



**T.C.
DÜZCE ÜNİVERSİTESİ
LİSANÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**ALTI SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN TURBO ŞAFT HIZININ
MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

MUSAB GÖKTAŞ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. SUAT SARIDEMİR**

DÜZCE, 2022

T.C.
DÜZCE ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

ALTI SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN TURBO ŞAFT HIZININ
MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ

Musab Göktaş tarafından hazırlanan tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından Düzce Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Suat Sarıdemir

Düzce Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Suat Sarıdemir

Düzce Üniversitesi

Prof. Dr. Fehmi Erzincanlı

Düzce Üniversitesi

Doç. Dr. Mustafa Karagöz

Karabük Üniversitesi

Tez Savunma Tarihi: 27/01/2022

BEYAN

Bu tez çalışmasının kendi çalışmam olduğunu, tezin planlanmasından yazımına kadar bütün aşamalarda etik dışı davranışımın olmadığını, bu tezdeki bütün bilgileri akademik ve etik kurallar içinde elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara kaynak gösterdiğimi ve bu kaynakları da kaynaklar listesine aldığımı, yine bu tezin çalışılması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını beyan ederim.

27 Ocak 2022

Musab Göktaş



TEŐEKKÖR

Yüksek lisans öğrenimimde ve bu tezin hazırlanmasında gösterdiği her türlü destek ve yardımdan dolayı çok değerli hocam Prof. Dr. Suat Sarıdemir'e en içten dileklerle teşekkür ederim.

Bu çalışma boyunca yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen sevgili aileme ve çalışma arkadaşlarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

27 Ocak 2022

Musab Göktaş



İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMALAR.....	ix
SİMGELER	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. DİZEL MOTORLAR, AŞIRI DOLDURMA VE LİTERATÜR BİLGİSİ.....	4
2.1. İÇTEN YANMALI MOTORLARIN KEŞFİ VE GELİŞİMİ.....	4
2.2. DİZEL MOTORLAR	5
2.2.1. Dizel Motorlarda Yanma Olayı	6
2.2.1.1. Tutuşma Gecikmesi	6
2.2.1.2. Kontrolsüz Yanma (Hızlı Yanma).....	6
2.2.1.3. Kontrollü Yanma	7
2.2.1.4. Gecikmiş Yanma.....	7
2.3. AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİ.....	8
2.3.1. Mekanik Tahrikli Aşırı Doldurma (Süperşarj).....	9
2.3.1.1. Blower / Root Tipi Kompresör	10
2.3.1.2. Pistonlu Kompresör	10
2.3.1.3. Döner Paletli Kompresör.....	10
2.3.1.4. Vida Tipi Kompresör.....	11
2.3.1.5. Spiral Tip Kompresör	11
2.3.1.6. Santrifüjlü Kompresör.....	12
2.3.2. Egzoz Türbini ile Aşırı Doldurma (Turboşarj)	12
2.3.2.1. Turboşarjın Yapısı ve Çalışma Prensibi	13
2.3.2.2. Turboşarjın Parçaları	13
2.3.3. Ara Soğutucu (Intercooler)	17
2.3.3.1. Ara Soğutucunun Tarihsel Gelişimi	17
2.3.3.2. Aşırı Doldurmalı Dizel Motorlarda Ara Soğutma İhtiyacı	17
2.3.3.3. Hava Soğutmalı Ara Soğutucular	18
2.3.3.4. Su Soğutmalı Ara Soğutucular.....	20
2.4. DİZEL MOTORLARDA EGZOZ EMİSYONLARI	23
2.4.1. Karbonmonoksit (CO) Oluşumu	24
2.4.2. Hidrokarbon (HC) Oluşumu.....	25
2.4.3. Partikül Madde (İs) Oluşumu	25
2.4.4. Azot Oksit (NO _x) Oluşumu.....	25
2.5. NO _x KONTROL YÖNTEMLERİ.....	26
2.5.1. Turboşarj Sonrası Ara Soğutucu ile NO _x Kontrolü	26
2.5.2. Dolgu Sıcaklığı ve Basıncı ile NO _x Kontrolü.....	27
2.5.3. Yakıtın Setan Sayısı ile NO _x Kontrolü.....	27
2.5.4. Egzoz Gazı Resirkülasyonu (EGR) ile NO _x Kontrolü.....	28
2.5.5. Seçici Katalitik İndirgeme ile NO _x Kontrolü	28

2.5.6. Yanma Odasına Su Gönderilmesi ile NO _x Kontrolü.....	28
3. MATERYAL VE METOD	30
3.1. DENEY MOTORUNUN TEKNİK ÖZELLİKLERİ.....	30
3.2. MOTOR DENEY DÜZENİĞİ.....	31
3.2.1. Test Dinamometresi	33
3.2.2. Egzoz Emisyonu Ölçüm Cihazı.....	34
3.2.3. Kullanılan Sensörlerin Teknik Özellikleri.....	35
3.2.4. Kullanılan Turboşarj Sistemi.....	39
3.3. DENEY PROSEDÜRÜ.....	39
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	42
4.1. PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİ	42
4.1.1. Turbo Şaft Hızı.....	42
4.1.2. Motor Gücü ve Torku.....	43
4.1.3. Silindir İçi Basınç	44
4.1.4. Fren Özgöl Yakıt Tüketimi	45
4.1.5. Egzoz Gazı Sıcaklığı ve Basıncı.....	46
4.2. EMİSYON DEĞİŞİMLERİ.....	48
4.2.1. İs Emisyonu.....	48
4.2.2. HC emisyonu.....	49
4.2.3. NO _x Emisyonu	50
4.2.4. CO Emisyonu.....	51
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	53
6. KAYNAKLAR	55
ÖZGEÇMİŞ	59

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1. Turboşarj şematik resmi.	2
Şekil 2.1. Otto motorun şematik resmi.	4
Şekil 2.2. Isısal motorların sınıflandırılması.	5
Şekil 2.3. Dizel motorun gerçek (pratik) çevrimi açık pv diyagramı.	7
Şekil 2.4. Mekanik tahrikli aşırı doldurma çeşitleri.	10
Şekil 2.5. Döner paletli kompresörün kesit görünüşü.	11
Şekil 2.6. Turboşarjın kesit görünüşü.	12
Şekil 2.7. Turboşarjın parçaları a) Egzoz salyangozu b) Gövde c) Emme salyangozu d) Kompresör.	14
Şekil 2.8. Mil ve mile montajlı bileşenler.	15
Şekil 2.9. Vakumlu tip basınç ayarlayıcı.	16
Şekil 2.10. Elektrikli basınç ayarlayıcı valf.	16
Şekil 2.11. Levha-kanat şeklinde hava soğutmalı ara soğutucunun kesit görünüşü.	19
Şekil 2.12. Hava soğutmalı ara soğutma sistemin şematik görünümü.	20
Şekil 2.13. Kanatlı-borulu su soğutmalı ara soğutucu kesit görünüşü.	21
Şekil 2.14. Motor soğutma suyunun ara soğutucuda kullanıldığı sisteminin şematik görünümü.	22
Şekil 2.15. Motor soğutma suyunun ara soğutucuda kullanılmadığı bağımsız sisteminin şematik görünümü.	22
Şekil 2.16. Dolgu sıcaklığının NO _x emisyonu oluşumuna etkisi.	27
Şekil 2.17. Dolgu basıncının NO _x emisyonu oluşumuna etkisi.	27
Şekil 3.1. Deney motorunun görünümü.	31
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik görünümü.	32
Şekil 3.3. Test odasının görünümü.	33
Şekil 3.4. İis ölçüm cihazı.	34
Şekil 3.5. Kistler 6044A model basınç sensörü.	36
Şekil 3.6. Turboşaft hız sensörünün gösterimi.	37
Şekil 3.7. Egzoz manifoldu üzerindeki K tipi termokupl sensörleri.	38
Şekil 3.8. Kullanılan turboşarjın şematik görünümü.	39
Şekil 3.9. AVL Puma arayüzü.	40
Şekil 4.1. Kompresör çıkış basıncına bağlı olarak turboşaft hızının değişimi.	42
Şekil 4.2. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının motor gücüne etkisi.	44
Şekil 4.3. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının motor torkuna etkisi.	44
Şekil 4.4. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının silindir içi basınca etkisi.	45
Şekil 4.5. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının fren özgül yakıt tüketimine etkisi.	46
Şekil 4.6. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının egzoz gazı (türbin giriş) sıcaklığına etkisi.	47
Şekil 4.7. 1500 d/dak motor hızında pedal açıklığına bağlı olarak tahliye basıncının egzoz gazı sıcaklığına etkisi.	48
Şekil 4.8. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının is emisyonuna etkisi.	49
Şekil 4.9. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının HC emisyonuna etkisi.	50
Şekil 4.10. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının NO _x emisyonuna etkisi.	51
Şekil 4.11. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının CO emisyonuna etkisi.	52

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa No

Çizelge 2.1. Ağır hizmet dizel motorları için AB emisyon standartları.	24
Çizelge 3.1. Deney motorunun teknik özellikleri.	30
Çizelge 3.2. Dinamometrenin teknik özellikleri.	33
Çizelge 3.3. Emisyon ölçüm cihazının teknik özellikleri.	35
Çizelge 3.4. Kullanılan sensörlerin teknik özellikleri.	38
Çizelge 3.5. Test odasından alınan ölçümler.	41
Çizelge 4.1. Tahliye basınçlarına göre 1800 d/dak motor hızında turboşaft hızları.	43

KISALTMALAR

BMEP	Fren Ortalama Efektif Basıncı
BOV	Boşaltma Valfi
BSFC	Fren Özgöl Yakıt Tüketimi
CBV	Kompresör Baypas Valfi
Comprex	Compression - Expansion
DOP	Dioktil ftalat
EGR	Egzoz Gazı Resirkülasyonu
PM	Partikül Madde
SCR	Seçici Katalitik İndirgeme
VE	Hacimsel Verim



SİMGELER

NH ₃	Amonyak
NO ₂	Azot Dioksit
NO _x	Azot Oksit
HP	Beygir
HC	Hidrokarbon
CO	Karbonmonoksit
K	Kelvin
kHz	Kilo Hertz
N ₂ O	Nitröz Oksit
°C	Santigrat Derece



ÖZET

ALTI SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN TURBO ŞAFT HIZININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Musab GÖKTAŞ

Düzce Üniversitesi

Lisanüstü Eğitim Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Suat SARIDEMİR

Ocak 2022, 58 sayfa

İçten yanmalı motorların icadı ile birlikte aynı motor hacmi ile daha fazla güç elde etmek, ortaya çıkan araştırma konularından biri olmuştur. Aşırı doldurma sistemlerinden biri olarak turboşarj, motorun yanma odasına gönderilen hava miktarını arttırarak motordan daha fazla güç elde edilmesini amaçlamaktadır. Turboşarj kompleksi türbin ve kompresör olmak üzere iki temel bileşenden oluşmaktadır. Yanma sonucu oluşan egzoz gazlarının enerjisini, motora giren havayı sıkıştırmak için kullanılan turboşarj sistemi, ortak bir şaft aracılığı ile motora giren havayı sıkıştırır. Basınçlanan ve sıkışan hava, yanma odasına iletilir ve böylece aynı hacme daha fazla hava gönderilmiş olur. Bu çalışmada standart dizel yakıtı ile çalıştırılan, altı silindirli ve su soğutmalı dizel bir motorun, turbo tahliye basıncı ayarlanarak farklı turboşaft hızlarında motor performans değerleri ve egzoz emisyonları ölçülmüştür. Deneyler tam yük altında ve farklı turboşaft hızlarında 1000, 1500, 1800 d/dak motor hızlarında yapılmıştır. Yapılan çalışmada, motor tam yük ve 1500 d/dak'da iken turboşaft hızı artışının motor tork ve gücünü doğru orantılı olarak arttırdığı görülmüştür. Turboşaft hızı arttıkça is, CO ve NO_x emisyonları azalmış, HC emisyonu ise artmıştır. Motor tam yük ve 1500 d/dak'da iken tahliye basıncının 2,6 bar seviyesine ayarlanması, egzoz manifoldu sıcaklığını aşırı arttırmış ve güvenli bölgenin dışına çıkmıştır.

Anahtar sözcükler: Egzoz emisyonları, Motor performansı, Tahliye basıncı, Turbo şaft hızı.

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF TURBO SHAFT SPEED ON ENGINE PERFORMANCE OF A SIX CYLINDER DIESEL ENGINE

Musab GÖKTAŞ

Düzce University

Institute of Graduate Education, Department of Mechanical Engineering

Master's Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Suat SARIDEMİR

January 2022, 58 pages

Since the invention of internal combustion engines, obtaining more power from the same engine volume has been one of the emerging research topics. As one of the supercharging systems, the turbocharger aims to obtain more power from the engine by increasing the amount of air sent to the combustion chamber of the engine. The turbocharger assembly consists of two basic components, the turbine and the compressor. The turbocharger system uses the energy of combustion exhaust gasses to compress the air entering the engine. Pressurized and compressed more air is transmitted to the combustion chamber, so that denser air is sent to the same volume. In this study, engine performance and exhaust emissions values of six-cylinder and water-cooled diesel engine, which is run with standard diesel fuel, were measured at different turboshaft speeds by adjusting the wastegate pressure. The experiments were carried out under full load and at different turboshaft speeds at engine speeds of 1000, 1500, 1800 rpm. In the study, it was observed that an increase in the turboshaft speed increased in the engine torque and power when the engine was at full load and 1500 rpm. As the turbocharger speed increased, the soot, CO and NO_x emissions decreased and the HC emissions increased. Adjusting waste gate pressure to 2.6 bar when the engine is at full load and 1500 rpm has increased the exhaust manifold temperature excessively and the safe zone has been exceeded.

Keywords: Discharge pressure, Engine performance, Exhaust emissions, Turboshaft speed.

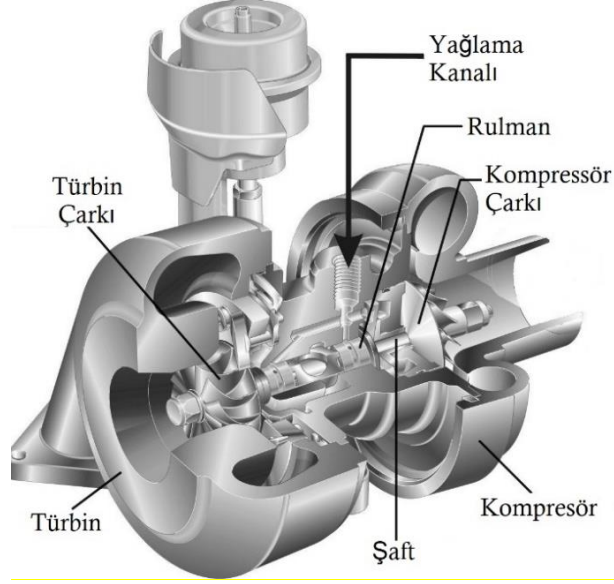
1. GİRİŞ

Otomotiv üretimi için daha da kısıtlayıcı hale gelen emisyon mevzuatı, otomotiv teknolojisinin egzoz emisyonlarını azaltacak şekilde gelişmesini gerektirmektedir. Bu gereklilik, üreticilerin belirlenen hedeflerin içinde kalması için onları zorlamakta ve benzersiz çözümler sunmalarını talep etmektedir.

Araçlarda üretilen emisyon seviyelerinin düşürülmesine ve yakıt tüketiminin iyileştirilmesine alternatif bir çözüm olarak motor hacimlerinin küçültülmesi gelmektedir. Büyük muadillerine göre daha az yakıtla çalışan daha küçük motorların kullanılması, oluşan emisyon miktarını ve yakıt tüketimini doğru orantılı olarak azaltmaktadır. Ancak bu durumda motordan elde edilecek güç, motor hacmine bağlı olarak azalma gösterecektir. Bu amaçla, motorun hacmindeki düşüşle azalan motor gücünü geri kazanıp, daha düşük emisyon ve daha fazla güç elde edilebilmesi için 1909 ile 1915 yılları arasında Alfred Buchi tarafından turboşarj sistemi bulunmuştur [1]. Turboşarj sayesinde motor gücünde kayda değer bir artış görülmektedir. Günümüzde özellikle dizel motorlu araçlara entegre edilen turboşarj sistemi aşağıdaki temel avantajları beraberinde getirmektedir [2]:

- Turboşarj, belirli bir güç çıkışı için motorun ağırlığını ve hacmini azaltmaktadır. Bu nedenle, turboşarjlı motorlar boyut olarak daha küçüktürler. Küçük motor boyutu motor ısı kayıplarının yanı sıra, sürtünme kayıplarında da azalma sağlamaktadır.
- Turboşarj sistemi, atıl egzoz gazı enerjisini kullanır ve bu sayede yakıt ekonomisi sağlar.
- Turboşarj, gaz ve partikül emisyonlarında azalma sağlamaktadır.
- Turboşarj, yüksek devirlerde motor gücü kaybını önlemektedir.

Tipik bir turboşarj tasarımı Şekil 1.1’de gösterilmiştir [3].



Şekil 1.1. Turboşarj şematik resmi.

Turboşarj, temel olarak egzoz gazı tahrikli bir türbin ve bir radyal hava kompresöründen oluşmaktadır. Türbin ve kompresör, ortak bir milin karşılıklı uçlarına monte edilir ve döküm bir muhafaza içinde bulunmaktadır. Kompresör çarkını ve türbin çarkını birleştirmek için bir mil somunu veya dişli mil yapısı kullanılmaktadır. Mil, rulman muhafazası içine yerleştirilmiştir ve bir rulman ile desteklenmiştir. Ortalama bir turboşarj için bu rulman, 100.000 d/dak'dan daha yüksek dönme hızları için tasarlanmıştır. Turboşarjın sağlıklı çalışabilmesi için, metal aksamda dolaşan bir yağ sirkülasyonu mevcuttur. Bu yağ, rulman ve mil arasındaki boşluğu doldurur. Boşluğun yağ ile dolu olması turboşarjın mekanik verimliliği ve ömrü için oldukça önemlidir. Turboşarj sistemlerinin dizel motorlu araçlardaki kullanımının artmasıyla birlikte, sistemin verimini artırmaya yönelik çalışmalarda hız kazanmıştır. Turboşarjın, yakıt tasarrufu ve emisyon alanında yapılan başlıca araştırmalardan olan Shahed ve Bauer'in çalışması, turboşarj ile birlikte bir dizel motorun %40 oranında küçültülmesinin yakıt tüketiminde %23 azalma sağladığını doğrulamıştır [4]. Daha az yakıt tüketimi aynı zamanda daha az CO₂ emisyonu anlamına gelmektedir. Ayrıca Pakale ve Patel, turboşarjın nitrojen oksitleri önemli ölçüde azalttığını ve yakıt verimliliğini ile güç ilişkisini iyileştirdiğini deneysel olarak ispatlamışlardır [5].

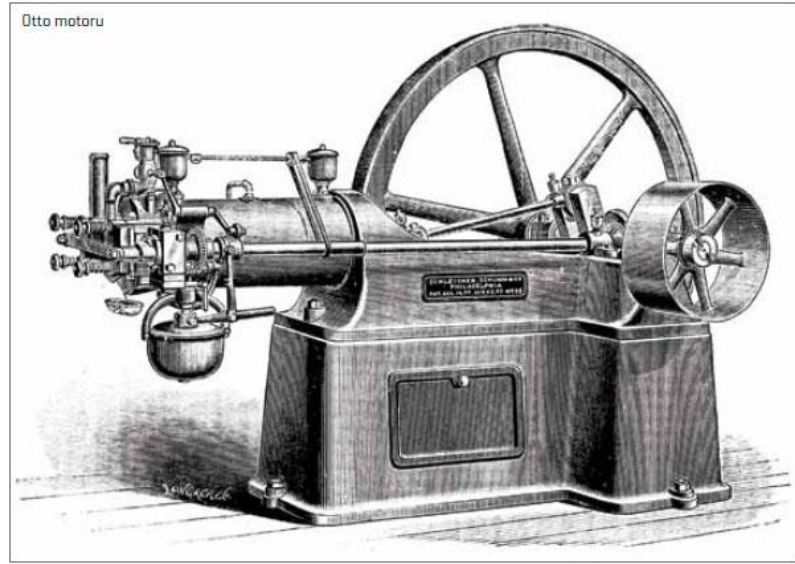
Turboşarjlı sistemlerde temel bir problem olarak tanımlanan tepki süresine bağlı turbo gecikmesiyle ilgili de literatürde birçok çalışma mevcuttur. Weissbaeck'in çalışmasında, turbo gecikmesinin azaltılması, egzoz gazlarındaki enerjiyi mekanik enerjiye geri

kazanmak için kullanılan turboşarjın türbin bileşeninin tasarımı ile ilişkilendirilmiştir. Çalışmada turbo gecikmesini azaltmak için birçok yöntem önerilmiş ve test edilmiştir, nihai olarak sonuçlar göstermektedir ki temelde en önemli iyileşme kütle atalet momentini azaltarak sağlanmıştır [6]. Marchant ve ark. tarafından yapılan çalışmada, turboşarj simülasyon modellerinden elde edilen fren ortalama efektif basıncı (BMEP) ve hacimsel verimliliği (VE) içerecek şekilde turboşarj şaft hızını ve motor performansını etkileyen veriler incelenmiştir. Motor 2500 d/dak hızda iken türbin şaft hızı %11 oranında artmış, bu hız artışı volümetrik verimi %3,6 oranında artmış ve fren özgül yakıt tüketimini %10 oranında azalmıştır. Türbin hızının artması ile birlikte, tüm simülasyondaki motor gücü ve torkunda ortalama %8,5'lik bir artış kaydedilmiştir [7]. Hasler, mevcut tahliye kapaklı turboşarj dizaynlarını, akışın yeniden verilme yöntemi, akışın yeniden verilme açısı ve tahliye kapağı bypass kapasitesi bağlamında araştırmıştır. Çalışmaları sonucunda tahliye kapağı olan bir turboşarjın, olmayan bir turboşarja göre %6,5'luk bir güç artışı sağladığı sonucuna ulaşmıştır [8]. Kharazmi ve arkadaşları, benzinli bir motorda hava fazlalık katsayısının ve turbo tahliye basıncının NO_x emisyonu ve motor performansına etkilerini araştırmışlardır. Araştırma sonucunda, hava fazlalık katsayısının %20 oranında artması, motor gücünü %9 oranında arttırdığı ve yakıt tüketimini %7 oranında azalttığı belirtilmiştir [9]. Pesyridis ve ark., mekanik parçaların turboşarjlı dizel motor üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Simülasyonlar sonucunda mevcut sistemde önemli bir değişiklik yapılmadan alternatif bir egzoz enerjisi geri kazanım yöntemini sunmuşlardır [10]. Turboşarjın sağlayacağı yüksek güçler göz önüne alındığında, turboşarjlı dizel motorların farklı turboşaft hızlarının motor performansı üzerindeki etkileri hakkında literatürde bir boşluk olduğu görülmektedir. Bu doğrultuda yapılacak olan araştırmalar tanımlanan sistemin nasıl çalıştığının anlaşılmasına ve global bir sorun haline gelen egzoz emisyonlarının azaltılması için yapılacak olan potansiyel çalışmalara katkı sağlayacaktır. Bu çalışmada, standart dizel yakıtı ile çalıştırılan, altı silindirli ve su soğutmalı dizel bir motorun, turbo tahliye basıncı ayarlanarak farklı turboşaft hızlarında motor performans ve emisyon değerleri deneysel olarak incelenmiştir.

