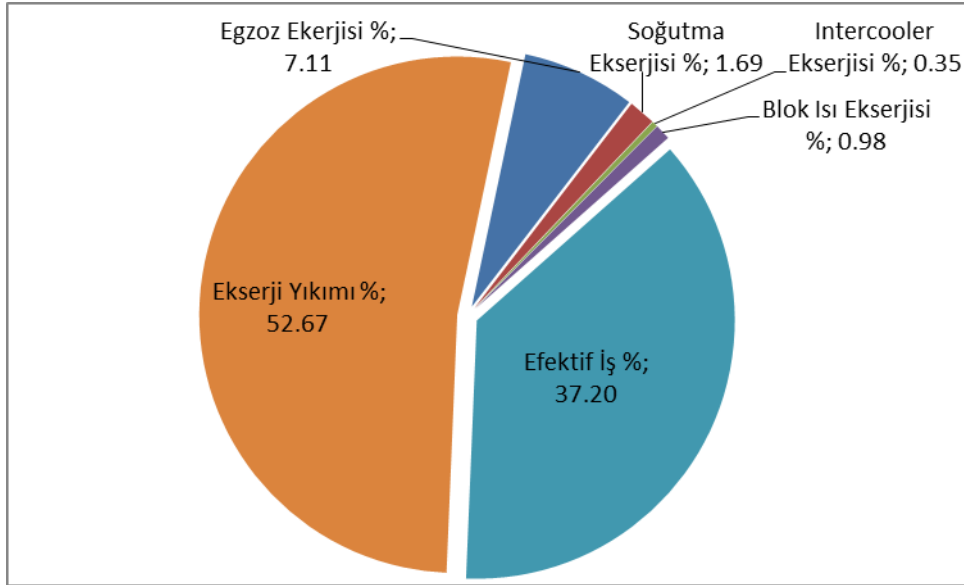
Şekil 4. 42 40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 934 bar motorun ekserji dağılımı

4.4.1.34 Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 1034 bar Enjeksiyon Basıncında Ekserji Dağılımı



Şekil 4. 43 40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1034 bar motorun ekserji dağılımı

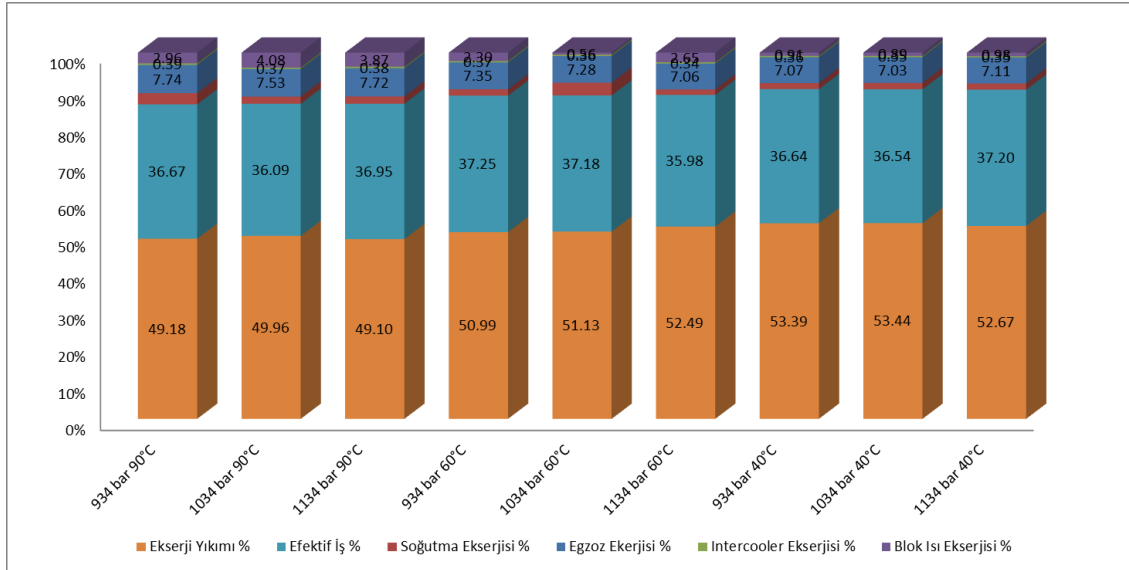
4.4.1.35 Sabit 40°C Motor Suyu Sıcaklığında 1134 bar Enjeksiyon Basıncında Ekserji Dağılımı