2. DİZEL MOTORLAR, AŞIRI DOLDURMA VE LİTERATÜR BİLGİSİ

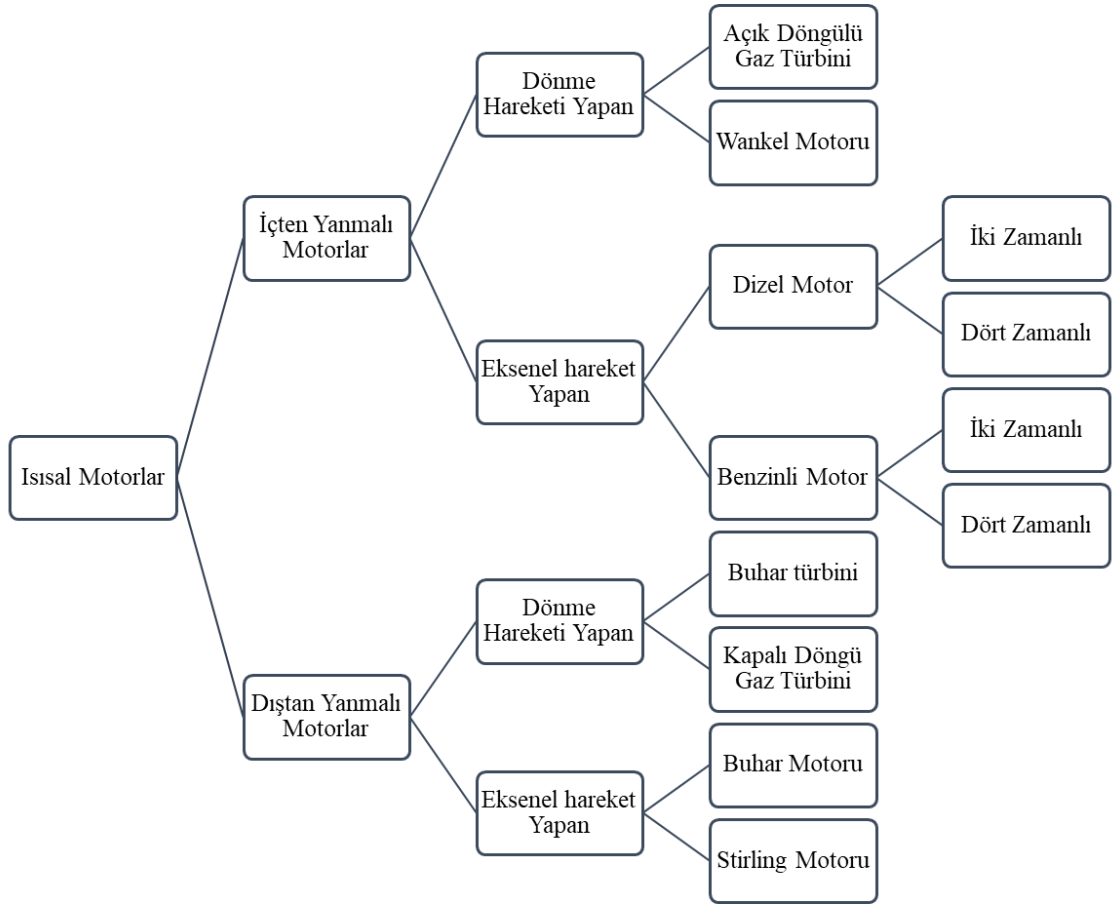
2.1. İÇTEN YANMALI MOTORLARIN KEŞFİ VE GELİŞİMİ

Modern toplumda günlük hayatta kullandığımız teknoloji ve bilimin birçoğu, sanayi devrimi sırasında veya sonrasında ortaya çıkmıştır. Sanayi devrimi, hala devam eden bir gelişme patlamasını tetiklemiştir. Bu patlamanın arkasında yatan en etkili buluşlardan birisi buhar motorlarıdır.



Şekil 2.1. Otto motorun şematik resmi [11].

Buhar motorunun verimliliğinin zamanla iyileştirilmesi ile birlikte kullanım alanları da hızla yaygınlaşmıştır. Birçok sanayi kuruluşu insan gücü yerine buhar gücünü kullanarak sosyal alanda gelişmeye de önemli derecede katkıda bulunmuştur. Toplumun gelişmesi ve ilerlemesi ile birlikte, dıştan yanmalı motorun temsilcisi olan buhar motoru talebi karşılayamaz hale gelmiştir, bu nedenle içten yanmalı motor teknolojisi çağın gerektirdiği şekilde ortaya çıkmıştır. İçten yanmalı motorlarda yakıt, bir silindir içerisinde yanarak düşük enerjiyle daha verimli iş elde edilmesini sağladığı için gelişimi üzerine çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bu kapsamda genel olarak ısısal motorlar şu şekilde sınıflandırılabilir;



Şekil 2.2 Isısal motorların sınıflandırılması [12].

2.2. DİZEL MOTORLAR

Rudolph Diesel, dizel motorun mucidi olarak tanınan Alman mühendistir. 1897'de ilk motorin kullanan sıkıştırma ateşlemeli içten yanmalı motoru, yani dizel motoru yaptı. Dizel motor, yüksek sıkıştırma oranı nedeniyle birim güç başına benzinli motora göre daha yüksek maksimum güce ve düşük yakıt tüketimine sahiptir [13]. Modern motorlarda, dizel motorun yakıt tüketimi benzinli motorun yaklaşık %70'i kadardır. Genellikle kısmi yük altında sürülen bir araç için ise yakıt tüketimi benzinli motora göre yaklaşık %60'ı kadardır. Ayrıca benzinli motorlarda mekanik verimi %26-30 iken, dizel motorlarda mekanik verimi %40 civarlarındadır [14]. Bu bilgiler ışığında dizel motor, en yüksek termal verime sahip içten yanmalı motor olarak bilinmektedir.

Son yüz yılda dizel motorun ısı verimi yaklaşık %80, özgül gücü ise onlarca kat artarken silindir içindeki hava kullanım oranı %90'a ulaşmıştır. Bununla birlikte NO_x emisyonu seviyelerinde de %90 oranında iyileşme sağlanmıştır [15]. Günümüz dizel motoru, 2 veya 4 valf teknolojisini kullanan yanma sistemi, yüksek basınçlı enjeksiyon, aşırı doldurma

sistemleri (süperşarj, turboşarj ve ara soğutma bölmesi), kontrol edilebilir egzoz gazı devridaimi ve oksidasyon katalizörü, gürültü azaltma için çift yaylı enjektör sistemi ve tam elektronik motor yönetimi ile elektronik olarak kontrol edilen ortak hat (common rail) yakıt enjeksiyon sistemi gibi ana bileşenleri içermektedir.

Dizel motorları, silindir içerisine giren havanın sıkıştırılması sonucu sıcaklığının yüksek değerlere çıkarılması ve pistonun üst ölü noktaya ulaştığında enjektörler tarafından püskürtülen yakıtla ısınan havanın karışımı sonucu ateşlemenin kendiliğinden gerçekleşmesi sebebiyle kendinden tutuşmalı (self-ignition) içten yanmalı motorlar olarak da bilinirler.

Dizel motorlarında krank miline hareket verilmesi için birbirini belirli bir zamanlama ile takip eden basamaklara iş çevrimi/zamanı denir.

2.2.1. Dizel Motorlarda Yanma Olayı

Yanma, yakıtın oksijen ile tepkimesi sonucunda oksitlenmiş ürün oluşumuna sebep olan ekzotermik reaksiyon olarak tanımlanabilir. Tepkime sırasında CO₂'nin yanında ısı ve enerji de açığa çıkar. Kimyasal bir reaksiyon olan yanma sonucu oluşan ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştürmek için içten yanmalı motorlar devreye girer. Dizel motorlarında, piston üst ölü noktaya ulaştığında, tutuşma sıcaklığına ulaşmış olan havaya enjektör aracılığıyla püskürtülen dizel yakıt partikülleri tutuşur ve silindir içerisinde yanma meydana gelir. Yanma olayı 4 aşamada gerçekleşir;

2.2.1.1. Tutuşma Gecikmesi

Sıkıştırma aşaması sonunda silindire aktarılan dizel yakıtı ile yüksek sıcaklıktaki hava reaktif bir karışım meydana getirir. Ancak bu karışımın tutuşabilmesi sıcaklığın daha fazla yükselmesi gerekir. Yakıtın enjektörden püskürmesi başlangıcından tutuşmanın gerçekleştiği ana kadar geçen zaman tutuşma gecikmesi olarak adlandırılır.

2.2.1.2. Kontrolsüz Yanma (Hızlı Yanma)

Silindir içerisine püskürtülen yakıt ani basınç artışı ile hızlıca ısınarak ilk kıvılcımın oluşmasıyla silindir içerisinde tüm yakıtın yanmasına sebebiyet verir. Ancak motor parçaları üzerine etki eden ani basınç artışı, motorun gürültülü çalışmasına neden olur. Bu durum dizel motorlarda vuruntu olarak adlandırılır. Yanma olayının daha kontrollü sağlanması adına yeni nesil motorlarda, başlangıçta silindir içine püskürtülecek yakıt seviyesi ayarlanabilmektedir.

Günümüzde içten yanmalı motorlarda, artan emisyon ve yüksek verimlilik talepleri doğrultusunda egzoz gazlarının ait ısı enerjisinin sistemden atılmadan önce tekrar kullanması amacıyla bazı sistemler geliştirilmiştir.

2.3. AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİ

İlk aşırı doldurma sistemi, İsviçreli mühendis Buchi tarafından 1906 yılında bulunmuş, ilk olarak deniz araçlarında kullanılmıştır [16]. Ancak geliştirmeye açık olan bu sistemler 1950’li yılların başına kadar düşük verim ve yüksek maliyet nedeniyle araçlarda aktif olarak kullanılamamıştır. 1951 yılında Volvo firmasının girişimiyle ileri geliştirme faaliyetlerine tabi tutulmuş, ancak 50.000 kilometre kullanımdan sonra değiştirilme kısıtı devam etmiştir. 1958 senesinde belirtilen kısa ömür problemi aşılarak bununla birlikte hedeflenen yüksek verim elde edilmiştir. Bu dönemde TD96 olarak adlandırılan motor gücünün, aşırı doldurma ile birlikte 150 HP’ den 185 HP’ ye çıkarılması hedeflenmiştir. Beklenenin üzerinde bir sonuca ulaşılmış ve 195 HP güç elde edilmiştir. 1970’li yıllarda ülkelerin artan enerji ve emisyon regülasyonları ile birlikte aşırı doldurma sistemleri öncelikle kamyon, tır gibi fazla karbon salınımı yapan araçlarda olmak üzere diğer kara araçlarında da kullanılmaya başlanmıştır [17].

Aşırı doldurma sistemleri, silindir içine dolan sabit hacme sahip gaz basıncının, deniz seviyesindeki atmosfer basıncından daha yüksek seviyeye gelmesini sağlamak amacıyla dış bir güce ihtiyaç duyulduğu için tasarlanmıştır. Aşırı doldurma sistemi kullanılan motorlarda, silindir içerisindeki yakıt-hava karışımındaki oksijen oranının sabit kaldığı kabul edilmektedir. Artan basınç ve yoğunluk sayesinde karışımındaki oksijen miktarı da artış göstermektedir. Buna bağlı olarak daha fazla oksijen ile daha fazla yakıt bir araya gelerek yanma verimi arttırılmaktadır.

Aşırı doldurma sistemleri ile;

- Sabit silindir hacminde optimum karışım oranında yanma gerçekleşerek motordan elde edilen güç oranı artmaktadır.
- Daha küçük hacme sahip silindir yapılarıyla aşırı doldurma sistemleri kombine edilerek, büyük hacme sahip motorlardan sağlanan güç ile eşdeğer bir güç elde edilebilir. Dolaylı olarak daha küçük hacme sahip olarak üretilen motorun kütlesi ve mekanik kayıplar daha az olacağından, yakıt tüketim miktarı da azalacaktır [18].

Aşırı doldurma sisteminin kullanımının avantajları aşağıdaki gibi çoğaltılabilir;

- Dizel araçlarda aşırı doldurma sistemi ile birlikte sıcaklıklar yükselir, hava devirdaimi artar, ateşleme gecikmesi azalarak HC ve CO emisyonunda düşüş gözlemlenebilir [18].
- Sistemde atıl olan egzoz gazı kullanılarak, ısı döngüsel olarak muhafaza edildiği için doğal emişli motorlara kıyasla %15-20 civarında ısı kazancı sağlanabilir [19].
- Yüksek irtifalarda azalan oksijen yoğunluğunun olumsuz etkileri elimine edilebilir.
- Kullanılan egzoz susturucusu boyutları küçülerek egzoz gürültüsü azaltılabilir.
- Büyük ölçülerdeki motorların tasarımları küçültülerek maliyet kazancı sağlanabilir.

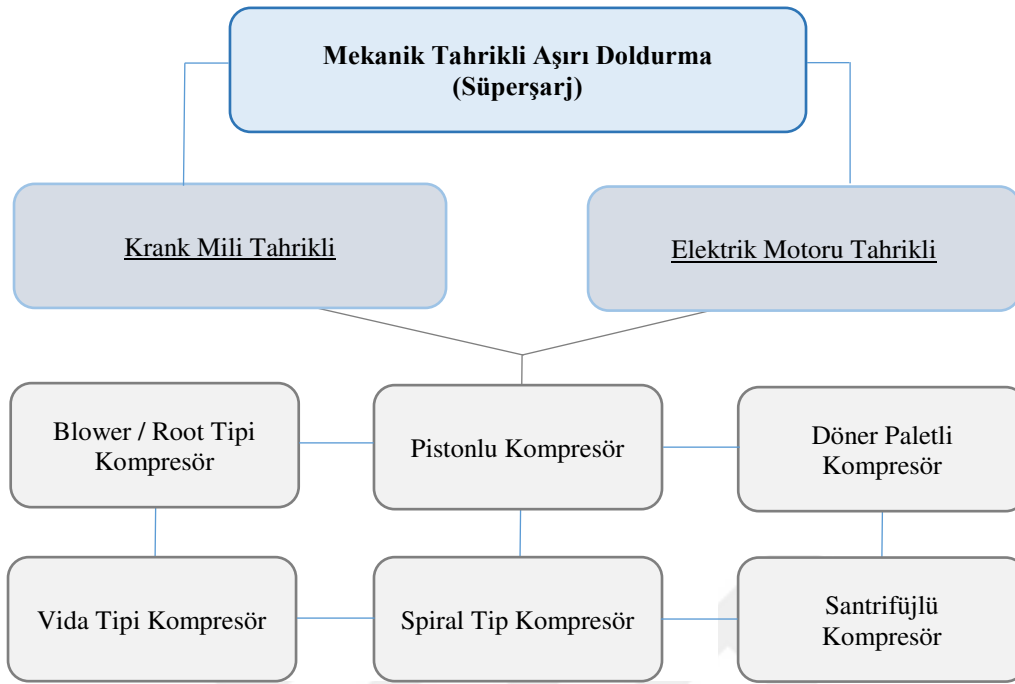
Aşırı doldurma sistemleri motora giren havanın basıncını arttırmak amacıyla, kompresör olmadan basınç dalgası veya bir kompresörden ve bu kompresöre ilk hareketi veren bir tahrik biriminden oluşur. Kompresör olmadan basınç dalgasıyla havanın sıkıştırılarak silindire aktarılmasını sağlayan sistem İngilizce compression ve expansion kelimelerinin birleşmesiyle '*compres*' olarak da adlandırılır. Bu sistemde, iki farklı basınç değerine sahip gaz karışımında yüksek basınca sahip olanı, düşük basınca sahip olanını sıkıştırarak havanın silindire yüksek basınçla aktarılmasını sağlamaktadır. Compres sistemi doğrudan motora bağlı olarak çalıştığı için, ani ivmelenmelere karşı hızlıca tepki verebilirler. Bunun aksine turbo aşırı doldurma sistemleri havanın sıkıştırılması için gerekli enerjiyi egzoz gazlarından sağladıkları için tepki süreleri daha geçtir.

Kompresör kelimesinin kökeni İngilizce '*Compress*' kelimesine dayanmaktadır. Bu sebeple sıkıştırıcı veya doldurucu olarak tanımlanmaktadır. Aşırı doldurma sisteminin temeli, havanın sıkıştırılma işinden ibaret olduğu için bu sistemde kompresörlerin kullanılması kaçınılmazdır. Uygulama türlerine göre birçok farklı kompresör türü bulunmaktadır. Aşırı doldurma sistemlerinde kullanılan kompresörler tahrik yöntemlerine göre ikiye ayrılır:

2.3.1. Mekanik Tahrikli Aşırı Doldurma (Süperşarj)

Mekanik tahrikli aşırı doldurma sisteminde kompresörün ilk hareketi; doğrudan motor aracılığıyla veya dışarıdan bir elektrik motoru üzerinden sağlanır. Motor aracılığıyla çalışan mekanik ilk hareketli aşırı doldurma sistemleri, ivmesini motor krank mili

üstündeki dişli veya kasnaktan alır. Süperşarj olarak da adlandırılır. Şekil 2.4’de mekanik tahrikli aşırı doldurma çeşitleri verilmiştir.



Şekil 2.4. Mekanik tahrikli aşırı doldurma çeşitleri.

Süperşarj sistemleri üzerinde kullanılan kompresör çeşitlerine göre farklılaşmaktadırlar;

2.3.1.1. Blower / Root Tipi Kompresör

1 bar gibi düşük basınç ihtiyacı bulunan motorlarda kullanılan blower/root tipi kompresörler iki veya üç kanatlı bir yapıya sahiptir. Kanat yapılarından biri ilk hareketi almak için bir elektrik motoruna veya dişli yardımıyla doğrudan krank miline bağlıdır. Harekete başlayan ilk kanat ve ters yönde dönen diğer kanat aracılığıyla gövde arasına sıkıştırılan hava, emme kanalına aktarılır [20].

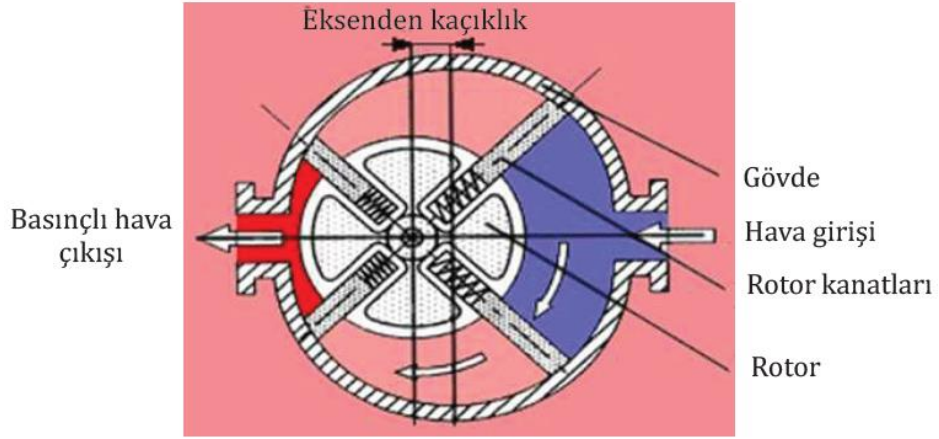
2.3.1.2. Pistonlu Kompresör

Hava sıkıştırılmalı kompresörler olarak da bilinen pistonlu kompresör, dışardan emilen havanın kompresör silindiri içerisinde hareket eden piston aracılığıyla sıkıştırılarak motor silindiri içerisine yüksek basınçta gönderilmesini sağlamaktadır. Hacimsel verimi yüksek ve maliyeti düşük olmasına rağmen genel verimi düşük ve fazla yer kaplamaktadır [21]. Bu sebeple araçlarda çok fazla tercih edilmemektedir.

2.3.1.3. Döner Paletli Kompresör

Döküm bir gövde içerisine merkezi kaçık olarak montajlanmış kanatçık yapılarından

oluşur. Tekil olarak hareketli halde bulunan kanatçıklar, rotor dönerken dışa doğru açılarak en uç noktalarında maksimum açıklık oluştururlar. Açıklığın oluştuğu taraftan kompresör emme havası çekilirken, rotorun diğer yüzeyinde daralan kanatçıklar basıncın yükselmesini sağlayarak havanın emme kanalına yönlendirilmesini sağlar. Bu tip kompresörlerin sistem verimi, gövdenin ölçüleriyle orantılı olarak değişkenlik göstermektedir [20].



Şekil 2.5. Döner paletli kompresörün kesit görünüşü [20].