Şekil 4. 44 40°C motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde 1134 bar motorun ekserji dağılımı

Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde silindir içi yanma prosesi esnasındaki genel ekserji dağılımı incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncındaki artış, yanma çevrimi boyunca oluşan maksimum sıcaklık değerinde artış meydana gelmiş bunun sonucu olarak termik verimde ve ekserji veriminde artış meydana gelmiştir. Sabit enjeksiyon basıncında, soğutma suyu sıcaklığı düşürüldükçe soğutma kayıplarında artış görülmüştür. Soğutma suyu sıcaklığının düşürülmesiyle azalan blok sıcaklıkları nedeniyle motor bloğundan kaynaklanan ısı kayıplarında düşüş gözlemlenmiş ve blok ekserji değerinde düşüş meydana gelmiştir. Ekserji karşılaştırmalarına bakıldığında, intercooler ve soğutma ekserji değerlerinin düşük olduğu görülmüştür. Egzoz ekserji değeri diğer ekserji incelemelerine göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Yanma prosesi sonu egzozdan atmosfere iletilen egzoz ısı kayıpları üzerinden hala enerji dönüşümü sağlanabileceği görülmüştür. Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncı arttırıldığında ısı kayıpları toplamında artış görülmüştür. Bunun sonucu olarak, enjeksiyon basıncı arttırıldığında ekserji seviyesinde artış meydana gelmiştir. Sabit enjeksiyon basıncında motor suyu

sıcaklığı düşürüldüğünde ekserji üzerinde sınırlı etkisi olmuştur. Motor suyu sıcaklığının düşürülmesi sonucu olarak blok ekserji değerinde 1.5% düşüş görülmüştür.



Şekil 4.45 90°C, 60°C, 40°C Motor suyu sıcaklıklarında enjeksiyon basıncı değiştirildiğinde (934 bar, 1034 bar, 1134 bar) ekserji dağılım değişiklikleri

4.4.2. Ekserji Analizi için Kullanılan Formüller

Ekserji analizinde, sisteme giren (Ex_{in} 'in) ve sistemden çıkan (Ex_{out} 'out) ekserji akımları birbirine eşittir ve bu eşitlikten yararlanılarak ekserji analizine başlanır.

$$Ex_{in} = Ex_{out} \quad (4.1)$$

Termal verim aşağıdaki eşitlik referans alınarak hesaplanmıştır.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_f} = \frac{\dot{W}}{\dot{m} \times LHV} \quad (4.2)$$

Yakıt Ekserjisi hesabı için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$e_f = e_f^{th} + e_f^{ch} \quad (4.3)$$

$$e_f^{th} = (h - h_0) - T_0 \times (s - s_0) \quad (4.4)$$

$$e_f^{th} = 0 \quad (4.5)$$

$$e_f^{ch} = \left[1.0401 + 0.1728 \frac{h}{c} + 0.0432 \frac{o}{c} + 0.2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2.0628 \frac{h}{c} \right) \right] \times \text{LHV} \quad (4.6)$$

Egzoz kayıpları aşağıdaki formüller ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{\text{exh}} = \sum_{i=1}^n n_i \bar{c}_{p_i} (T_{\text{exh}} - T_0) \quad (4.7)$$

Egzozdaki özgül ısı değeri için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (4.8)$$

Egzozda oluşan molar egzoz ekserjisi için aşağıdaki formül kullanılmıştır.

$$\bar{e}_{\text{exh}} = \bar{e}^{\text{th}} + \bar{e}^{\text{ch}} \quad (4.9)$$

Egzozda oluşan termo-mekanik ve kimyasal ekserji değeri için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$\bar{e}^{\text{th}} = \sum_{i=1}^n a_i \left[\left(\bar{h}_i - \bar{h}_i \right) - T_0 \left(\left(\bar{s}_i - \bar{s}_0 \right) - R_u \ln \frac{p}{p_0} \right) \right] \quad (4.10)$$