2.3.1.4. Vida Tipi Kompresör

Yüksek sıkıştırma oranına sahip vida tipi kompresörler, mucidinin ismi *Lysholm* ile de anılmaktadır. Bu sistemde, gövde içerisinde bulunan iki adet helisel vidanın arasına aksenal olarak sıkıştırılan havanın basıncı yükseltilerek motor emme kanalına aktarılması sağlanmaktadır. Vidalar birbirine temas halinde döndüğü için, sürekli olarak sürtünmeye maruz kalırlar ve ısı açığa çıkar. Ortaya çıkan ısının atılabilmesi için bu tip kompresörlerde ilave soğutma sistemine ihtiyaç duyulur [22]. Ayrıca vidalar arasındaki sürtünme katsayısını düşürmek amacıyla, vida yüzeyleri özel malzemelerle kaplanmalıdır. Bu sebeplerden dolayı vidalı kompresörlerin maliyeti fazladır. Yüksek sıkıştırma oranına sahip olsa da vidalar arasında hacim dar olduğundan kütleli debi düşüktür. Bu sebeple düşük hacimli motorlarda tercih edilmektedir.

2.3.1.5. Spiral Tip Kompresör

G charger olarak da bilinen bu tip kompresörler, gövde içersine yerleştirilmiş olan iki adet spiralin eksantrik hareketi ile havayı sıkıştırır. Sıkıştırılan hava motorun emme kanalına gönderilir. Yüksek performans gerektiren motorlarda uzun yıllar tercih

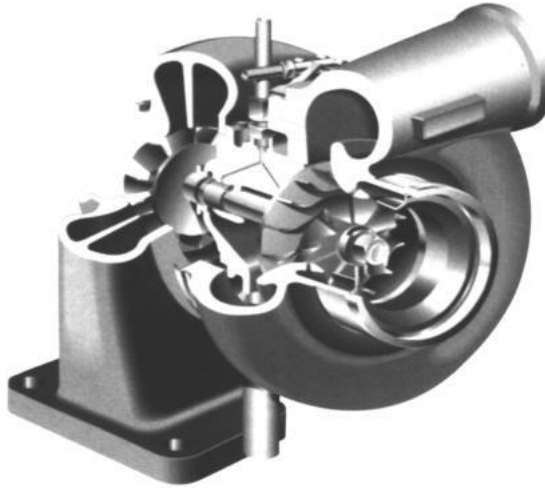
edilmesine rağmen, üretimindeki zorluklar ve maliyet sorunları nedeniyle kullanım miktarı azalmıştır [22].

2.3.1.6. Santrifüjlü Kompresör

Turboşarj ile benzer çalışma prensibine sahip olan santrifüjlü kompresörler, hareketlerini krank miline bağlı bir dişliden veya dışardan bir elektrik motoruyla alır. Santrifüjlü sistemler mekanik bir bağlantıya sahip oldukları için gürültülü olarak çalışırlar [23]. Ayrıca krank milindeki hızın aktarımıyla ivmelendikleri için turboşarj sistemleri gibi yüksek devirlere çıkamamaktadır.

2.3.2. Egzoz Türbini ile Aşırı Doldurma (Turboşarj)

Kompresöre ilk hareketi vermek için, egzoz gazının enerjisinden faydalanan aşırı doldurma yöntemine, egzoz türbini ile aşırı doldurma ismi verilir. Bu tip aşırı doldurmanın santrifüjlü kompresörden tek farkı tahrik yöntemidir. Kompresör ve türbin tek parça olarak tasarlandığı için bu sistemler turbo kompresör veya turboşarj olarak da adlandırılır. Şekil 2.6'da turboşarjın kesit görünüşü verilmiştir.



Şekil 2.6. Turboşarjın kesit görünüşü [16].

Turboşarj aşırı doldurma sistemleri mekanik aşırı doldurmaya kıyasla daha verimlidir. Çünkü turbo sisteminde kompresörün ihtiyaç duyduğu enerji egzoz gazlarından sağlanırken diğerinde doğrudan krank şaftından karşılanır bu durum fazladan yakıt tüketimine sebep olur. Aynı sebepten dolayı mekanik aşırı doldurma sisteminde motor gürültüsü de daha fazla olur. Ayrıca mekanik aşırı doldurmada krank mili üzerine binen yük arttığından dolayı bakım periyotları kısa ve maliyetleri yüksektir.

2.3.2.1. *Turboşarjın Yapısı ve Çalışma Prensibi*

Motor hareketinden sonra silindirden çıkan atık gazlar doğrudan dışarı atılmak yerine egzoz manifoldu aracılığıyla turboşarjın içerisindeki türbine gönderilir. Genleşen yüksek ısılı egzoz gazları, kesiti daralan manifold kanalından geçerek hızlanır ve ivmelenir. Hız kazanan egzoz gazı, türbin çarkının ucundan türbin gövdesinin orta noktasına doğru ilerlerken kanatçıkları iterek türbine yüksek hız kazandırır. Eş zamanlı olarak türbin içerisindeki gazın basıncı da artar. Türbin kısmında bulunan kanatçıkların bir benzeri turboşarj kompleksinin kompresör kısmında da bulunur. Ortak bir şaftın diğer ucunda bulunan kompresör kanatçıkları, türbin kanatçıklarının dönmeye paralel hızda dönmeye başlar. Kompresör kanatçıkları, hava filtresinden geçen atmosferik havayı alarak sıkıştırır ve emme manifolduna gönderir. Sıkışan havanın yoğunluğu ve basıncı artar ve aynı hacme daha yoğun hava gönderilmiş olur. Emme supaplarından silindir içine giren daha fazla miktardaki sıkışmış hava, yanmanın daha verimli olmasını sağlar [24].

Motor hızlanmaya başladıkça egzoz gazının sıcaklığı da artar. Sıcaklıklaki bu değişim, gazın hacmini ve hızını da artırır. Böylece motor hızı arttıkça kompresörün silindir içerisine sağladığı yüksek basınçlı hava debisi artacağı için yüksek motor hızlarında turboşarj sistemi daha verimli çalışmaktadır.

2.3.2.2. *Turboşarjın Parçaları*

2.3.2.2.1. *Egzoz Salyangozu*

Türbin muhafazası olarak da bilinen egzoz salyangozu, turboşarj sisteminin egzoz manifolduna bağlı kısmıdır. Türbin çarkını çevreleyerek kapsar ve havanın yönlendirilmesinde önemli görev üstlenir. Silindirden çıkan egzoz gazlarının ilk olarak uğradığı yer olması sebebiyle yüksek sıcaklık değerlerine dayanıklı olarak döküm yöntemi ile üretilmektedir.

2.3.2.2.2. *Gövde*

Turboşarjın ortasında konumlanan gövdenin görevi; türbin, kompresör ve bunları birbirine bağlayan şaftın bir merkezde yataklanmasını sağlamaktır. Kompresör ve türbin salyangozlarını da bir arada tutan bu parça aynı zamanda sistemin yağlanması da sağlamaktadır. Yağlamanın verimli olması amacıyla iç geometrisi kanallıdır.

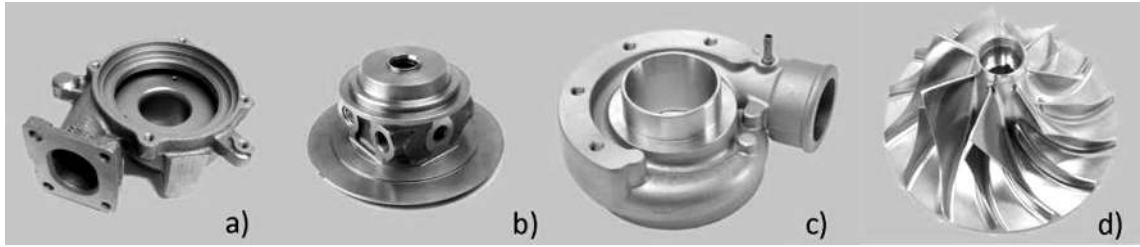
2.3.2.2.3. *Kompresör Salyangozu*

Kompresör muhafaza olarak da isimlendirilir. Turboşarj sisteminin emme manifolduna

bağlı kısımdır. Kompresör çarkını çevreleyerek kapsar. Hava filtresi aracılığı ile atmosferdeki gazı içeri aldığından, gaz sıcaklığı çok yüksek değildir ve egzoz salyangozunun aksine alüminyum gibi düşük sıcaklık dayanımı olan malzemelerden üretilir.

2.3.2.2.4. Kompresör

Egzoz Salyangozu (Turbine Housing) Kompresör, çevresel kanatçıklı ve merkezkaç kuvveti ile hareket eden, genellikle döküm demir veya alüminyum alaşımlı malzemelerden üretilir. Merkezinde sabitlendiği mil türbin ile bağlantısını sağlar. Tasarımı gereği, hava merkezden alınarak kanatçıkların uç kısmına doğru iletilir. Bu sayede merkezkaç kuvvetinin etkisinden maksimum düzeyde faydalanarak dönme hızı azaltılır. Bernoulli prensibine göre hızı azalan havanın basıncı artar ve sıkışır. Malzemesinin genellikle alüminyum olarak tercih edilmesinin temel sebepleri, yüksek sıcaklıklara maruz kalmaması ve alüminyumun hafif olmasıdır. Şekil 2.7’de turboşarjın parçaları verilmiştir.



Şekil 2.7. Turboşarjın parçaları a) Egzoz salyangozu b) Gövde c) Emme salyangozu d) Kompresör [20].

2.3.2.2.5. Türbin

Egzoz Salyangozu (Turbine Housing) Silindirde yanan egzoz gazları, egzoz manifoldu aracılığıyla uzaklaştırılarak türbin muhafazasının içerisine dolar. Yüksek hızda muhafaza içerisinde bulunan türbin çarkına çarpan egzoz gazları, çarkın merkezinden kanatlarına doğru hareket ederek dönme işlemini gerçekleştirir. Türbinin hareketi ile birlikte aynı shaftın üzerinde bulunan kompresörde hareket geçer.

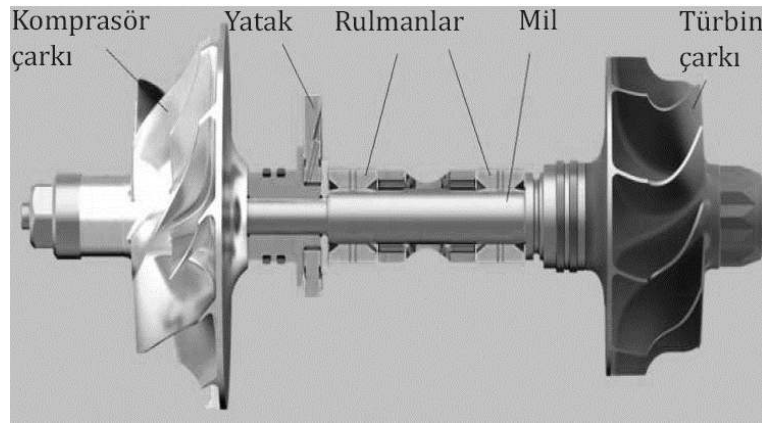
Türbine gelen egzoz gazları son derece yüksek enerjiye sahiptir. Motora göre değişiklik göstermekle birlikte, gaz sıcaklıkları 1000 °C ‘leri bulabilir. Türbin çarkı bu gazlara doğrudan maruz kaldığından yüksek sıcaklığa dayanıklı olmalıdır. Bu sebeple çelik üzerine özel kaplamalı, özel alaşımlı veya kompozit şekilde üretilirler. Genellikle kullanılan alaşım çeliği demir-nikel’dir [20].

2.3.2.2.6. Mil (Turboşaft)

Egzoz Salyangozu (Turbine Housing) Türbin ve kompresörü bir arada tutan yüksek devirlere ve burulma yüküne dayanıklı mildir. Genellikle nikel alaşımlı çelik malzemeden üretilir. Türbin ve kompresörün mil üzerine sabitlenmesi, kaynağa ilave olarak bazı ısıtım prosesleri ile gerçekleştirilir [20].

2.3.2.2.7. Yatak

Egzoz Salyangozu (Turbine Housing) Kompresör ve türbin kanatçıklarını birbirine bağlayan turboşarj miline yataklık eden bağlantı elemanıdır. Çok yüksek hızlarda döndüğü için, milin yataklaması çok hassas ve önemlidir. Milin doğru şekilde yağlanması, yatakları mekanik aşınmalardan korur. Motorun yağ pompasından beslenerek mil yatağına iletilen yağ, görevini tamamladıktan sonra karterde toplanır [20]. Şekil 2.8’de mil ve mile montajlı bileşenler verilmiştir.



Şekil 2.8. Mil ve mile montajlı bileşenler [20].

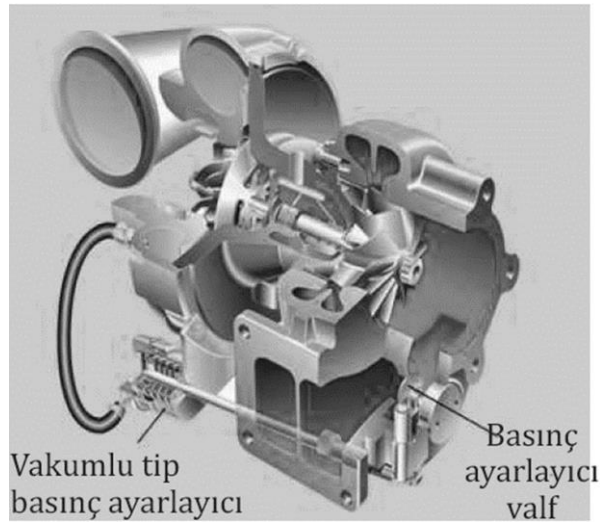
2.3.2.2.8. Basınç Kontrol Valfi

Türkçe karşılığı ‘tahliye kapısı’ olarak adlandırılan “wastegate”, isminde de anlaşıldığı üzere turboşarj sistemi içerisinde istenmeyen egzoz gazının dışarı atılmasını sağlayan bir tür valftir.

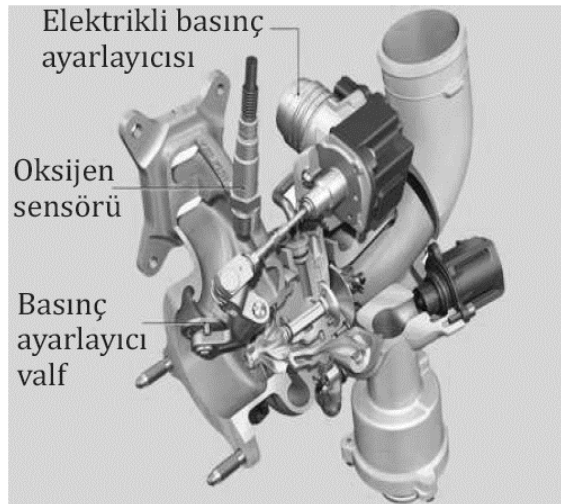
Her turboşarj sisteminin belirli bir tasarım limiti bulunur. Tasarım limitlerinde belirlenen maksimum devirlerin üzerine çıktığında sistem zarar görebilir. Bu sebeple motor yüksek devirlere çıktığında oluşan egzoz gazları turboşarj sisteminde istenmeyen gaz olarak adlandırılır. Bu gazlar basınç kontrol valfinin etkisiyle türbine girmeden doğrudan egzozla iletilir. Bu sayede motorun çok yüksek devirlerinde dahi, turboşarj içerisindeki basınç ve şaft hızı sabit tutularak sistemin güvenliği sağlanır, verimliliği korunur.

2.3.2.2.9. Boşaltma Valfi (BOV) veya Kompresör Baypas Valfi (CBV)

Basınç tahliye valfi olarak da bilinir. Genellikle benzinli motorların turboşarjlarında bulunur. Silindir içerisine yakıt gelmediğinde yani gaz kelebeği kapalı konumdayken, turboşarj içerisine giren hava da silindir içerisine aktarılmamaktadır. Silindire aktarılmayan hava emme valfine çarparak geri döner, böylece kompresör ve türbin çarklarının ters yönde dönmesine sebep olur. Yakıt kelebeği tekrar açılarak silindir içerisine yakıt dolmaya başladığında kompresör ters yönde dönüyor olacağından tepki süresi de geç olacaktır. Bu gecikmeyi engellemek adına yakıt valfi kapandığında, türbin ve kompresörün düşük devirlerde aynı yönde dönmesini sağlamak için egzoz gazlarını sistemden uzaklaştıran parça basınç valfidir. Şekil 2.9’da vakumlu tip basınç ayarlayıcı ve Şekil 2.10’da elektrikli basınç ayarlayıcı valfleri görülmektedir.



Şekil 2.9. Vakumlu tip basınç ayarlayıcı [20].



Şekil 2.10. Elektrikli basınç ayarlayıcı valf [20].

Bu parçaların haricinde her bir turboşarj sisteminin tasarımına uygun olarak içerisinde segman, vida ve conta parçaları da bulunmaktadır. Turboşarj sisteminin doğrudan bir parçası olmayan ancak sistemin verimli ve doğru bir şekilde çalışmasına katkı sağlayan önemli parçalardan birisi de ara soğutucudur. Ara soğutucu, kompresörden yüksek sıcaklıkta ayrılan ve silindir içerisine girmeye hazır olan egzoz gazının soğutulmasını sağlar. Kompresörde basıncı artan ve sıkışan havanın aynı zamanda sıcaklığı da artmış olur. Gazların sıcaklığının artması genleşmeye sebep olduğundan silindir içerisine yoğunluğu daha az hava girişi olur. Daha yoğun hava girişinin sağlanması, havayı soğutup hacmini küçültmek ile mümkündür. Daha yoğun hava ile daha fazla miktarda yakıt tepkimeye girebileceğinden, verimi yüksek bir yanma işlemi gerçekleşecektir.

2.3.3. Ara Soğutucu (Intercooler)

2.3.3.1. Ara Soğutucunun Tarihsel Gelişimi

Motorun emme manifoldu ve turboşarjın kompresörü arasında, silindir içerisine giren havanın soğutulmasını sağlayan parçadır.

İlk olarak 1910 yılında benzinli yarış arabası motorlarında kullanılmaya başlayan ara soğutucunun bu dönemde küçük motor hacimli araçlarda önemli bir etkisinin olmadığı anlaşılmıştır.

1940'lı yılların başında ısı değiştiricili ara soğutucu sistemi uçak motorunda kullanılmıştır. 1970'de yaşanan petrol krizi sebebiyle, ağır hizmet araçlarının motor verimliliğini artırma ve emisyon oranlarının azaltılmasına yönelik talepleri beraberinde doğurmuştur. Bu sayede aşırı doldurma ve ara soğutma sistemlerinin motorlarda kullanımı hız kazanmıştır.

2.3.3.2. Aşırı Doldurmalı Dizel Motorlarda Ara Soğutma İhtiyacı

Aşırı doldurma sisteminin temel amacı bir motorun hacminde değişim olmadan elde edilecek gücün artırılmasını sağlamaktır. Bu ise silindir içerisine gönderilecek olan havanın daha yoğun gönderilmesi ve böylece daha fazla yakıtın yanması ile mümkündür. Turboşarjın kompresör kısmında sıkıştırılan hava, yüksek basınç ve yoğunluğa sahip olmasına rağmen basıncın artması sonucu sıcaklığı da artmaktadır. Sıcaklığın artması genleşmeye sebep olmakta ve havanın yoğunluğu düşmektedir. Bu sebeple hava yakıt karışımının hacimsel verimi düşerek yanma performansı azalır. Aşırı doldurma sonrasında artan hava sıcaklığını düşürmek amacıyla ise ara soğutucu kullanılır [25].

Ara soğutmanın kullanılmasının sağladığı diğer bir fayda; kompresör sonrası ısınan hava silindire girmeden önce soğutulmadığı durumda, ateşleme sıcaklığının da yükselmesine sebep olacak ve bu sürecin devamı sonucunda tüm motor parçalarının termal ve ısı yükleri de artacaktır. Ara soğutmanın kullanılması sonucu motor bu ilave termal yükten kurtularak dolaylı olarak mekanik verimin artması sağlanır [26].

Aşırı doldurmanın kullanıldığı dizel motorlarda yakıt-hava karışımı daha yüksek oranda olduğundan, ortalama egzoz gazı sıcaklıkları da artar, bu sayede egzoz gazı içerisinde yanmamış halde bulunan HC'nin de daha kolay yanması için ortam hazırlanır. Ancak artan sıcaklık NO_x emisyonunun artmasına da sebep olur. NO_x emisyonunu düşürmek için ara soğutma ile yanma sonucu ulaşılan maksimum sıcaklık değerleri aşağı çekilir. Heisler ve Kern'in araştırmalarına göre düşük devirlerde ve kısmi yüklerde ara soğutmanın NO_x emisyonuna etkisi görmezden gelinebilecek kadar düşükken, yüksek devirlerde ve tam yükte NO_x emisyonlarını azaltmaktadır [27].

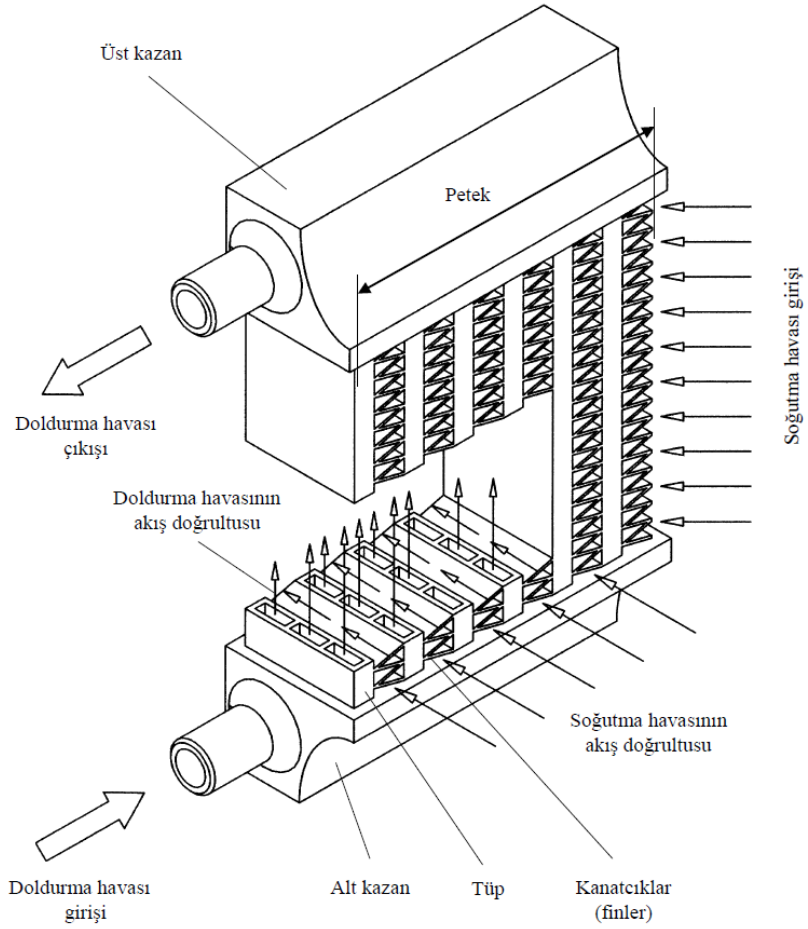
Aşırı doldurmalı dizel motorlarda kullanılan ara soğutucular, sistemde kullanılan soğutucu akışkan türüne göre *hava soğutmalı* ve *su soğutmalı* olarak iki gruba ayrılır.

2.3.3.3. Hava Soğutmalı Ara Soğutucular

Hava soğutmalı ara soğutma sisteminin üç temel parçası mevcuttur;

- Tüp,
- Fin (kanatçık),
- Kollektör (kazan)

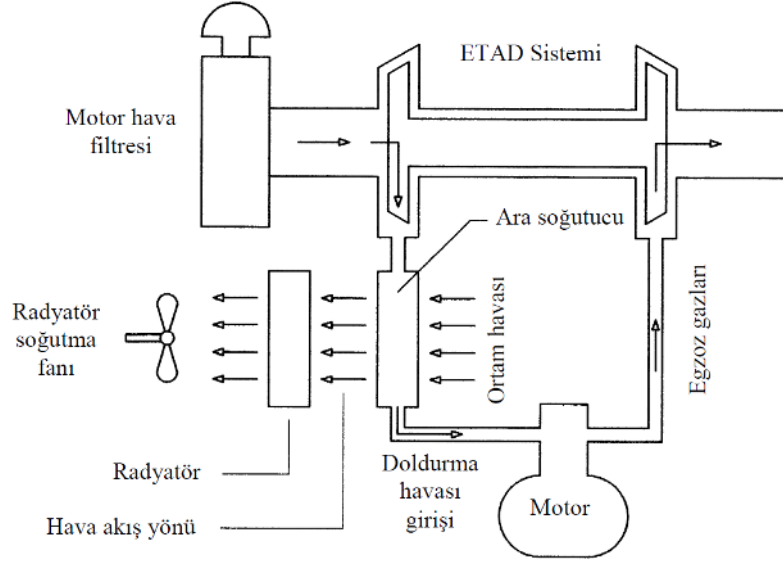
Aşırı doldurma sisteminden çıkan havayı taşıyan borulara tüp denir. Tasarımlarına göre farklı geometrilere sahip olarak genellikle bakır veya alüminyum alaşımlı malzemelerden üretilir. Tüplerin dış kısmında ise fin (kanatçık) adı verilen ısı iletim yüzeyini artırarak daha fazla ısı uzaklaştırılmasını sağlayan yapılar mevcuttur. Havanın ısı iletim katsayısı düşük olduğundan dolayı bu yapılar sisteme dahil edilir. Kanatçıklar, düz, delikli, tırtıklı, zigzaglı ve çeşitli eğrisel şekillerde olabilir [28]. Kollektör ise tüplere hava giriş-çıkışının kontrol edilmesini sağlar. Şekil 2.11'de Levha-Kanat şeklinde hava soğutmalı ara soğutucunun kesit görünüşü verilmiştir.



Şekil 2.11. Levha-kanat şeklinde hava soğutmalı ara soğutucunun kesit görünüşü [26].

Genellikle yük ve yolcu taşımacılığında kullanılan araçlar için uygun olan hava soğutmalı ara soğutma sistemleri iki çeşittir:

1. Radyatör önüne yerleştirilmiş ara soğutucu; seyir halindeyken radyatörden gelen hava ile aşırı doldurmadan çıkıp, silindire girmek üzere olan emme gazı soğutulur. Araç düşük hızlardayken yeterli soğutma sağlanamayacağından soğutma işi radyatör fanı aracılığıyla sağlanır. Şekil 2.12’de hava soğutmalı ara soğutma sistemin şematik görünümü verilmiştir.



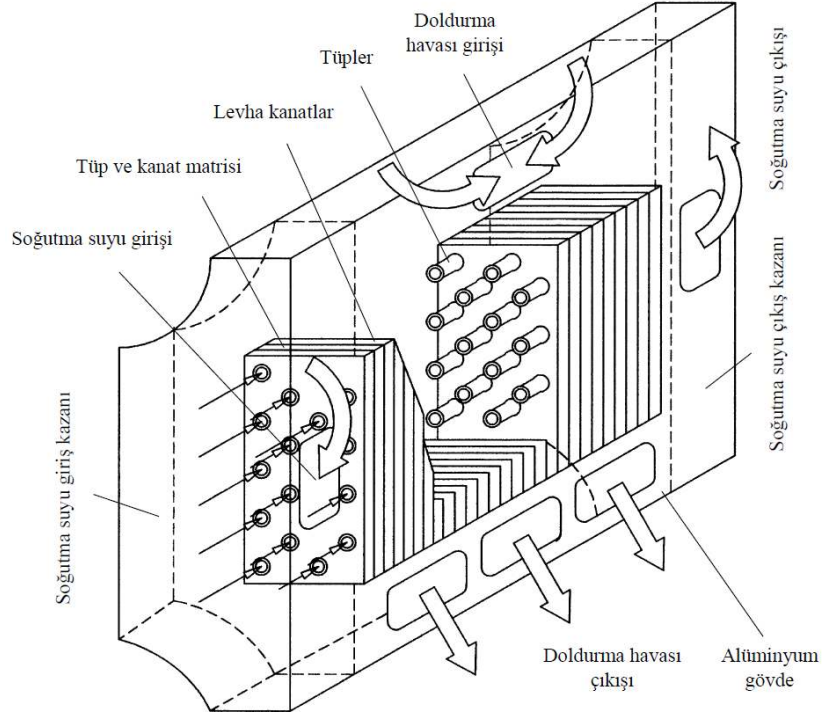
Şekil 2.12. Hava soğutmalı ara soğutma sistemin şematik görünümü [26].

2.3.3.4. Su Soğutmalı Ara Soğutucular

Hava soğutmalı ara soğutma sistemiyle benzerlik gösteren, su soğutmalı ara soğutma sistemleri de tüp ve finlerden oluşur. Aşırı doldurma sonrası kompresörden çıkan hava finlerle bütünleşik tüplerin içerisinde geçerken iletim ve taşınım vasıtasıyla soğutulur ve silindir içerisine aktarımı sağlanır. Hava soğutmalı ara soğutma sistemine göre avantajları;

- Suyun ısı iletim katsayısı daha yüksek olduğundan fin geometrileri hava soğutmalı ara soğutma sistemi kadar komplike değildir, üretimleri kolaydır.
- Basınç düşüş farkları göz önüne alındığında su soğutmalı ara soğutucunun aşırı şarj havasının soğutma verimi, hava soğutmalı ara soğutma sistemine göre % 20 daha fazladır [29].
- Hava soğutmalıya kıyasla sistemde daha az yer kaplar [29].

Şekil 2.13’de kanatlı-borulu su soğutmalı ara soğutucu kesit görünüşü verilmiştir.

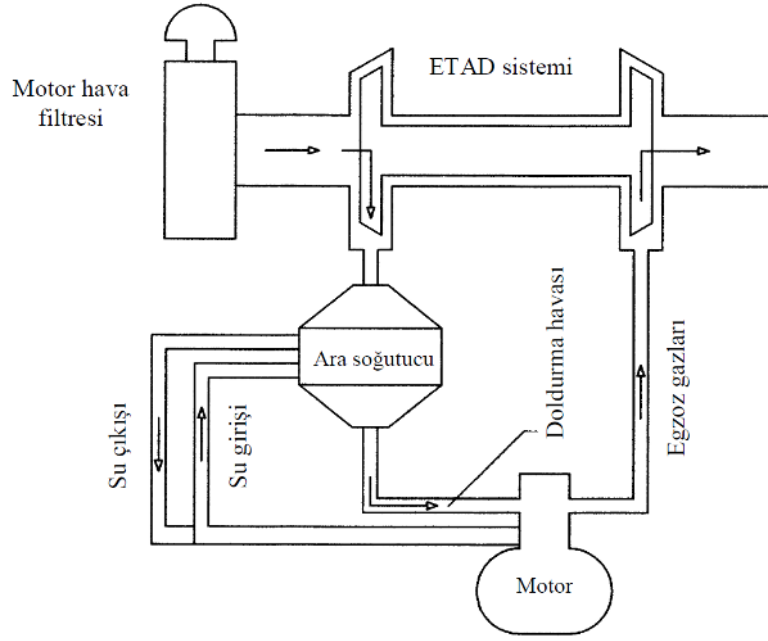


Şekil 2.13. Kanatlı-borulu su soğutmalı ara soğutucu kesit görünüşü [26].

Kullanım alanlarına göre değişkenlik gösteren su soğutmalı ara soğutma sistemi iki alt gruba ayrılır:

1. Motor soğutma suyunun ara soğutucuda kullanıldığı sistemler; yüksek seyir hızlarına ulaşamayan deniz ve demiryolu araçlarında uygulanan motor soğutma suyunun ara soğutucuda kullanıldığı bu sistemleri hava ile soğutmak verimli olmayacağından su ile soğutma tercih edilmektedir. Motor soğutma suyunun sistemde ulaşabileceği ortalama sıcaklık 80-83 derece civarındadır. Bu sistemin dezavantajı, kompresörden çıkan gazın sıcaklığı, minimum motor soğutma suyu sıcaklığına ulaşabilmektedir. Buna ilave olarak, motor soğutma suyu sistemde ortak olarak kullanıldığından dolayı bakım periyodu sıklıdır [26, 27].

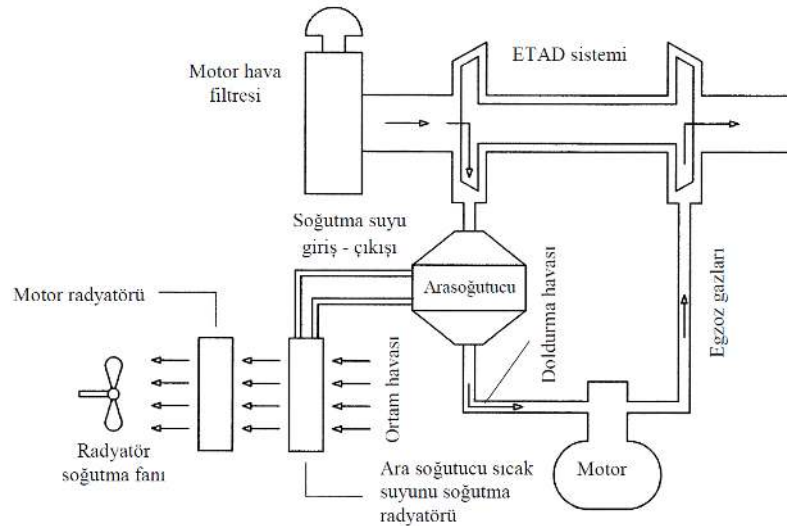
Şekil 2.14’de motor soğutma suyunun ara soğutucuda kullanıldığı sisteminin şematik görünümü verilmiştir.



Şekil 2.14. Motor soğutma suyunun ara soğutucuda kullanıldığı sistemin şematik görünümü [26].

2. Motor soğutma suyunun ara soğutucuda kullanılmadığı bağımsız sistemler; genellikle düşük hacimli turboşarjlı dizel motorlarda uygulanır. Motor soğutma sisteminden bağımsız olarak ara soğutucu harici bir su döngüsü ile soğutulur. Motor soğutma sisteminden ayrı olarak bir radyatör, su pompası ve fan kullanılarak sistemin sürekli soğutulması sağlanır.

Şekil 2.15’de motor soğutma suyunun ara soğutucuda kullanılmadığı bağımsız sistemin şematik görünümü verilmiştir.



Şekil 2.15. Motor soğutma suyunun ara soğutucuda kullanılmadığı bağımsız sistemin şematik görünümü [26].

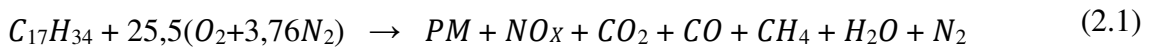
Ara soğutmanın temel amacı olan kompresörden çıkan yüksek sıcaklıkta gazın soğutulması ve böylece gazın yoğunluğunun artırılması için, gerekli soğutmanın motor soğutma sisteminden bağımsız bir radyatör ve fan aracılığıyla yapıldığı optimum sistemdir. Dezavantajı olarak tasarımlarının kompleks ve imalat maliyetlerinin yüksek olması sayılabilir. Bunun dışında sisteme sağladığı avantajlar [25];

- Isıl iletim katsayısı havaya göre daha fazla olması sebebiyle daha küçük hacme sahip su soğutmalı ara soğutucular daha verimli soğutma sağlar.
- Bağımsız su soğutmalı ara soğutucunun motor ile turboşarj arasında konumlandırılması dikkatli tasarlanırsa, hava soğutma sistemlerinde olduğu gibi ilave bir kanal veya hortum kullanmaksızın bağlantı sağlanarak maliyeti düşürülebilir.
- Anlık aşırı doldurma sisteminin tepkilerine karşı hava soğutmalı sistemlere göre daha hızlı tepki verir. Bu yüzden motor soğutma sisteminden bağımsız su soğutmalı sistemlerde türbin gecikme süresi daha azdır.
- Turboşarjın ani tepkilerine hızlı cevap vermesi ve daha düşük hacimle daha verimli soğutma sağlaması gibi sebeplerle şehir içinde kullanılan araçlarda uygulanması daha uygundur. Böylece yakıt sarfiyatı da düşmektedir.

2.4. DİZEL MOTORLARDA EGZoz EMİSYONLARI

Dizel yakıtın kimyasal formülü, $C_{17}H_{34}$ ile gösterilir. İdeal bir yanma sonucu ortaya çıkan ürünler ise CO_2 , H_2O ve N_2 'dir. Ancak tam yanmanın gerçekleşmesi mümkün değildir ve bu sebeple yanma sonrası CO , CO_2 , HC , NO_x ve partikül madde (PM) gibi bazı istenmeyen yan ürünlerde oluşur.

Dizel motorların yakıtın yanma denklemi kimyasal olarak aşağıdaki gibi ifade edilir;



Egzoz emisyon gazlarının oluşumu, yakıt kalitesi, motor türü, egzoz emisyon kontrol sisteminin varlığı ve sürüş şartlarına göre değişkenlik göstermektedir. Dizel yakıtların yanması için gerekli hava oranı benzine kıyasla daha fazladır. Buna bağlı olarak dizel

motorlardan atılan egzoz gazlarındaki NO_x ve PM oranı da fazladır [30]. Çizelge 2.1’de ağır hizmet dizel motorları için AB emisyon standartları verilmiştir [31].

Çizelge 2.1 Ağır hizmet dizel motorları için AB emisyon standartları.

Aşama	Tarih	Test Çevrimi	CO	HC	NO _x	PM	Duman
Euro I	1992, < 85kW	ECE R-49	4,5	1,1	8,0	0,612	-
	1992, > 85kW		4,5	1,1	8,0	0,36	-
Euro II	Ekim 1996		4,0	1,1	7,0	0,25	-
	Ekim 1998		4,0	1,1	7,0	0,15	-
Euro III	Ekim 1999 Sadece EEVler için	ESC & ELR	1,0	0,25	2,0	0,02	0,15
	Ekim 2000	ESC & ELR	2,1	0,66	5,0	0,10	0,8
						0,13	
Euro IV	Ekim 2005		1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
Euro V	Ekim 2008		1,5	0,46	2,0	0,02	0,5
Euro VI	31 Aralık 2013		1,5	0,13	0,4	0,01	-

Bu bölümde yanma sonrası oluşan emisyonların oluşum mekanizmaları incelenmiştir.

2.4.1. Karbonmonoksit (CO) Oluşumu

Silindir içerisinde gerçekleşen yanma esnasında ortamda bulunan oksijen oranının yetersizliğine veya silindir içerisindeki yakıt partiküllerinin oksijen ile buluşmadan uzaklaştırılmasına bağlı olarak karbonmonoksit oluşur. Karbon monoksit oluşumunun sebebi, yanma sırasında karbon atomlarının O₂’yi bağlayamamasıdır. Bu da demek oluyor ki, sistemden atılan CO oranı aynı zamanda yanma verimini de göstermektedir. Yanma verimi düşük olan motorlarda CO oluşumu yüksektir.

Dizel motorlardaki CO oluşumu benzinli motorlara kıyasla daha düşüktür. Bunun temel sebebi, dizel motorlarda sürekli olarak yüksek hava-yakıt oranına sahip karışım bulunmasıdır. Buna rağmen dizel motorlarda CO emisyonun yüksek gözlemlenmesinin sebepleri; tıkalı hava filtresi, düşük çalışma sıcaklığı, oksidasyon katalistinde meydana gelebilecek sorunlar veya püskürtülen yakıt taneciklerinin büyük çapta olması olarak gösterilebilir [32].

CO, insan sağlığı açısından oldukça zararlı ve zehirli bir gazdır. Solunması durumunda

kandaki alyuvarların oksijen tutma miktarını düşürdüğünden dolayı hayati organlarda tahribat meydana getirebilir. Maruz kalınması durumunda bireyler boğulma, baş ağrısı, yorgunluk, refleks zayıflığı, konsantrasyon bozukluğu ve zihin bulanıklığı yaşayabilir [33].

2.4.2. Hidrokarbon (HC) Oluşumu

Genel kimyasal formülü C_nH_m olan hidrokarbonların parafinler, alkenler ve aromatikler gibi birçok farklı formu mevcuttur. Oluşumunu tetikleyen iki ana sebep mevcuttur. Birincisi, silindire alınan hava oranının fazla olduğu durumda sistemdeki sıcaklıkların düşmesine bağlı olarak tüm yakıtın yanmamasıdır. İkincisi ise silindirde bulunan yakıt oranının fazla olmasına bağlı, verimsiz yanma gerçekleşmesidir. Her iki sebepte yanmanın tam verimle gerçekleşmemesinden kaynaklanmaktadır. Araçlardaki emisyonların yaklaşık % 50' sini oluşturan HC, insan sağlığı açısından zararlıdır.

Toksik içeriklerinden dolayı kötü kokuludur ve solunum yollarına zarar vererek kansere sebebiyet verebilmektedir [34].

2.4.3. Partikül Madde (İs) Oluşumu

Partikül madde, içeriğinde bulundurduğu yanmış yakıt tanecikleri, silindir duvarından gelen yağlama yağı tanecikleri, yoğunlaşmadan dolayı oluşan buhar tanecikleri gibi mikroskobik ölçekteki yapıların bir araya gelmesi sonucu oluşur. Yakıt kalitesi, motor hacmi ve çalışma sıcaklığı gibi birçok değişkene bağlı olarak PM içeriği değişkenlik göstermektedir. Bu yüzden kimyasal olarak formüle edilmesi oldukça güçtür. Genellikle yakıtın yetersiz yanması sonucu silindirde bulunan yağ ile birleşmesi sonucunda meydana gelir. Egzoz borusundan çıkan siyah renkli dumandan dolayı dizel araçların en karakteristik özelliklerinden biridir.

Tanecik boyutlarından dolayı üst solunum yollarında tutulamayan PM, akciğere kadar inerek bireylerde solunum yetmezliği, akciğer kanseri, astım gibi önemli sağlık problemlerine sebebiyet verebilmektedir [35].

Emisyon kontrol mekanizmaları sayesinde partikül maddeler filtre aracılığıyla egzozdan atılmadan önce tutulup rejenere edilerek sistemde tekrar kullanılması sağlanabilmektedir.

2.4.4. Azot Oksit (NO_x) Oluşumu

Yanma işlemi esnasında havada bulunan azot atomları ile oksijenin birleşimi sonucu

oluşan emisyonudur. 8 farklı formasyonda bulunabilen NO_x emisyonlarının en çok bilinen türleri Azot Oksit (NO), Azot Dioksit (NO₂) ve Nitroz Oksit (N₂O)'tir. Genellikle 1800 K ve üzeri sıcaklıklarda oluşumu kolaylaşan NO_x'in motor ilk çalıştığında ısınma süresi boyunca oluşması beklenmez. Renk ve kokuya sahip olmayan NO gazı emisyon regülasyonlarınca en fazla sınırlandırılan atık gaz olup, oksitlenme tepkimesi tersinir (redoks) olup düşük sıcaklık ve basınçta atomlarına ayrışabilir;



Dizel motorların hava-yakıt oranı daha yüksek olduğundan dolayı benzinli motorlara kıyasla daha fazla NO_x emisyonu sağlanır.

Solunum yoluyla insan vücuduna girip kana karışması sonucu hemoglobin ile birleşerek akciğerin çalışmasını bozabilir. Ayrıca mukoza ve solunum yolundaki nem ile birleşerek nitrik asit oluşması sonucu vücutta birikerek zamanla solunum yolları üzerinde kanser etkisi yaratabilmektedir [36].