Soğutma suyundan kaynaklanan ısı kayıpları aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{\text{cw}} = \dot{m}_{\text{cw}} c_{p,\text{cw}} (T_{\text{cw,in}} - T_{\text{cw,out}}) \quad (4.11)$$

Soğutma suyu ekserji hesabı için aşağıdaki eşitlikten yararlanılmıştır.

$$\dot{E}_{X_{\text{cw}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{cw,in}}} \right) \dot{Q}_{\text{cw}} \quad (4.12)$$

Motor blok ısı kayıpları için aşağıdaki formüllerden yararlanılmıştır.

$$\dot{E}x_{cw} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{cw,in}}\right) \dot{Q}_{cw} \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{eb} = \dot{m}_f LHV - \dot{W}_{eff} - \dot{Q}_{exh} - \dot{Q}_{cw} - \dot{Q}_{ic} \quad (4.14)$$

$$\dot{E}x_{eb} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \dot{Q}_{eb} \quad (4.15)$$

$$\dot{E}x_f = \dot{m}_f e_f \quad (4.16)$$

Bu eşitliklerin tamamı düşünüldüğünde ekserji yakım değerinin hesabı için aşağıdaki formül kullanılmıştır.

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{E}x_f - \dot{W}_{eff} - \dot{E}x_{exh} - \dot{E}x_{cw} - \dot{E}x_{ic} - \dot{E}x_{eb} \quad (4.17)$$

Ekserji verimi için aşağıdaki formül kullanılmıştır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{eff}}{\dot{E}x_f} \quad (4.18)$$

SONUÇ VE ÖNERİLER

- i. Sabit motor suyu sıcaklığında Yakıt enjeksiyon basıncının arttırıldığı deney noktalarında yanma sıcaklığında belirgin bir artış gözlemlenmiştir. Sabit yakıt enjeksiyon basıncı noktalarında motor suyu sıcaklığının düşürüldüğü deney noktalarında yanma sıcaklığında bir miktar düşüş gözlemlenmiştir.
- ii. Sabit motor suyu sıcaklığında yakıt enjeksiyon basıncının arttırıldığı deney noktalarında açığa çıkan ısı dağılımı incelendiğinde, enjeksiyon basıncı arttıkça ön püskürtme ve ana püskürtme esnasında daha fazla ısı açığa çıktığı görülmüştür.
- iii. Yakıt enjeksiyon basıncının doğru miktarda arttırılması, yanma sıcaklığının artmasını sağladığı için, THC emisyonlarının azaltılmasında etkin şekilde kullanmak mümkündür.
- iv. Yakıt enjeksiyon basıncının arttırılması durumunda yanma sıcaklıkları artmaktadır. Yanma sıcaklığının artışı nedeniyle NO_x emisyonlarında artış meydana gelmiştir. Yakıt enjeksiyon basıncının artmasından kaynaklı NO_x emisyonlarının, seçilen deney noktalarında motor suyu sıcaklığının azaltılarak düşük miktarda iyileştirilebileceği görülmüştür. Deney noktalarında, motor soğutma suyu sıcaklığının sıcaklık değerine göre değiştirilebilir deplasman açılı termostat sistemi kullanılarak NO_x emisyonları üzerinde iyileşme sağlanabileceği mümkün görülmektedir. Deney noktalarının genişletilerek tüm yük noktalarında NO_x emisyonlarına etkisinin araştırılması uygun olacaktır.