2.5. NO_x KONTROL YÖNTEMLERİ

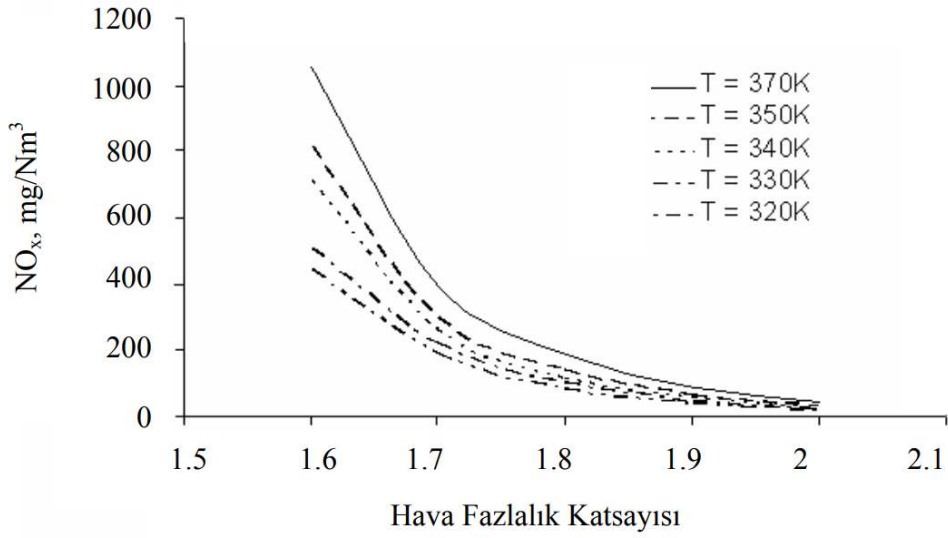
Fosil yakıt kaynaklarının sınırlı olması sebebiyle geri dönüştürülebilir yakıt kaynakları üzerine çalışmalar hızlanırken öte yandan fosil yakıtların çevreye olan zararını en düşük seviyeye indirmek amacıyla emisyon regülasyonları gün geçtikçe daha da katı hale gelmektedir. Bu durum karşısında motor üreticileri, otomotiv yan sanayileri, yakıt üreticileri ve bunun gibi birçok sektör, motordan atılan egzoz gazlarının zararını azaltmak üzerine daha fazla çalışmak zorunda kalmaktadır. Dizel motorlarda NO_x seviyesi belirli sınırlarda kontrol altında tutmak amacıyla farklı yöntemler mevcuttur.

2.5.1. Turboşarj Sonrası Ara Soğutucu ile NO_x Kontrolü

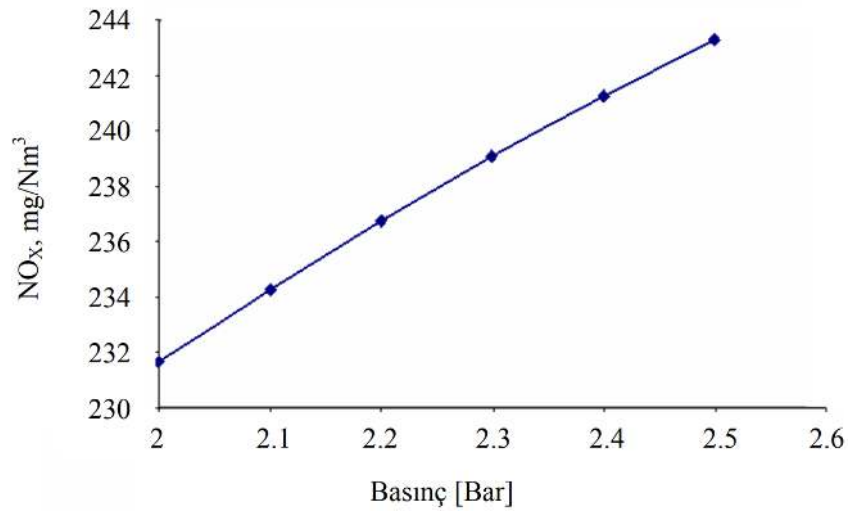
Dizel yakıtları daha fazla hava konsantrasyonu ile yanabildiği için motor verimi artırmak ve silindir içerisine daha fazla hava alınmasını sağlamak amacıyla turboşarj sistemi kullanılmaktadır. Ancak kompresörde sıkışan giriş havası, yüksek sıcaklık ve basınç değerlerindedir. Bu durum NO_x oluşumu için elverişli ortam oluşturur. Ara soğutucunun temel amacı, turboşarjdan silindire giren havanın sıcaklığını düşürerek yoğunluk artırımını sağlamaktır. Ara soğutucu sayesinde hava sıcaklığının düşmesi, NO_x emisyonu oluşumunu azaltır.

2.5.2. Dolgu Sıcaklığı ve Basıncı ile NO_x Kontrolü

Dizel motorlarda tutuşma gecikmesini azaltmak amacıyla yanma sonu sıcaklıklarının yüksek olması gerekmektedir. Yüksek sıcaklığa bağlı olarak basınç artar ve bunun sonucunda NO_x emisyonunda artış meydana gelir. Şekil 2.16’da, dolgu sıcaklığının, Şekil 2.17’de ise dolgu basıncının NO_x oluşumuna etkisi verilmiştir.



Şekil 2.16. Dolgu sıcaklığının NO_x emisyonu oluşumuna etkisi [37].



Şekil 2.17. Dolgu basıncının NO_x emisyonu oluşumuna etkisi [37].

2.5.3. Yakıtın Setan Sayısı ile NO_x Kontrolü

Dizel motorlarda tutuşma gecikmesine etki eden önemli faktörlerden bir tanesi de yakıtın içeriğinde bulunan setan sayısıdır. Tutuşma gecikmesi süresince silindir içerisindeki sıcaklık, yanma olmamasına rağmen istenmeyen bir şekilde artar. Gecikme sırasında

silindir içerisine daha az yakıt püskürtülmesi gereklidir. Daha az yakıtın hızlıca yanarak daha erken tutuşma sağlanması için yakıt içerisindeki setan sayısı önemlidir. Setan sayısı arttıkça tutuşma gecikmesi azalır. Genellikle setan sayısındaki artış NO_x oluşumu ile ters orantılıdır [38].

2.5.4. Egzoz Gazı Resirkülasyonu (EGR) ile NO_x Kontrolü

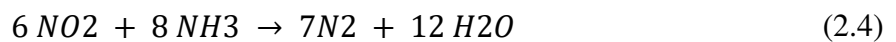
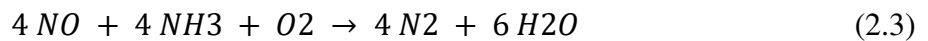
Egzoz gazının silindire doğrudan geri sevki ile silindir içerisindeki yüksek sıcaklığın ve basıncın bir miktar düşmesi sağlanmaktadır. Bu durumda NO_x oluşumu azalış göstermektedir. Ancak silindir içi sıcaklığın azalması sebebiyle yanma sıcaklığı da düşer. Ayrıca silindire doğrudan karbondioksit girişi sağlandığından oksijen yoğunluğu da düşüş gösterir. Yanma sonucu oluşan gazların da sıcaklığı zamanla düşmeye başlar. Bu sebeplere bağlı olarak motor çalışma verimliliği de düşer [39].

EGR, NO_x emisyonunda önemli bir fayda sağlamaktadır. Fakat fazla olması durumunda motor verimi düşeceğinden dolayı her motor için optimum seviyede dizayn edilmelidir. Ayrıca egzoz gazları silindir içerisinde tekrar çevrime girdiğinden PM oluşum miktarı artış göstermektedir.

2.5.5. Seçici Katalitik İndirgeme ile NO_x Kontrolü

İlk olarak 1970 yılında Japonya’da bir termik enerji santralinde NO_x emisyonunu azaltmak amacıyla kullanılan seçici katalitik indirgeme, genellikle ağır ticari araçlarda kullanılır.

Egzoz gazı atmosfere atılmadan önce partikül filtresinden geçer ve daha sonra katalitik yüzey kaplamalı bir filtreden geçerken karışım, stokiyometrik seviyeye ulaşana kadar amonyak (NH₃) püskürtülür. Egzoz gazı içerisindeki NO_x ile NH₃ tepkimeye girerek N₂ ve H₂O oluşumu sağlanır. Bu sayede NO_x emisyonları azaltılır. Aşağıda SCR sisteminde meydana gelen kimyasal tepkimeler gösterilmektedir.



2.5.6. Yanma Odasına Su Gönderilmesi ile NO_x Kontrolü

NO_x emisyonunun kontrolünün sağlanması için uygulanan en verimli yöntemlerden biri de motora su gönderilmesidir. EGR sisteminde olduğu gibi motora, dışarıdan daha düşük

sıcaklıkta bir bileşen gönderilerek silindir içerisindeki sıcaklığın düşmesi sonucu NO_x 'in oluşumunun önüne geçilmesini sağlayan sistemdir. EGR'dan farkı, silindire dışarıdan egzoz gazı yerine özgül ısısı yaklaşık 4 kat daha yüksek olan suyun gönderilmesidir. Özgül ısı birim miktardaki maddenin sıcaklığını bir derece arttırmak için gerekli ısı miktarı şeklinde tanımlanmaktadır. Bu tanım referans alındığında, silindire su gönderilmesi durumunda yanma sonucu oluşacak olan sıcaklığın düşeceği öngörülebilir. Öte taraftan silindir içerisinde yüksek basınç ve sıcaklıktan dolayı buhar haline geçen suyun yakıtla karışımı sonrası yakıtın daha fazla yanma yüzeyine sahip olmasını sağlar. Bu sayede tutuşma daha hızlı gerçekleşerek motor verimliliği artar. Buna bağlı olarak motor performansında da artış gözlemlenmektedir [40]. Ayrıca yanma sonu sıcaklığın düşmesi öngörülebilir.

Yanma odasına su gönderilmesi metodolojik olarak üç farklı şekilde gerçekleştirilebilir;

- ❖ Su – yakıt (dizel) karışımı (emülsife yakıt),
- ❖ Suyun giriş havasına enjeksiyonu
- ❖ Suyun silindir içerisine direkt enjeksiyonu.

3. MATERYAL VE METOD

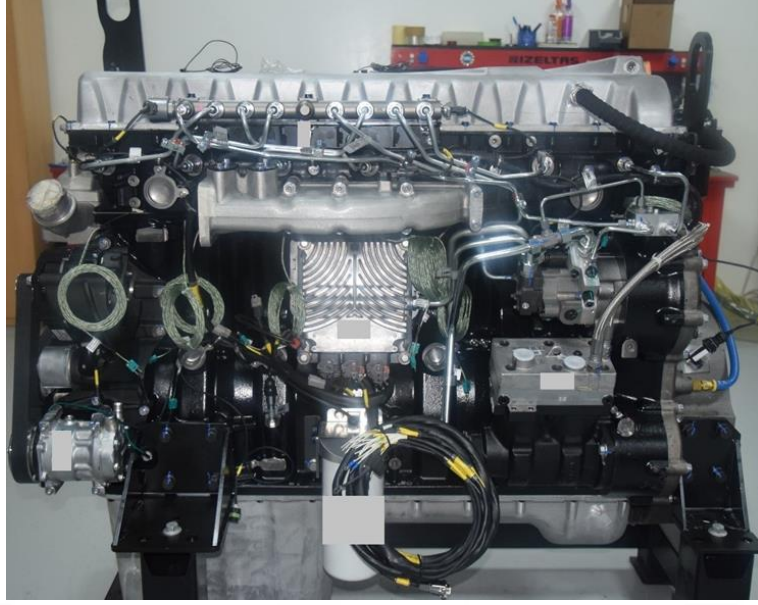
3.1. DENEY MOTORUNUN TEKNİK ÖZELLİKLERİ

Deney motorunun teknik özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Deney motorunun teknik özellikleri.

Motor Hacmi	12800 cm ³
Silindir Sayısı	6
Supap Sayısı	24
Sıkıştırma Oranı	17:1
Motor Gücü	600 Hp (1800 d/dak)
Motor Torku	2700 Nm (900-1400 d/dak)
Maksimum Devir	2700 d/dak
Emiş Sistemi	Turbo

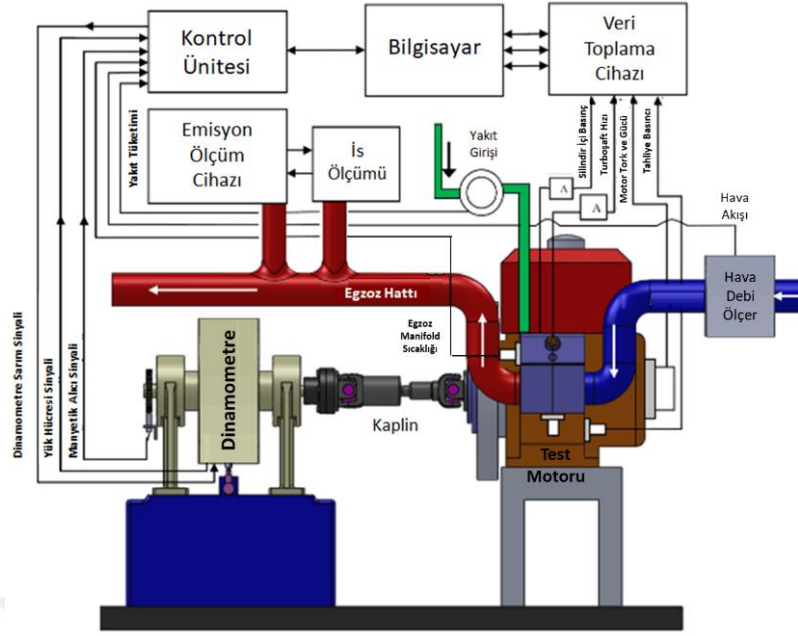
Deneylerde 12,8 litre motor hacmine sahip, dört zamanlı, altı silindirli ve su soğutmalı dizel bir motor kullanılmıştır. Aşırı doldurma sistemi olarak turboşarj kullanılmakta, common rail sistemine sahip direkt püskürtmeli bir yakıt sistemi bulunmaktadır. Çalışma sırasında rail basıncı 2000 bar’a kadar çıkmaktadır. Enjektörlerin açılma zamanları ve süreleri, püskürtme avansları, püskürtme miktarları, kam mili ve volan devirleri elektronik kontrol ünitesi ile kontrol edilmektedir. Su pompası, klima ve alternatör parçaları kayışla tahrik edilirken, yakıt pompası, yağ pompası, hava kompresörü dişliler ile tahrik edilmektedir. Kam mili de avare dişliler aracılığı ile krank dişlisinden tahrik almaktadır. Her silindirde 2 emme 2 egzoz olmak üzere motorda toplam 24 valf bulunmaktadır. Motorun egzoz supaplarını tahrik eden bir motor freni bulunmaktadır. Test motorunda ara soğutucu bulunmamakta, soğutma için gerekli su test odasından sağlanmaktadır. Şekil 3.1’de deney motoru resmi verilmiştir.



Şekil 3.1. Deney motorunun görünümü.

3.2. MOTOR DENEY DÜZENEGİ

Motor deney düzeneği ile, motorun tork ve güç değerleri ile birlikte hava, yakıt tüketimleri ile soğutma suyu basınç ve sıcaklığı ölçülebilmektedir. Ayrıca egzoz emisyon değerleri de ölçülebilmektedir. Motora giren hava sıcaklığı, nemi ve debisi test sensörler tarafından ölçüldükten sonra hava filtrelenerek motora gönderilmiştir. Havanın filtre sonrası, kompresör sonrası, ara soğutucu sonrası sıcaklık ve basınç değerlerinin ölçümü yapılmıştır. Hava kompresörde sıkıştıktan sonra ara soğutucuda soğutularak silindir içine alınmıştır. Deney düzeneği şematik olarak Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik görünümü.

Motor deney düzeneği bir test odasına kurulmuş olup yakıt beslemesi, tesisin üst katında bulunan bir yakıt tankından yapılmaktadır. Yükseklik farkından dolayı kendi cazibesi ile akan yakıt, motora girmeden önce filtrelenecek ve bir eşanjörde şartlandırılarak motora girmektedir. Motorda dolaşarak geri dönen yakıt ise bir pompa vasıtası ile tanka geri boşaltılmakta ve döngü tekrarlanmaktadır. Motorda ısınan su, test odasındaki şartlandırıcılarda soğutulmakta ve motorun ısı yükü bu şekilde atılmaktadır. Su hattının girişi ve çıkışlarında basınç ve sıcaklık ölçümleri yapılmaktadır. Test odasının genel görünümü Şekil 3.3’de verilmiştir.



Şekil 3.3. Test odasının görünümü.

3.2.1. Test Dinamometresi

Günümüz modern dünyasında, içten yanmalı motorların veya herhangi bir tahrik mekanizmasının tork ve güç özelindeki performans geliştirmeleri dinamometreler aracılığı ile yapılır. Dinamometreler, tork, kuvvet ve gücü dönen bir şaft aracılığı ile ölçen cihazlardır. Şaft hızı bir takometre ya da hız sensörü ile, tork ise bir tork sensörü ile ölçülür. Güç doğrudan bir sensör aracılığı ile ölçülebilir ya da tork ve şaft hızı yardımı ile hesaplanabilir.

Motorun tork ve güç ölçümleri için Schneider marka elektrikli bir AC dinamometre kullanılmıştır. Dinamometre vasıtası ile motor, tork, güç ve hız kontrollü olarak test edilebilmektedir. Dinamometre EN 60034-1 standardına uygundur. Dinamometrenin teknik özellikleri Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2 Dinamometrenin teknik özellikleri.

Motor Markası	Schneider
Maksimum Hız	5800 d/dak
Maksimum Güç (@ nominal hız)	590 Hp
Maksimum Tork (@ nominal hız)	3000 Nm

3.2.2. Egzoz Emisyonu Ölçüm Cihazı

Motor çalışırken, egzoz çıkışına ufak bir prob yerleştirilir. Aynı zamanda egzoz gazları ufak bir fan yardımı ile analizöre doğru çekilir. Bir çok emisyon cihazında, HC, CO ve CO₂ ölçümü için kızılötesi ışınlar kullanılır. Işığın nasıl soğurulduğu ve yayıldığına bağlı olarak emisyon cihazı, numune içerisinde her bir gazdan ne kadar olduğunu ölçer. Egzozdaki O₂ ve NO_x miktarını ölçmek için de elektrokimyasal bir sensör kullanılır. Bu sensör aracılığı ile her bir gaz numunesi için ölçümler tamamlanır.

Emisyon cihazındaki ölçümler, cihazın boru uzunluğu ve analizörün tepki hızına bağlı olarak her 15 saniyede bir sürekli olarak güncellenir. Cihazın yeteneğine göre bu frekans azaltılabilmektedir. Analizörün yeteneklerine ve özelliklerine bağlı olarak, motorun “Lambda” veya hava/yakıt oranı ve yanma verimi hesaplanıp görüntülenebilir.

Doğru okumaların yapılabilmesi için, emisyon cihazları standart bir kalibrasyon gazı kullanılarak belirli periyotlarda kalibre edilmelidir. Ünitenin doğru okuma yapabilmesi için belirli bir süre gaz akışı sağlanmalı ve ünite ısıtılmalıdır [41].

Bu testte alınan emisyon ölçümleri AVL marka duman ölçer ve emisyon cihazı ile gerçekleştirilmiştir. Tüm ölçümler TSE 13231 standartlarına uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Deneyler esnasında is, NO_x, CO ve HC emisyonları ölçülmüştür. İs ölçüm cihazının görünümü Şekil 3.4’de verilmiştir. Emisyon cihazının teknik özellikleri Çizelge 3.3’de verilmiştir.



Şekil 3.4. İs ölçüm cihazı.

Çizelge 3.3. Emisyon ölçüm cihazının teknik özellikleri.

Özellik	NO _x (ppm)	CO (%)	HC (ppm)	İs (%)
Emisyon Hassasiyeti	+ 10	0,01	+ 10	+ 1

3.2.3. Kullanılan Sensörlerin Teknik Özellikleri

Deneyler sırasında, sıcaklık, basınç ve hız değerleri farklı tipteki sensörler aracılığı ile ölçülmüştür.

Basınç sensörleri incelendiğinde, piezoelektrik ve piezodirenç sensörler ön plana çıkmaktadır. Piezoelektrik, bir malzemenin kendisine mekanik kuvvet uygulandığında voltaj üretme özelliğidir. Bunun tersine piezodirenç etkisi ise, malzemenin kendisine uygulanan kuvvete karşı değişme direncidir. Her iki durumda da mekanik kuvvet, sıkıştırma, çekme veya bükme kuvveti olabilir.

Seramik ve kuvars kristali, basıncı algılamak için yaygın olarak kullanılan piezoelektrik malzemelerdir. Malzeme üzerindeki mekanik kuvvet, yükseltilmiş voltaj sinyaline dönüştürülen bir yük oluşturur. Kristal tarafından üretilen elektrik sinyali hızla bozulabildiği için statik ölçümlerden ziyade 100 kHz'e kadar olan dinamik basınç ölçümleri için kullanılırlar. Örneğin, mikrofonlar genellikle basıncı elektriğe dönüştürmek için kuvars kristali kullanır. Sualtı patlamaları da piezoelektrik basınç sensörleri tarafından tespit edilebilir.

Piezodirenç etkisi, basıncı ölçmek için gerinim ölçerlerde (strain gauge) kullanılır. 4 kollu bir Wheatstone köprüsünde yaygın olarak uygulanan dirençteki değişim, ΔR , iki ayakta toplama ve diğer iki ayakta çıkarmadır. Daha yaygın yaklaşım olan sabit voltajlı bir çıkış üretmek için sabit akım veya sabit voltaj uygulanır. Hem geleneksel bağlanmış hem de bağlanmamış gerinim ölçerler ve entegre silikon basınç sensörleri Wheatstone köprülerini kullanır [42].

Bunların haricinde geleneksel olarak nitelendirdiğimiz kapasitif, kapasitif fark ve silikon basınç sensörleri de bulunmaktadır. Bu sensörler, içlerindeki bir diyaframın basınç karşısındaki esneme hareketi yardımı ile basınç ölçerler. [43]

Bu çalışmada, silindir içi basınç değerleri ölçümü için Kistler marka 6044A model bir yüksek sıcaklık silindir içi piezoelektrik basınç sensörü kullanılmıştır. Yanma sırasında

ortam sıcaklığı 700 °C'ye kadar ulaştığında, sensörün yüksek sıcaklıkta ölçüm yapabilmektedir. Şekil 3.5'te deneylerde kullanılan basınç sensörü verilmiştir.



Şekil 3.5. Kistler 6044A model basınç sensörü.

Devir sensörleri, mekanik tahrik sistemlerini izlemek, ayarlamak ve kontrol etmek için kullanılır. Mekanik sistemlerin aşırı yükten korunması noktasında önemli rol oynarlar. Hız sensörlerinin büyük çoğunluğu, manyetik akıdaki değişime bağlı olarak dişli çarklar veya şaftlar gibi ferromanyetik yapıların hareketini algılar. Sensör bir dişi veya boşluğu geçtiğinde, manyetik alan üzerindeki etki buna göre değişir. Manyetik alandaki bu değişiklikler elektriksel değişkenlere dönüştürülebilir ve daha sonra koşullandırılabilir. Başka bir deyişle, manyetik alandaki değişim, sensörün elektriksel çıkış sinyalini yansıtır.

Turbo şaft hızının ölçümünde Micro Epsilon marka DZ 140 model hız ölçüm sensörü kullanılmıştır. Endüktif tip bir sensör sistemi olan DZ 140 modeli, motor bölmesi ve turboşarj hızı ölçümleri için özel olarak tasarlanmıştır. Sensör, 285 °C'ye kadar sıcaklıklara dayanıklıdır. Bu nedenle sağlam minyatür ölçüm sistemi motor bölmesine kolayca monte edilebilir. Endüktif ölçüm prensibi test hücrelerinde ve yol testlerinde mükemmel parazit direnci sunarken, 200 dev/dak ile 400.000 dev/dak aralığında hassas ölçüm sonuçları sağlar. Şekil 3.6'da turboşaft hız sensörü verilmiştir.



Şekil 3.6. Turboşaft hız sensörünün gösterimi [44].

Endüstriyel sıcaklık ölçümlerinde bir çok farklı metot uygulanmaktadır. RTD sensörler, termokupllar ve kızılötesi termometreler en yaygın ölçüm metotlarındandır.

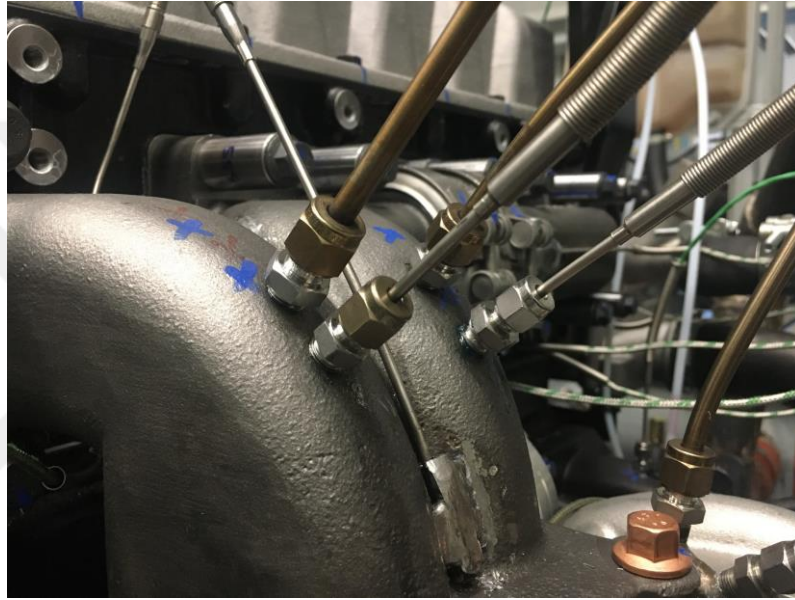
Direnç Sıcaklık Dedektörleri veya RTD'ler, bir metalin direncinin doğrudan sıcaklıkla değiştiği prensibi ile çalışan kontak sensörleridir. RTD'ler, platin gibi direnci çok sayıda uluslararası standart enstitüsü tarafından belgelenmiş saf elementler kullanır. Sıcaklık değiştiğinde metalin direncinde öngörülebilir bir değişiklik olur; bu değişiklik kullanılarak sıcaklık belirlenir. RTD'ler yüksek doğruluk derecesine sahiptir, kirlilikten etkilenmezler ve uzun süreli kullanımlar için uygundur. Ancak yüksek maliyet, titreşimden kolay etkilenebilme, kırılma olma ve gaz ölçümlerindeki yanılma durumları da olumsuz özellikleri olarak sayılabilir.

Kızılötesi termometreler, temassız sıcaklık ölçümü sağlayan aygıtlardır. Çalışma prensibi, kızılötesi enerjinin ölçümüne dayanır. Sıcaklık ne kadar fazla olursa, yayılan kızılötesi enerji de o kadar yüksek olur. Bu doğru orantı sayesinde, kızılötesi termometreler temasa gerek kalmadan sıcaklık ölçümü yapabilirler. Temassız ölçüm kabiliyeti, hızlı cevap süresi ve tek cihazın uzun dönemlerde kullanılabilir olması bu tür termometrelerin avantajlarındandır. Bazı optik engeller sebebiyle ölçümün etkilenebiliyor olması, yansıma özelliği olan nesnelerdeki ölçüm hataları ve yüksek ilk yatırım maliyetleri bu cihazların olumsuz özelliklerindendir.

En yaygın olarak kullanılan ölçüm aletlerinden biri de termokupllardır. Termokupllar bir uçta birleştirilmiş iki farklı metalden oluşan temaslı sıcaklık ölçüm cihazlarıdır. İki farklı metalin birleşim noktası genellikle ölçümün yapılacağı noktadır. Bu nokta ısıtıldığında

veya soğutulduğunda, referans sıcaklıkla ilişkilendirilebilen bir voltaj üretilir. Kullanılan metal tiplerine göre çok farklı çeşitte termokupllar bulunmaktadır. Basit yapısı, geniş ölçüm aralıkları, hızlı cevap süresi ve düşük maliyeti bu tip sensörlerin avantajlarıdır. Sık kalibrasyon ihtiyacı, göreceli düşük hassasiyet ve düşük korozyon direnci bu sensörlerin olumsuz yönlerini teşkil etmektedir [45].

Bu çalışma özelinde farklı noktalardan alınan sıcaklık ölçümlerinde, kromal ve alümel metal çiftinin oluşturduğu K tipi termokupllar kullanılmıştır. Şekil 3.7’de egzoz manifoldu üzerindeki K tipi termokupl sensörleri verilmiştir.



Şekil 3.7. Egzoz manifoldu üzerindeki K tipi termokupl sensörleri.

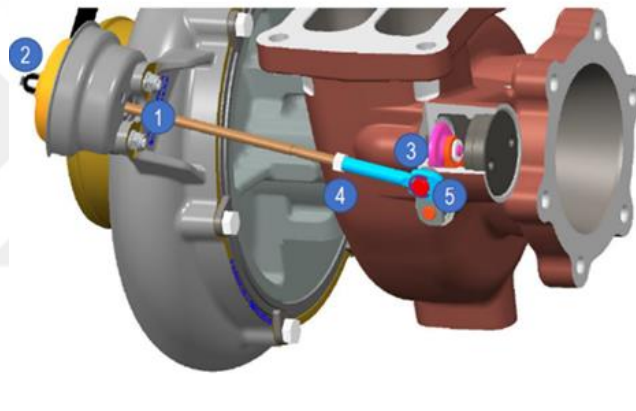
Sensörlere ait teknik veriler Çizelge 3.4’te verilmiştir.

Çizelge 3.4 Kullanılan sensörlerin teknik özellikleri.

Sensör Adı	Çalışma Sıcaklığı	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet
Micro Epsilon DZ140	-40 +125 ($^{\circ}C$)	500 - 400.000 (<i>d/dak</i>)	% $\pm 0,2$ (<i>FSO</i>)
Kistler 6044A	-20 +350($^{\circ}C$)	0 - 300 (<i>bar</i>)	≈ -30 (<i>pC/bar</i>)
K tipi Termokupl	-200° +1350 ($^{\circ}C$)	-200° +1350 ($^{\circ}C$)	% 0,75

3.2.4. Kullanılan Turboşarj Sistemi

Günümüzde kullanılan aşırı doldurma sistemleri, turboşarj ve süperşarj olmak üzere iki ana grupta toplanabilir. Turboşarjlar kendi arasında tek kademeli, çift kademeli, tahliye kapaklı, tahliye kapaksız ve değişken geometrili olarak farklı çeşitlere sahiptir. Bu çalışmada sabit geometriye sahip, tek kademeli ve tahliye kapaklı bir turboşarj kullanılmıştır. Turboşarj üreticisi PANKL şirkettir ve turboşarjın maksimum güvenli çalışma hızı 110.000 d/dak'dır. Tahliye kapaklı bir turboşarjda, turboşarj kompleksinin kompresör çıkış hattına bağlı bir yay bulunmaktadır. Sıkıştırılan hava basıncı belirli bir değerin üzerine çıktığında yay basılır ve türbin kısmında bulunan tahliye kapağı açılır. Bu sayede egzozdan çıkan gazların bir kısmı türbini döndürmeden doğrudan tahliye edilir. Bu şekilde şaftın dönüş hızı sınırlandırılmış olur. Deney sırasında kullanılan turboşarj şematik olarak Şekil 3.8'de verilmiştir.



Şekil 3.8. Kullanılan turboşarjın şematik görünümü.

3.3. DENEY PROSEDÜRÜ

Motor soğutma suyu yaklaşık 90 °C'ye ve motor yağ sıcaklığı yaklaşık 100 °C'ye ulaşınca ölçümler alınmaya başlanmıştır. Yarım saat süren ısınma testleri sırasında, motor 800 ve 1000 d/dak'da döndürülmüştür. Deneyler motor tam yük altında iken 1000, 1500 ve 1800 d/dak hızlarında yapılmıştır. Deneyler sırasında turboşaft hızı, tahliye basınç ayarı yapılarak kontrol edilmiştir. Tahliye basınç ayarı, tahliye kapağına ön yükleme basıncı verilerek ayarlanmıştır. Tahliyeyi gerçekleştiren itici çubuğun ucunda sıkıştırılan bir yay bulunmaktadır. İlk olarak itici çubuğun diğer ucundaki somun gevşetilerek bu yayın boşa çıkması sağlanmıştır. Sonrasında yay tarafında bulunan girişten istenilen basınçta hava verilerek yayın sıkışması sağlanıp, somunun bu pozisyonda sıkılması ile ön

yükleme ayarı yapılmıştır. Tahliye basınç ayarı, denenecek en düşük basınç olan 2,6 bara ayarlanarak ilk ölçümler alınmıştır. Sonrasında, motorun ısınma döngüsü tekrarlanarak, 3,05, 3,07, 3,15 ve 3,30 bar değerlerinde ölçümler tekrarlanmıştır.

Deneyler sırasında test odasından alınan tüm ölçümler ve bu  l  mlere bağlı olarak hesaplanan parametreler AVL Puma yazılımı kullanılarak kaydedilmiştir. Deney sırasında alınan tüm ölçümler  izelge 3.5’de verilmiş olup, PUMA yazılımına bu tablo yüklenmiştir. PUMA yazılımı, deneyler sonucunda alınan ölçümleri ham data olarak excel arayüzüne aktarabilmektedir. Ham dataların kullanılabilir hale getirilmesi, Excel programında hazırlanan bir makro aracılığıyla yapılmıştır. şekil 3.9’da AVL PUMA yazılımı arayüzü verilmiştir.



şekil 3.9. AVL Puma arayüzü.

Çizelge 3.5 Test odasından alınan ölçümler.

Parametre	Birim	Ölçüm Aralığı	Sensör Tipi	Lokasyon
Motor Torku	Nm	0 - 3000	Tork Hücresi	Dinamometre
Hız	d/dak	0 - 5800	DZ 140	Dinamometre
Kompresör Çıkış Basıncı	mbar	(-1000) - (3000)	Model A-10	Test Odası
Egzoz Çıkış Basıncı	mbar	0 - 4000	Model A-10	Test Odası
Egzoz Çıkış Sıcaklığı	°C	(-200) – (1350)	K tipi	Test Odası
Turboşaft Hızı	d/dak	500 – 400.000	DZ 140	Kompresör çarkı
Silindir İçi Basınç	bar	0 - 300	6043a	1. Silindir İçi
Egzoz Gazı Sıcaklığı	°C	(-200) – (1350)	K tipi	Türbin Girişi
Su Çıkış Basıncı	mbar	0 - 4000	Model A-10	Termostat Muhafaza
Su Giriş Basıncı	mbar	0 - 4000	Model A-10	Su Pompası
Hava Sıcaklığı	°C	(-200) – (1350)	K tipi	Test Odası
Kompresör Çıkış Sıcaklığı	°C	(-200) – (1350)	K tipi	Test Odası
Ara Soğutucu Sonrası Sıcaklık	°C	(-200) – (1350)	K tipi	Test Odası
Yağ Sıcaklığı	°C	(-200) – (1350)	K tipi	Karter
Su Sıcaklığı	°C	(-200) – (1350)	K tipi	Termostat Muhafaza
Emisyon O ₂ , HC, CH, COH ₂ , NO _x , NO ₂ ,	ppm	N/A	N/A	AVL Emission Analyzer
BSFC	g/kW.h	N/A	N/A	Dinamometre
Blowby Basıncı	mbar	(-1000) - (3000)	Model A-10	Külbütör Kapağı
Egzoz Gazı Basıncı	mbar	0 - 4000	Model A-10	Manifold Üzeri
Yağ Basıncı	mbar	0 - 6000	Model A-10	Yağ Soğutucu Üzeri
THC	g/kW.h	N/A	N/A	Dinamometre
Emisyon İs	FSN	0 - 10	Smoke Meter	Smoke Meter

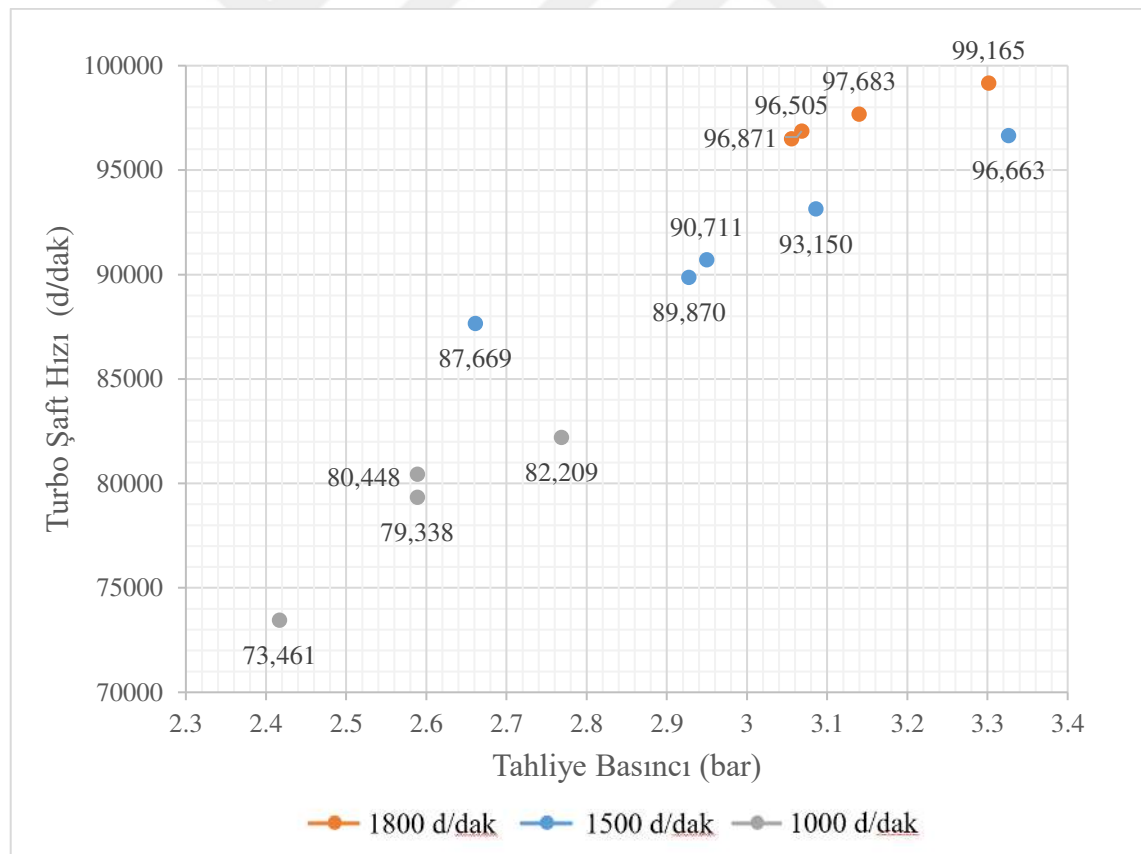
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİ

4.1.1. Turbo Şaft Hızı

Tahliye basıncı ayarı ile kontrol edilen kompresör çıkış basıncı, turbo şaft hızının çıkabileceği maksimum limiti belirler. Çalışma sırasında motorun 3 farklı hızı için (1000, 1500, 1800 d/dak) minimum 3'er farklı tahliye basıncı ile veri toplanmış ve motor performansına etkileri gözlenmiştir.

Şekil 4.1'de kompresör çıkış basıncı arttıkça turboşaft hızında doğrudan arttığı ve kompresör çıkış basınçlarına karşılık gelen turboşaft hızları verilmiştir. En düşük turboşaft hızına 1000 d/dak ve 2,6 bar'da, en yüksek turboşaft hızına 1800 d/dak ve 3,3 bar'da ulaşılmıştır. 1800 d/dak'daki turboşaft hızları ve tahliye basınçları ayrıca Çizelge 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1. Kompresör çıkış basıncına bağlı olarak turboşaft hızının değişimi.

Çizelge 4.1 Tahliye basınçlarına göre 1800 d/dak motor hızında turboşaft hızları.

Tahliye Basıncı (bar)	Turboşaft Hızı (d/dak)
3,05	96.505
3,07	96.871
3,15	97.683
3,30	99.165

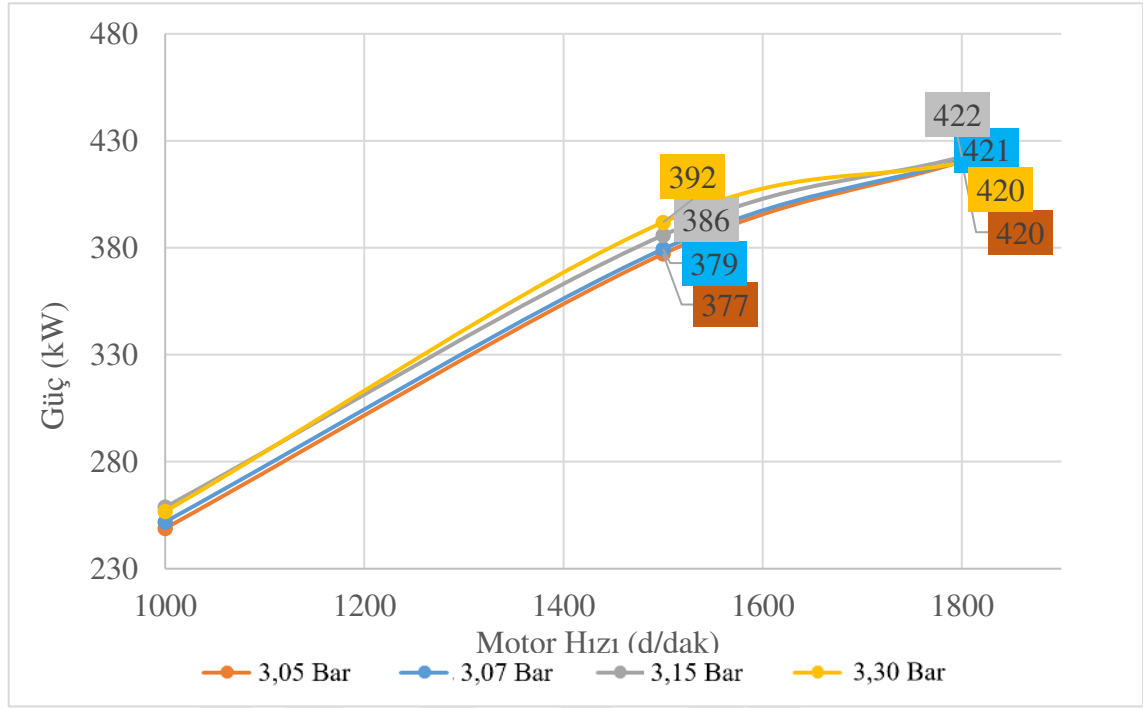
4.1.2. Motor Gücü ve Torku

Motorun ürettiği tork, silindir içindeki basınç, krank kaçıklığı (krank mili merkezinin piston-biyel kompleksi merkezine mesafesi) ve silindir çapına bağlıdır. Turboşaft hızının artması, bu parametrelerden yalnızca silindir içi basınca etki eder. Turboşaft hızı arttıkça, turboşarj kompleksinin kompresör kısmı, daha hızlı dönerek daha çok miktarda hava sıkıştırmaktadır. Bu şekilde silindir içine gönderilen temiz hava miktarı da artış göstermektedir. Silindir içine aldığımız hava miktarının artması, silindir içi basıncı doğru orantılı olarak artırır. Bu sayede motorun ürettiği tork miktarı da artış gösterir.