- v. Yanma sıcaklığının en yüksek olduğu test noktasında partikül madde oluşumunun en düşük olduğu görülmüştür. Enjeksiyon basıncının artırılması ile is oluşumunda iyileşme sağlanmıştır. Sabit enjeksiyon basıncında motor suyu sıcaklığı düşürüldüğünde is oluşumunda düzensiz dağılım görülmüştür. Deney noktalarındaki is oluşum değerlerinin geneli düşük seyretmiştir. Motor suyu sıcaklığının is oluşumu üzerindeki etkilerinin daha net gözlemlenebilmesi için EGR kullanılan veya yakıt enjeksiyon açılarının geciktirildiği deney noktaları tasarlanmalıdır.
- vi. NOX – İS dengesinin sağlanabilmesi için enjeksiyon basıncının arttırıldığı yakıt stratejilerinin deneyi tasarlanırken, EGR kullanımı veya yakıt enjeksiyon açılarının geciktirilmesi deney noktalarının, deney noktası olarak tasarlanması daha uygun olacaktır.
- vii. Sabit motor suyu sıcaklığında enjeksiyon basıncındaki artış ile termik verimde artış gözlemlenmiştir. 30,5 mg/str sabit yakıt miktarında elde edilen efektif iş miktarında artış gözlemlenmiştir. Yakıt enjeksiyon basıncındaki artışı sağlarken yakıt pompasının çektiği güç miktarının, enjeksiyon basıncındaki artış ile elde edilen yanma verimi göz önüne alındığında deney noktalarının tamamında ihmal edilecek kadar düşük kaldığı görülmüştür. Yakıt pompasının sistemin enerjisine etkisinin daha net gözlemlenebilmesi için motor mekanik sınırlarının aşılmadan daha yüksek enjeksiyon basınç noktalarının deneylenmesi uygun olacaktır.
- viii. Sabit enjeksiyon basıncında motor suyu sıcaklığının düşürülmesi sonucu, yanma prosesi esnasında oluşan pik basınç değerinde motor suyu sıcaklığı düşürüldükçe pik noktada varyasyon artışı gözlemlenmiştir. Motor suyu sıcaklığının motor yüküne bağlı olarak belirli bir miktarın altına düşürülmesinin yanma prosesine olumsuz etkide bulunup bulunmadığının gözlemlenebilmesi için aynı deney noktalarının 20°, 10°, 0° motor suyu sıcaklıklarında tasarlanması uygun olacaktır.
- ix. Yakıt enjeksiyon basıncının artışı ile efektif iş miktarında elde edilen artış, termik verimde ve ekserji veriminde de artış meydana getirmiştir. Enjeksiyon

basıncındaki artış ile egzoz kayıplarında düşük miktarda artış meydana gelmektedir. Sabit enjeksiyon basıncında motor suyu sıcaklığı düşürüldükçe soğutma kayıplarında artış görülmüştür.

- x. Motor blok sıcaklığı, motor suyu sıcaklığı ile birlikte düşüş göstermiştir. Motor suyu sıcaklığı düşürüldüğünde motor bloğu üzerinden yayılan ısı miktarında azalma görülmüştür. Blok ısı kayıplarında ve blok ekserji miktarında düşüş gözlemlenmiştir.
- xi. Ekserji dağılımları incelendiğinde, blok üzerindeki ekserji miktarı egzoz ekserjisine oranla düşük olduğu görülmektedir. Intercooler üzerindeki kayıplarda değişim gözlemlenmemiştir. Intercooler kayıplarının gözlemlenebilmesi için taze hava dolgusu ve turbo pozisyonunun farklı noktalarını içeren bir deney tasarlanmalıdır. Ekserji kategorisinde en yüksek miktar egzoz ekserji değeridir. Sonuçlar düşünüldüğünde egzoz üzerinde hala geri kazanılabilecek oranda enerji potansiyeli olduğu görülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] OPEC, (2010). World Oil Outlook, Vienna.
- [2] IEA, (2003). Energy to 2050-Scenarios for a sustainable future., Paris.
- [3] IEA, (2010). CO2 Emissions from fuel combustions, Paris.
- [4] AKER, (2008), Avrupa Komisyonu Emisyon Regölasyonları 692/2008,Avrupa Birliği,Brüksel.
- [5] ACEA, (2010). Avrupa Birliği Ekonomik Raporu, Brüksel.
- [6] TÜİK, (2009). Motorlu Kara Taşıtları İstatistikleri, Ankara.
- [7] Tsatsaronis, G., (2008). "International Journal of Exergy", Energy, 489 –499.
- [8] Yavaşlıol, İ., (1990). İçten Yanmalı Motorlar, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [9] Açikkalp, E., (2014). "Advanced exergy analysis of a tri-generation system with a diesel–gas engine operating in a refrigerator plant building", Energy Build, 80:268–275.
- [10] Santo, D.B., (2012). "Energy and exergy efficiency of a building internal combustion engine tri-generation system under two different operational strategies.", Energy Build, 53:28–38.
- [11] Ehyaeia, M.A., (2012). "Feasibility study of applying internal combustion engines in residential buildings by exergy, economic and environmental analysis", Energy Build, 55:405–413.
- [12] Chintala, V., (2014). "Subramanian, K.A. Assessment of maximum available work of a hydrogen fueled compression ignition engine using exergy analysis.", Energy, 67:162–175.
- [13] López, I., (2014). "Effect of the use of olive–pomace oil biodiesel/diesel fuel blends in a compression ignition engine preliminary exergy analysis", Energy, 85:227–233.
- [14] Azoumah, Y., (2009). "Exergy efficiency applied for the performance optimization of a direct injection compression ignition (CI) engine using biofuels", Energy, 34:1494–1500.