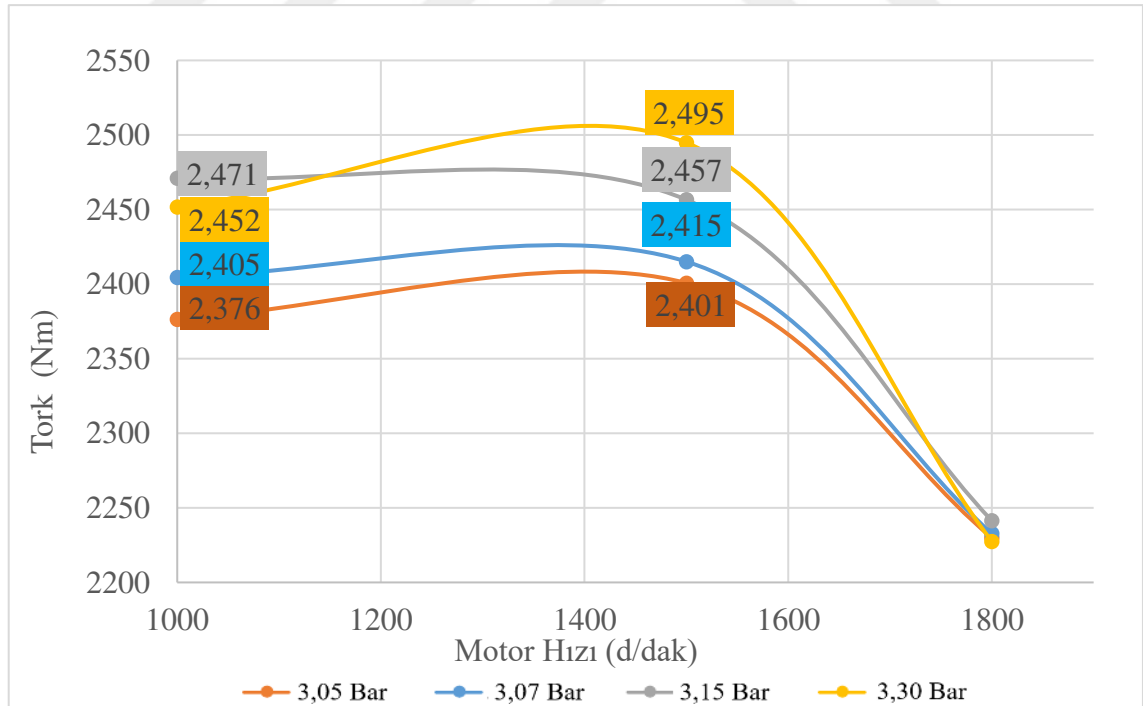
Şekil 4.2 ve Şekil 4.3’de farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak motor gücüne ve torkuna olan etkisi verilmiştir. Motor tam yükte iken tahliye basınç artışının motor gücünü ve torkunu doğru orantılı olarak arttırdığı görülmüştür. Bu artış 1500 d/dak’da daha belirgin iken, 1800 d/dak’da tüm tahliye basınçları için birbirine yakın değerler elde edilmiştir. 1500 d/dak’da 392 kW maksimum motor gücüne ve 2495 Nm torka, 3,3 bar tahliye basıncında erişilmiştir. 1800 d/dak’da 422 kW maksimum motor gücüne 3,15 bar tahliye basıncında erişilmiştir. 1800 d/dak’da supap açılma sürelerinin kısılmasına bağlı olarak düşen volumetrik verim, tüm tahliye basınçlarında maksimum motor güçlerinin birbirine yakın çıkmasına neden olmuştur.

Tahliye basıncı arttıkça, turboşarjın kompresör kısmı daha hızlı dönerek motora gönderilen hava debisini artırmıştır. Tahliye basıncına bağlı olarak volumetrik verimin artması, yanma verimini arttırarak tam yanmayı sağlamıştır. Bu durum motor tarafından üretilen tork ve güç değerlerini, tahliye basıncı ile doğru orantılı olarak arttırmıştır. Motor devrine bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarının artması, tüm tahliye basınçlarında devre bağlı olarak motor gücünü artırmıştır. Fakat motor devrine bağlı olarak volumetrik verimin düşmesi ve yanma için gerekli sürenin kısılması, tüm tahliye basınçlarında 1800

d/dak'da torkun düşmesine neden olmuştur.



Şekil 4.2. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının motor gücüne etkisi.

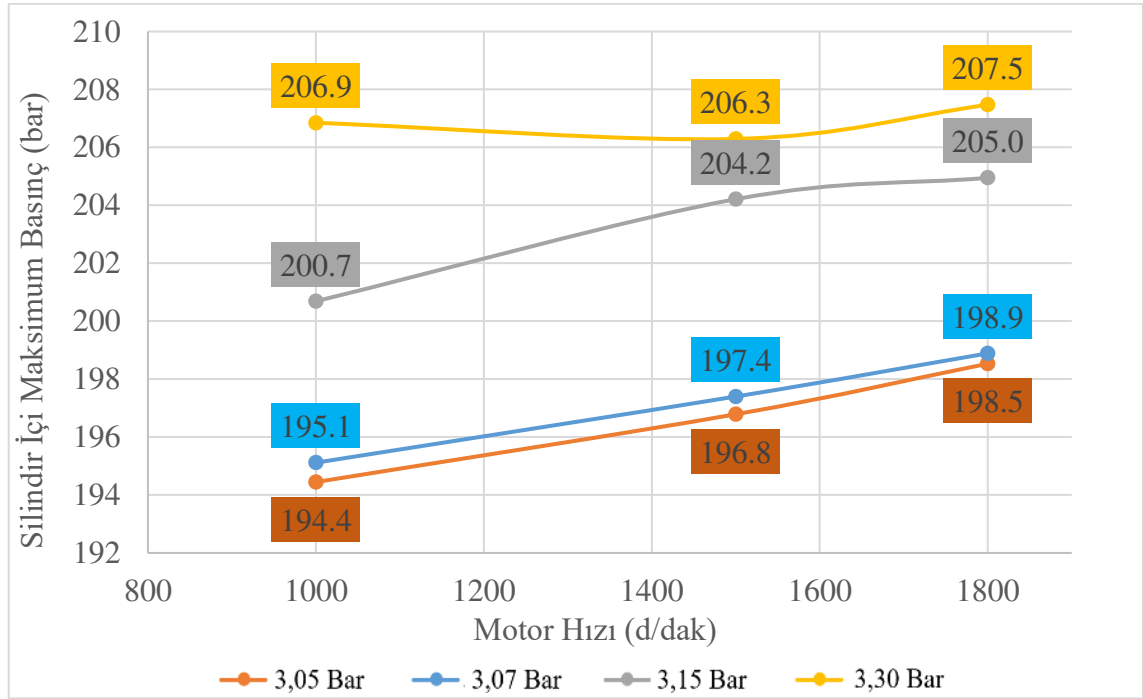


Şekil 4.3. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının motor torkuna etkisi.

4.1.3. Silindir İçi Basıncı

Şekil 4.4'te farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak silindir içi maksimum

basınç değerlerine olan etkisi verilmiştir. Motor için güvenli maksimum silindir içi basınç değeri 210 bar olarak öngörülmüştür. Silindir içi basınç değeri, silindir içine alınan hava miktarı ile doğru orantılıdır. Bu nedenle tahliye basıncına bağlı olarak silindir içi maksimum basınç değerleri artmıştır. Şekil 4.4'te, 1000 d/dak, 1500 d/dak ve 1800 d/dak'da silindir içi basınç değerlerinin, tahliye basınç artışına ve motor devrine bağlı olarak arttığı görülmektedir. En yüksek silindir içi basınçlara 3,3 bar tahliye basıncında ulaşılmıştır. Bu durum en yüksek volümetrik verime 3,3 bar tahliye basıncında ulaşılmasından kaynaklanmıştır.

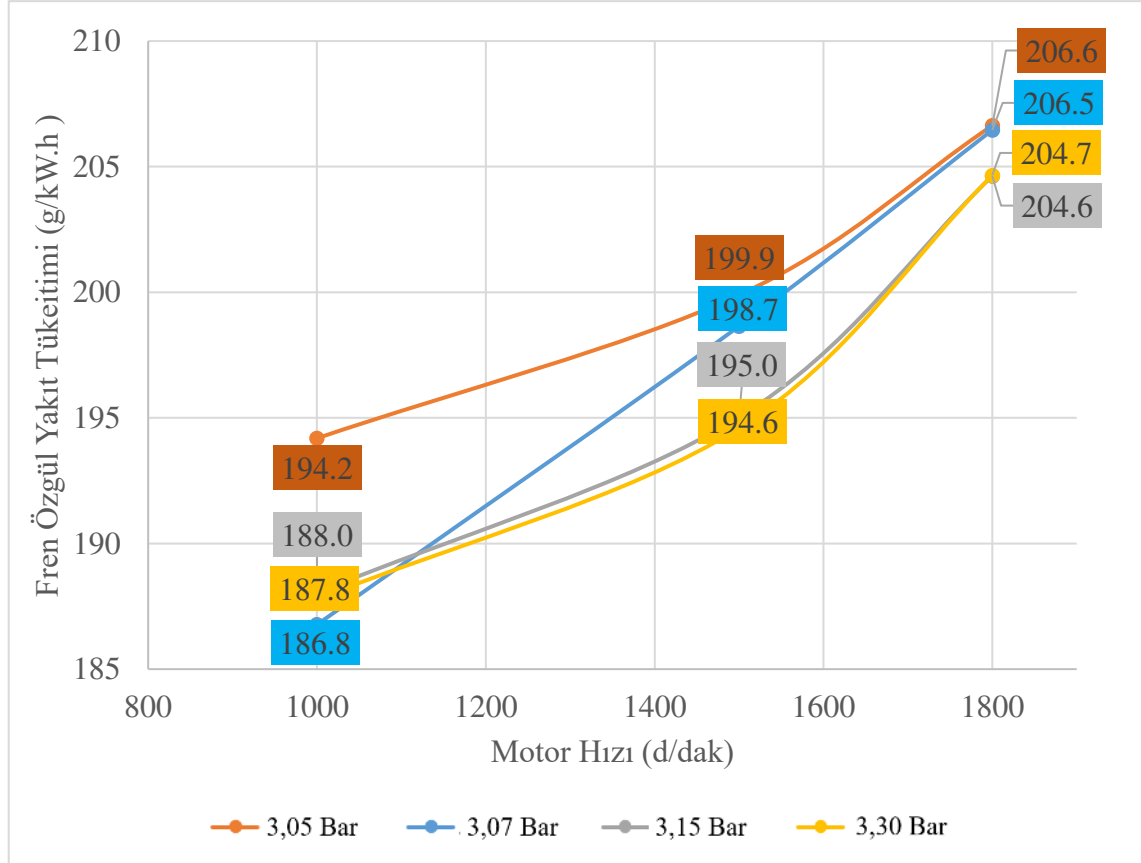


Şekil 4.4. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının silindir içi basınca etkisi.

4.1.4. Fren Özgöl Yakıt Tüketimi

Fren özgül yakıt tüketimi, içten yanmalı bir motorun ürettiği güç başına tüketilen yakıt miktarını ifade etmektedir. “Fren” ifadesi ise, genellikle dinamometre üzerinde testleri yapılan içten yanmalı motorların karakteristik özellikleri belirlenirken frenleme gücünün kullanılması nedeniyledir. Çalışma sırasında harcanan yakıt miktarı kütle debisi ile ölçülmüş, motor gücü ile birlikte hesaplanarak fren özgül yakıt tüketimi değerleri saptanmıştır. Şekil 4.5’da farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak özgül yakıt tüketimine etkisi verilmiştir. Grafik üzerinde görüldüğü gibi, tahliye basıncı ve dolayısı ile turboşaft hızı arttıkça fren özgül yakıt tüketimi düşmektedir. 3,3 bar tahliye basıncında en büyük maksimum tork ve güç değerlerinin elde edilmesi, özgül yakıt tüketimini

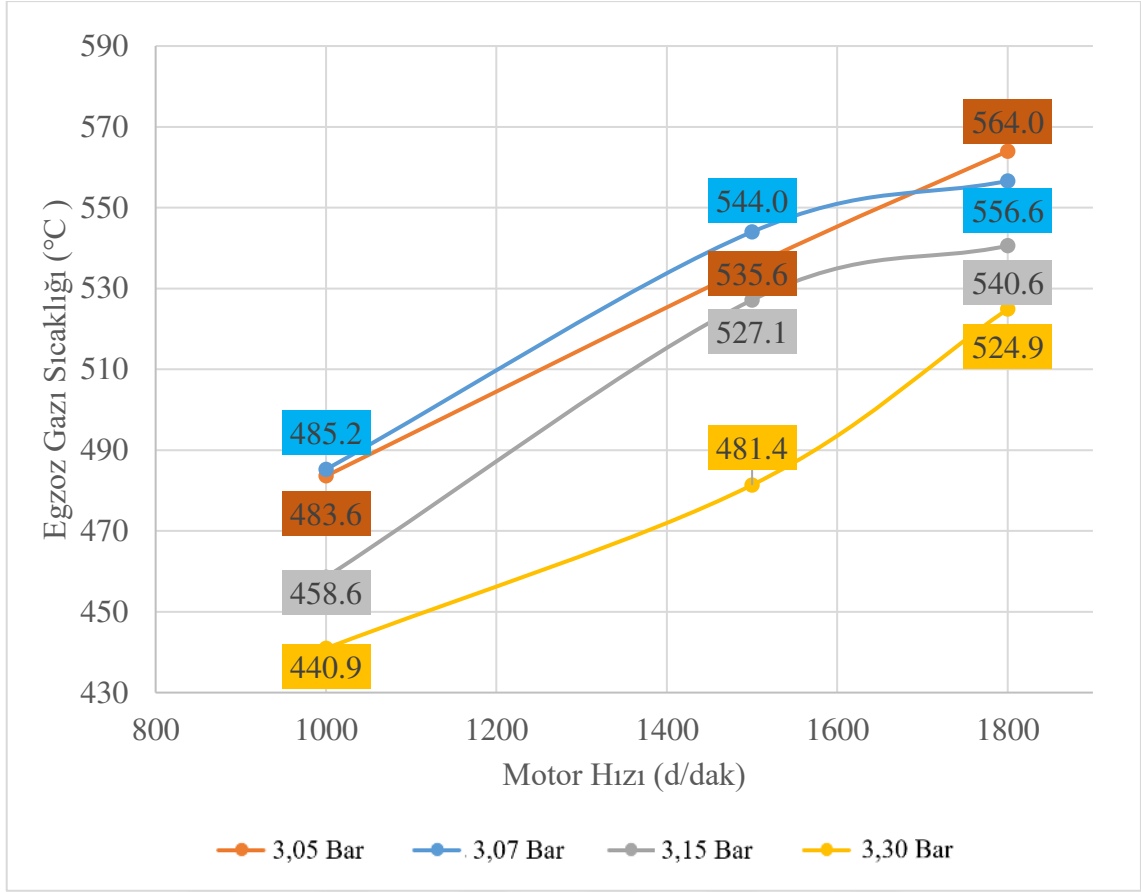
düşürmüştür. 3,05 bar tahliye basıncı ve 1800 d/dak motor devrinde fren özgül yakıt tüketimi 206,6 g/kW.h olarak ölçülmüştür. 3,3 bar tahliye basıncı ve 1800 d/dak motor devrinde fren özgül yakıt tüketimi 204,6 g/kW.h olarak ölçülmüştür. Silindire giren hava miktarı artışına bağlı olarak, yanma veriminin artması, güç başına tüketilen yakıt miktarını düşürmüştür.



Şekil 4.5. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının fren özgül yakıt tüketimine etkisi.

4.1.5. Egzoz Gazı Sıcaklığı ve Basıncı

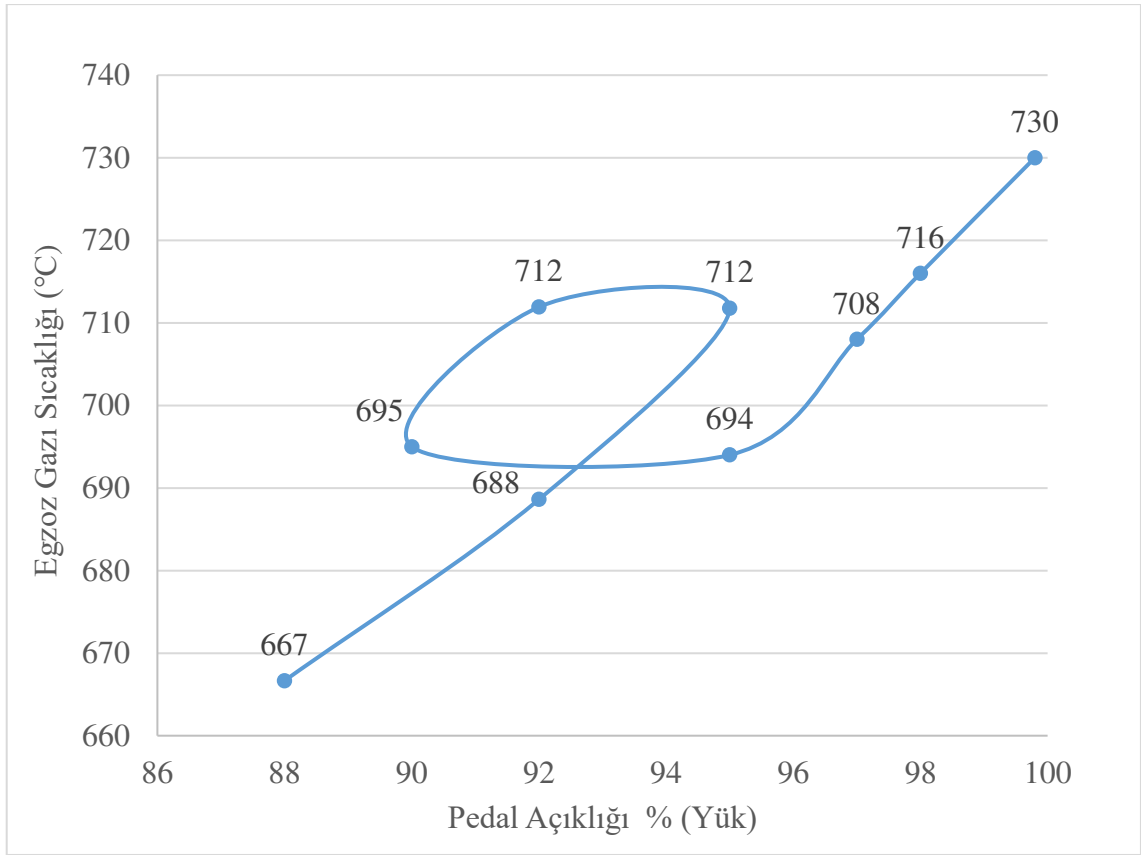
Şekil 4.6’de farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak egzoz gazı sıcaklığına olan etkisi verilmiştir. Motorun egzoz manifoldu içerisine K tipi sıcaklık sensörleri yerleştirilerek yanma sonrası egzoz gazı sıcaklığı ölçülmüştür. Egzoz gazı sıcaklıklarının genel olarak tahliye basıncı arttıkça azaldığı görülmüştür. Bu durum yanma odasında yeterli oranda hava olması nedeni ile, püskürtülen yakıtın tamamının silindir içinde yanmasından kaynaklanmıştır. Püskürtülen yakıtın silindir içerisinde büyük oranda yanması, egzoz zamanı esnasında art yanma oranını düşürerek egzoz sıcaklığının da düşmesini sağlamıştır. Motor devrine bağlı olarak tüm tahliye basınçlarında püskürtülen yakıt miktarının artışı, egzoz sıcaklığını motor devrine bağlı olarak arttırmıştır.



Şekil 4.6. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının egzoz gazı (türbin giriş) sıcaklığına etkisi.

Şekil 4.7’de 2,6 bar tahliye basıncı ve 1500 d/dak motor hızında, egzoz gazı sıcaklığının pedal açıklığına (motor yükü) göre değişimi verilmiştir. 1500 d/dak motor hızında % 95 yüke çıkılmış ve egzoz gazı sıcaklığı güvenli aralığın üzerine çıkınca yük %90 açıklığa kadar geri çekilmiştir. Sıcaklık 695 °C’ye gerileyince tekrar tam yüke çıkılmaya çalışılmış ancak sıcaklık 730 °C’ye ulaşmıştır. Egzoz sıcaklığının tasarım limiti 700 °C olduğundan, bu aralıklarda daha fazla çalışma yapılmamış ve test durdurulmuştur.

Tahliye basıncının düşük olması, turboşaft hızını 87.000 d/dak değerinde tutmuştur. Düşük turboşaft hızı kompresörün daha az sıkışmış hava göndermesine sebep olmuş ve yanma odasındaki karışımın zengin olmasını sağlamıştır. Bu sebeple yanma sıcaklıkları aşırı artmış ve motorun güvenli çalışma aralığının dışına çıkmıştır. Bu sonuçlardan, tahliye basınç ayarının 2,6 – 2,7 bar seviyelerine düşürülmemesi gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 4.7. 1500 d/dak motor hızında pedal açıklığına bağlı olarak tahliye basıncının egzoz gazı sıcaklığına etkisi.

4.2. EMİSYON DEĞİŞİMLERİ

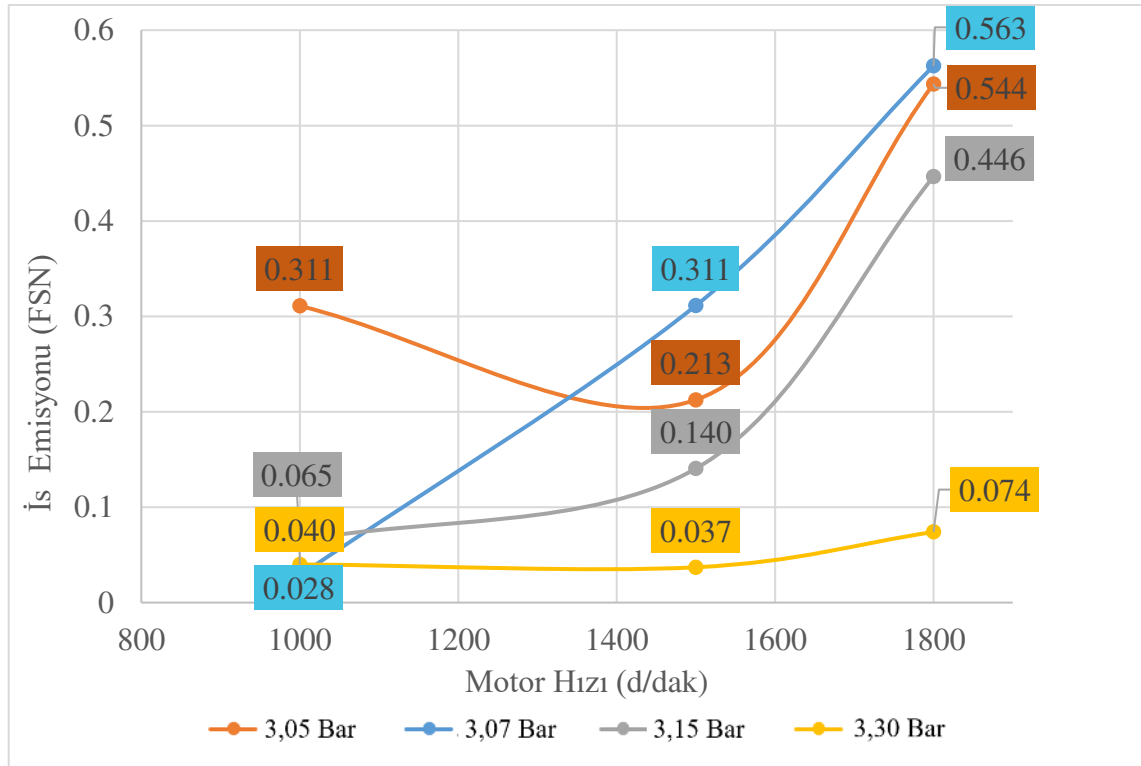
4.2.1. Is Emisyonu

Is emisyonu, eksik yanma ile ortaya çıkan yanmamış karbonun toplanmasıyla oluşan zerreciklerdir. Is, yanmaya katılmadan atılan yakıt olduğundan yakıt tüketimini olumsuz yönde etkilerken, silindir yüzeyi ve segmanlardaki aşınmayı hızlandırmaktadır. Ayrıca, supap oturma yüzeylerinde kalan is parçacıkları kompresyon kaçağına da sebep olabilmektedir.