- [15] Caliskan, H., (2009). "Performance assessment of an internal combustion engine at varying dead (reference) state temperatures", *Appl. Therm. Eng.*, 29:3431–3436.
- [16] Nieminen, J., (2010). "Comparative exergy analyses of gasoline and hydrogen fuelled ICEs. *Int. J. Hydr.*", *Energy*, 35:5124–5132.
- [17] Waller, M.G.E.D., (2014). "Current and theoretical maximum well-to-wheels exergy efficiency of options to power vehicles with natural gas", *Appl. Energy*, 127:55–63.
- [18] Jafarmadar, S., (2014). "Exergy analysis of hydrogen/diesel combustion in a dual fuel engine using three-dimensional model. *Int. J. Hydr.*", *Energy*, 39:9505–9514.
- [19] Jafarmadar, S., (2014). "Multidimensional modeling of the effect of EGR (exhaust gas recirculation) mass fraction on exergy terms in an indirect injection diesel engine", *Energy*, 66:305–313.
- [20] Jafarmadar, S., (2013). "Three-dimensional modeling and exergy analysis in Combustion Chambers of an indirect injection diesel engine", *Fuel*, 107:439–447.
- [21] Saxena, S., (2014). "A. Understanding optimal engine operating strategies for gasoline-fueled HCCI engines using crank-angle resolved exergy analysis", *Appl. Energy*, 114:155–163.
- [22] Sezer, I., (2013). "Effects of charge properties on exergy balance in spark ignition engines", *Fuel*, 112:523–530.
- [23] Fu, J., (2013). "Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment", *Appl. Energy*, 102:622–630.
- [24] Ghazikhani, M., (2014). "Exergy recovery from the exhaust cooling in a DI diesel engine for BSFC reduction purposes", *Energy*, 65:44–51.
- [25] Nemati, A., (2013). "Numerical investigation of the effect of injection timing under various equivalence ratios on energy and exergy terms in a direct injection SI hydrogen fueled engine. *Int. J. Hydr.*", *Energy*, 38:1189–1199.
- [26] Zheng, J., (2012). "Second law analysis of a low temperature combustion diesel engine: Effect of injection timing and exhaust gas recirculation", *Energy*, 38:78–84.
- [27] Da Costa, R., (2012). "Energetic and exergetic analyses of a dual-fuel diesel engine", *Renew. Sustain. Energy*, 16:4651–4660.
- [28] Karra, P., "Diesel emission characteristics using high injection pressure with converging nozzles in a medium-duty engine", *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, 1:578–592.
- [29] Ozkan, M. ve Ozkan, D.B., (2013). "Experimental study on energy and exergy analyses of a diesel engine performed with multiple injection strategies: Effect of pre-injection timing", *Appl. Therm. Eng.*, 53:21–30.

- [30] Soruşbay, C., (2007). "Control of NOx emissions from diesel engines by the optimisation of fuel injection strategies", *Int. J. Vehicle Design*, 45:1-2.
- [31] Yaopeng, Li., (2016). "Ming Jia; Yachao Chang; Sage L.; Kokjohn Rolf; D. Reitz; Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes", *Appl. Energy*, 180:849–858.
- [32] Farshad, M., (2015). "Energy, exergy and economic analysis of a Diesel engine fueled with castor oil biodiesel", *International J of Engine Research* , 13:1–12.
- [33] Veena, C., (2015). "Experimental investigation of low load level on the Exergy of Single Cylinder Diesel Engine", 12:134-412.
- [34] Bourhis, G., (2010). "Energy and Exergy Balances for Modern Diesel and Gasoline Engines. *Oil & Gas Science and Technology*", 1:39-46.
- [35] Kumari, A., (2018). "Exergy and Emission Analysis of Evaporative Inlet Air-Cooled Gas Turbine Cycle," *Energy*, 1:1271-1277.
- [36] Mishra, S., (2018). "Advanced Exergy Analysis of Air-Film Blade Cooled Marine Gas Turbine LM2500", *Energy*, 1:1372-1376.
- [37] Qing-he L., (2018). "Experiments on the effect of engine speed, load, equivalence ratio, spark timing and coolant temperature on the energy balance of a turbocharged hydrogen engine", *Energy*,1:1–12.
- [38] Abdullah, N. R., (2009). "Effect of Injection Pressure with Split Injection in a V6 Diesel Engine", *Society of Automotive Engineers*, 49:12-17.
- [39] Hountalas, D., (2003). "Effect of Injection Pressure on the Performance and Exhaust Emissions of a Heavy Duty DI Diesel Engine", *Society of Automotive Engineers*, 3:340-349.
- [40] Tennison, P. J. ve Reitz, R., "An Experimental Investigation of the Effects of Common-Rail Injection System Parameters on Emissions and Performance in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, ASME, 123:167-174.
- [41] Benajes, J., (2007). "Influence of injection conditions and exhaust gas recirculation in a high-speed direct-injection diesel engine operating with a late split injection", 3:1241-1243
- [42] Singh, V., (2017). "A Study on the Effect of Elevated Coolant Temperatures on HD Engines", *Energy*, 01:223-225
- [43] Alkidas, C., (1984). "The effects of coolant temperature on the performance and emissions of a single-cylinder divided chamber diesel engine", *Engine Research Department*, 1984, General Motors Research Laboratories.
- [44] Asif, M., (2017). "Influence of Coolant Temperature and Flow Rate, and Air Flow on Knock Performance of a Downsized, Highly Boosted, Direct-Injection Spark Ignition Engine", *SAE Technical Paper*, 01:0664-0666.

- [45] Ramadhas, A., (2016). "Influence of Coolant Temperature on Cold Start Performance of Diesel Passenger Car in Cold Environment", SAE Technical Paper, 28:0142-0144.
- [46] Guillemot, P., (1994) "The Influence of Coolant Temperature on Unburned Hydrocarbon Emissions from Spark Ignition Engine", SAE Technical Paper, 9:419-462.
- [47] Torregrosa, A.J., (2006). "Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature on performance and emissions of a DI Diesel engine", 10:101-107.
- [48] Borman, G., (1998). Combustion Engineering, McGraw-Hill Book,Co.,New York.
- [49] Heywood, J., (1988), Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Co., New York.
- [50] Lakshminarayanan, P. ve Yoghesh, V. A., (2010), Modelling Diesel Combustion, Springer, Munich.
- [51] Ozener, O., (2013). "Dizel motorlarda pilot püskürtmenin performans ve emisyon açısından optimizasyonu" Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [52] Mollenhauer , K. ve Tschöke, H., (2010). Handbook of Diesel Engine, Springer, Munich.
- [53] Desantes, J. (2007). "A Comprehensive Study of Diesel Combustion and Emissions with Postinjection", Society of Automotive Engineers, SAE Paper No: 2007-2001-0915.
- [53] Baumgarten, C., (2006). Mixture Formation in Internal Combustion Engines (Heat and Mass Transfer) Springer, Munich.
- [54] Bosch Yellow Jacket, (2005). Diesel Fuel-Injection System Common-Rail, Edition 2005
- [55] Ford passenger car technical service training catalog, (2008).
- [56] EEA, (2016). European Commission ,European Parliament's Research Service 2016

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Semih BACIK
Doğum Tarihi ve Yeri : 14.09.1988, İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : sbacik1@ford.com.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2011
Lise	Fen Bilimleri	Kurtuluş A.L.	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2012- ...	Ford Otosan Otomotiv Sanayii AŞ.	Ürün Geliştirme Mühendisi