Şekil 4.8’da farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak is emisyonuna etkisi verilmiştir. Yapılan ölçümler sonucu 3,3 bar tahliye basıncı ve 1800 d/dak motor devrinde is oluşumu 0,074 FSN olarak ölçülmüştür. Yine aynı motor devri ve 3,07 tahliye basıncında is oluşumu 0,563 FSN olarak ölçülmüştür.

Oksijence fakir ortamda bulunan yakıt moleküllerinin ısı parçalanması özellikle hidrojenlerin kolayca oksitlenmesi, karbonların ise oksitlenmeden ortamda çoğalması

durumunda is emisyonu oluşur. Silindir içerisine alınan hava ve dolayısı ile oksijen miktarının artması, is emisyonunu azaltmaktadır. Alınan ölçümlere göre tahliye basıncı arttıkça 1500 d/dak ve 1800 d/dak’da silindir içerisine daha fazla oksijen girişi olmuş ve is oluşumu azalmıştır.



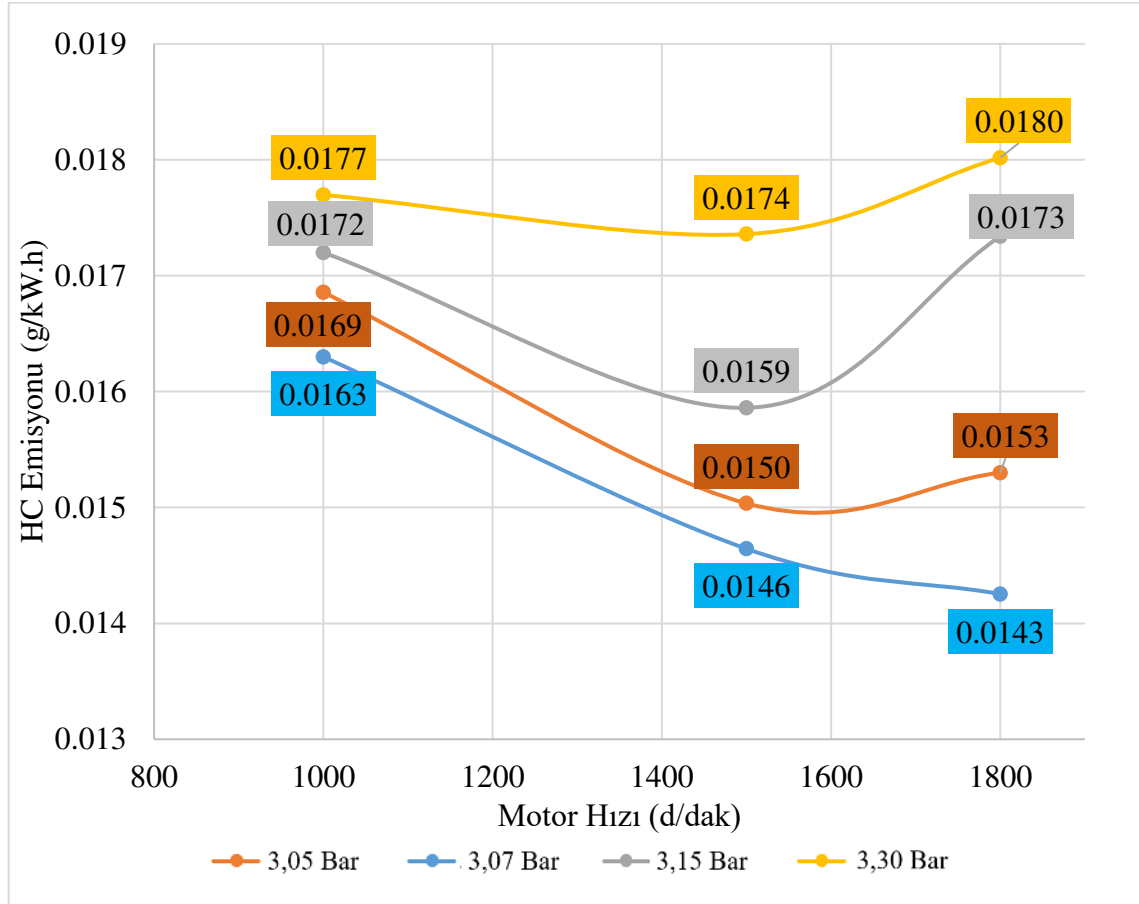
Şekil 4.8. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının is emisyonuna etkisi.

4.2.2. HC emisyonu

HC emisyonları, supap bindirmesi esnasındaki gaz kaçakları, silindir iç cidarları üzerinde kalan yanmamış gazın egzoz çevrimi esnasında dışarı atılması, kötü yanma sonrasında yanmamış gazların mevcudiyeti, tüm alev cephesinin yanma odasının duvarlarına ulaşmasından önce alevin sönmesi ve yakıt hava karışımının çok zengin veya çok fakir olması gibi durumlardan dolayı yakıtın tutuşma sıcaklığına gelmemesi veya ortamda oksijenin yetersiz olmasından dolayı yanmanın tam gerçekleşememesi nedeni ile oluşur [10].

Şekil 4.9’da farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak HC emisyonuna etkisi verilmiştir. Tahliye basıncının artması ile birlikte silindir içerisine giren daha yoğun hava karışımı fakirleştirmiştir. Bu nedenle 3,3 bar tahliye basıncında, maksimum HC emisyonu ölçülmüştür. Motor devrinin artması ile yanma odasında oluşan türbülansın artması, yanma kalitesini artırarak HC emisyonlarını 1500 d/dak’da düşürmüştür. 1500 d/dak’tan

sonra yanma odasına püskürtülen yakıt miktarının artması ve yanma için gerekli sürenin azalması 1800 d/dak'ta HC emisyonlarını artırmıştır.

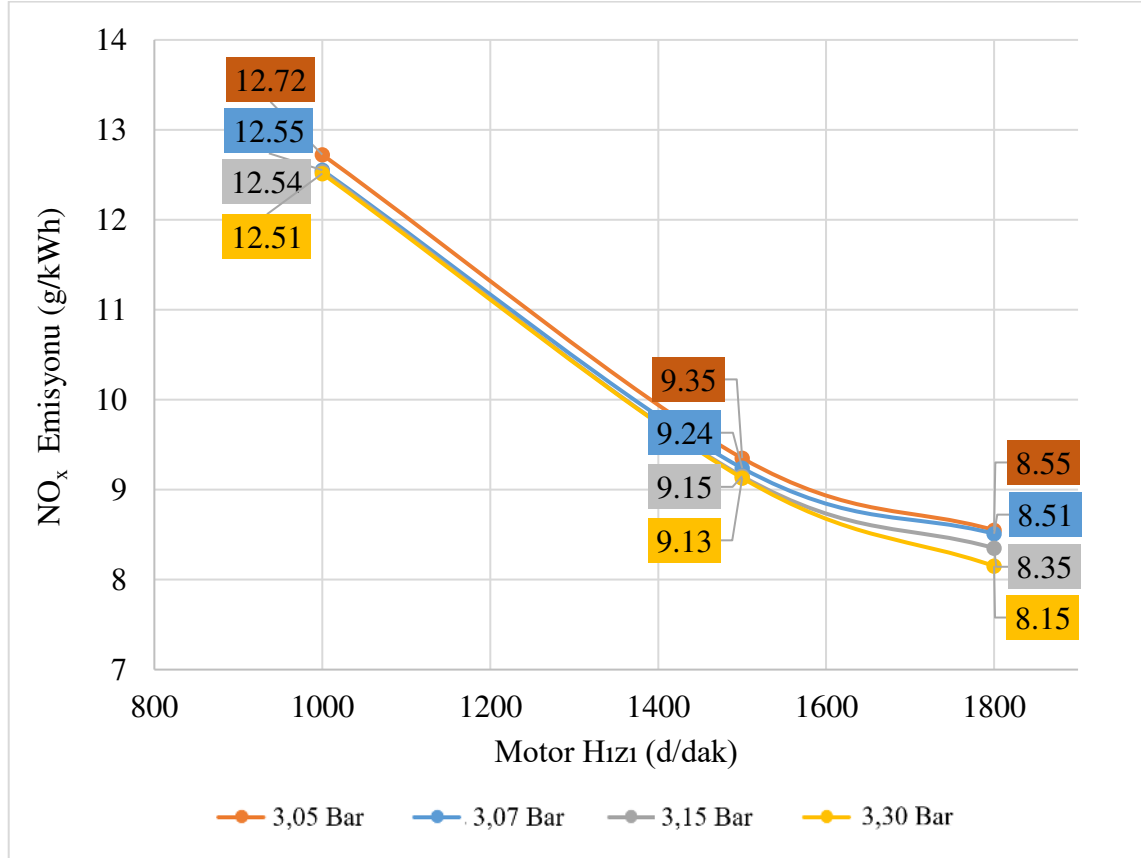


Şekil 4.9. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının HC emisyonuna etkisi.

4.2.3. NO_x Emisyonu

Azot ve oksijen gazlarının yüksek sıcaklıklarda değişik moleküllerinin birleşmesi ile NO, NO₂, N₂O, N₂O₃ vb. gibi çeşitli gazlar ortaya çıkar ki bunların hepsine birden “Azot oksitler” denir ve NO_x olarak ifade edilir. NO_x emisyonlarını azaltmak için, yanma odası içindeki sıcaklığın 1800 K’ye ulaşmasını önlemek ve yüksek sıcaklıklara ulaşılan süreleri kısa tutmak gerekmektedir. Ayrıca oksijen konsantrasyonu oranı da, NO_x emisyonlarına etki eder. Şekil 4.10’ de farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak NO_x emisyonuna etkisi verilmiştir. Motor devrinin artışına bağlı olarak yüksek sıcaklıklara ulaşılan sürenin kısılması, tüm tahliye basınçlarında devir artışına bağlı olarak NO_x emisyonlarını düşürmüştür. Şekil 10’da tüm tahliye basınçları için NO_x emisyonlarının birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Bu durum, düşük tahliye basınçlarında, havanın yetersiz olmasına nedeni ile oluşan zengin karışımdan dolayı, art yanmanın egzoz

zamanına kaymasına ve bu nedenle egzoz gazı sıcaklığının yüksek olmasına bağlıdır. Yüksek tahliye basınçlarında ise, yanmanın tam olması egzoz gazı sıcaklığını azaltmıştır. Yüksek tahliye basınçlarındaki fakir karışımlar ve düşük egzoz sıcaklıkları, en düşük NO_x emisyonlarının 3,30 bar'da olmasını sağlamıştır. 1000 d/dak'da yanma için gerekli sürenin yeterli olması, yanma verimini ve yanma sonu sıcaklığını artırmıştır. Motor devrinin artmasına bağlı olarak yanma süresinin kısalması tüm tahliye basınçlarında yanma sonu sıcaklıklarının ve NO_x emisyonlarını düşürmüştür.

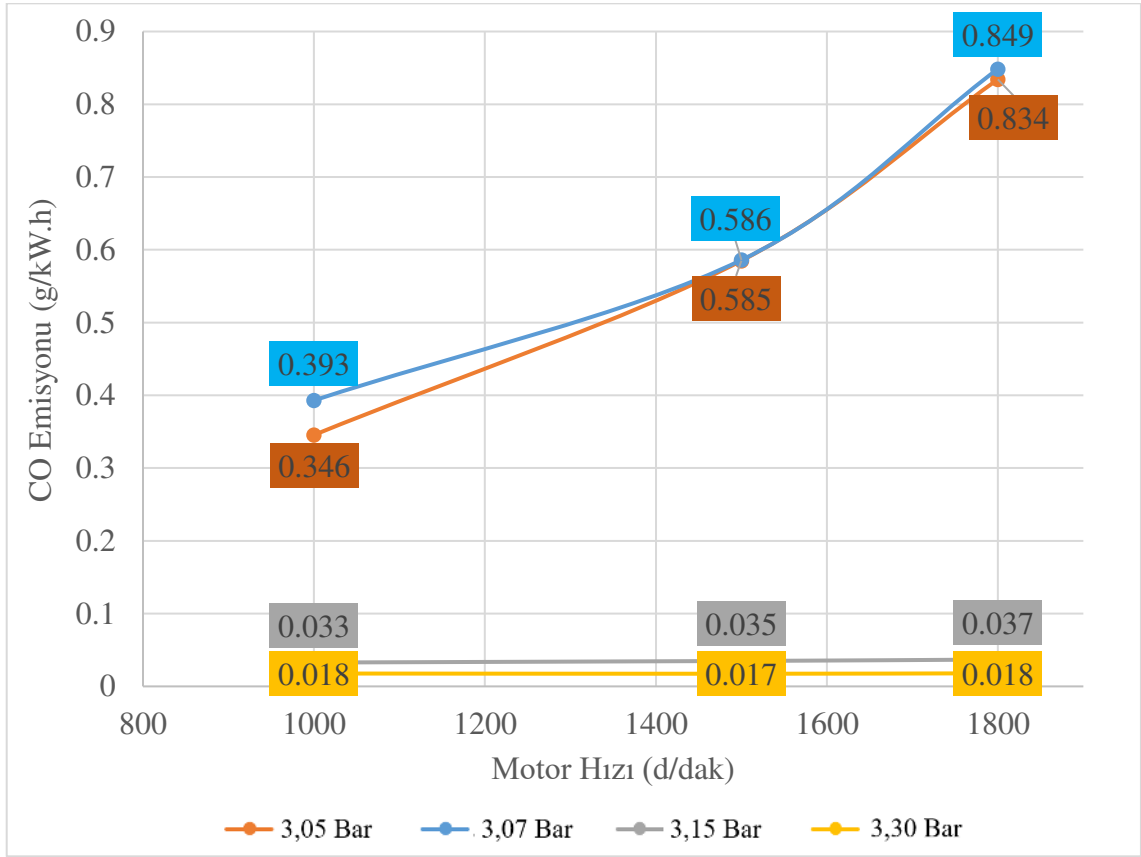


Şekil 4.10. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının NO_x emisyonuna etkisi.

4.2.4. CO Emisyonu

Egzoz gazları arasında CO'nun bulunmasının en önemli nedeni, yanma ortamındaki oksijenin yetersiz olması ve bu nedenle yakıtın okside olamaması veya kısmen okside olmasıdır. CO oluşumunu etkileyen en önemli faktörlerden biri hava fazlalık katsayısıdır. Şekil 4.11'de farklı tahliye basınçlarının motor hızına bağlı olarak CO emisyonuna etkisi verilmiştir. 3,15 bar ve 3,30 bar tahliye basınçlarında tüm devirlerde yeterli oksijenin olması, CO emisyonlarını düşürmüştür. 3,05 ve 3,07 bar tahliye basınçlarında oksijenin daha az oranda olması, yakıt içindeki karbonun CO_2 'ye dönüşümünü sınırladığından

dolayı CO emisyonlarını artırmıştır.



Şekil 4.11. Motor hızına bağlı olarak tahliye basıncının CO emisyonuna etkisi.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, hava tahliyeli turbonya sahip altı silindirli bir dizel motorun, tahliye basıncına bağılı olarak turboşaft hızının motor performansı ve emisyonlara olan etkisi araştırılmıştır.

Çalışma sırasında, turboşaft hızının tahliye kapağına ön gerilme uygulayarak kontrol edilebildiği görülmüştür. Tahliye kapağı ön gerilmesi farklı değerlere ayarlanmış ve bu değerlerde motor performansı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Tahliye basıncının düşmesi, egzoz gazı sıcaklıklarını arttırmıştır. Motor devrinin artışına bağılı olarak püskürtülen yakıt miktarının artışı, egzoz sıcaklıklarını arttırmıştır.
- Tahliye basıncı arttıkça egzoz gazı sıcaklığının düştüğü görülmüştür. En düşük egzoz gazı sıcaklığı 3,3 bar da, en yüksek egzoz gazı sıcaklığı ise 3,05 bar da elde edilmiştir. 1800 d/dak'da en düşük egzoz gazı sıcaklığı 524,9 °C iken, en yüksek gaz sıcaklığı 564°C'dir.
- Deney motoru özelinde, tahliye basıncının 2,6 bar seviyesine düşmemesi gerekmektedir. Bu seviyede egzoz gazı sıcaklığı 730 °C'ye kadar yükselmiş ve tasarım limitlerinin dışına çıkmıştır.
- Tahliye basıncının motor tork ve güç değerlerine etkisi 1500 d/dak'da daha belirgin iken, 1000 ve 1800 d/dak'da değişimler minimum düzeyde kalmıştır. 1500 d/dak'da 392kW maksimum motor gücüne 3,3 bar tahliye basıncında erişilmiştir. 1800 d/dak'da 422 kW maksimum motor gücüne 3,15 bar tahliye basıncında erişilmiştir. En büyük motor tork değerleri, 900-1400 d/dak arasında elde edilmiştir.
- 1400 d/dak'nın üzerinde üretilen tork miktarı önemli oranda düşüş göstermiştir. Farklı tahliye basınçlarında 1500 d/dak civarında üretilen torklar arasındaki fark daha fazla iken, 1800 d/dak'da fark azalmıştır. Motor maksimum tork değerine 1500 d/dak'da, 3,3 bar tahliye basıncında ulaşmıştır.
- Tahliye basınçlarına bağılı olarak silindir içi basınç değerlerinin değiştiği görülmüştür. 3,3 bar tahliye basıncında maksimum (207,5 bar) silindir içi basınca ulaşmıştır.
- Tahliye basıncı arttıkça özgül yakıt tüketiminin azaldığı görülmüştür.

- Tahliye basıncının artması, silindir içindeki karışımı fakirleştirdiğinden NO_x emisyonunu düşürmüştür. Motor devrinin artmasına bağlı olarak yanma süresinin kısılması tüm tahliye basınçlarında yanma sonu sıcaklıklarının ve NO_x emisyonlarını düşürmüştür.
- Tahliye basıncı arttıkça yanma daha verimli gerçekleştiğinden yanma sonucu kalan partikül miktarı ve is oluşumu azalmıştır.
- Tahliye basıncının 3,15 bar ve 3,3 bar seviyelerine çıkması ve tüm devirlerde yeterli oksijenin olması, CO emisyonlarını düşürmüştür. 3,05 ve 3,07 bar tahliye basınçlarında oksijenin daha az oranda olması, yakıt içindeki karbonun CO_2 'ye dönüşümünü sınırladığından dolayı CO emisyonlarını artırmıştır.
- Tahliye basıncının artması silindir içindeki hava karışımını fakirleştirmiş ve HC emisyonunu arttırmıştır.

6. KAYNAKLAR

- [1] M. Guerrier, P. Williams, A. Greig, M. Fry, A. Allnutt ve J. J. S. t. Stewart, "The application of phosphorescent particle tracking (PPT) to the visualisation of gas flows in the cylinder of a 1.8 litre 4-valve engine," *Society of Automotive Engineers Transactions*, ss. 1538-1553, 1999.
- [2] H. Hiereth ve P. Prenninger, *Charging The Internal Combustion Engine*, 1.baskı, Viyana, Avusturya: Springer Science & Business Media, 2007, ss. 60–101.
- [3] S. Shaaban, "Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance," Doktora tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Hanover Üniversitesi, Hanover, Almanya, 2004.
- [4] S. M. Shahed ve Karl-Heinz Bauer, "Parametric studies of the impact of turbocharging on gasoline engine downsizing," *Society of Automotive Engineers International Journal of Engines*, c. 2, s. 1, ss. 1347-1358, 2009.
- [5] P. N. Pakale ve S. U. Patel, "Performance analysis of IC engine using supercharger and turbocharger-A review," *IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology*, c. 4, s. 2, ss. 17-22, 2015.
- [6] M. Weissbäck, M. Howlett, N. Ausserhofer ve S. Krapf, "The efficiency engine - cost-effective alternative to downsizing," *Auto Tech Review*, c. 1, s. 2, ss. 33–36, 2011.
- [7] D. Marchant, A. Kusztelan, Y. Yao ve Y. Wang, "Comparative study of turbine shaft speed for two alternative turbocharger types fitted to a light-duty CI engine," *Machines, Technologies, Materials*, c. 8, ss. 31-35, 2013.
- [8] C. Hasler, "Optimisation of wastegate bypass flow reintroduction for increased turbine stage efficiency," *13th International Conference on Turbocharges and Turbocharging*, Londra, İngiltere, 2018.
- [9] S. Kharazmi, A. Hajilouy-Benisi ve A. Mozafari, "Experimental investigation of waste gate effects on performance and NO_x emissions in a turbocharged aftercooled CNG SI engine and its turbocharger," *Society of Automotive Engineers Technical Paper* 0148-7191, 2015.
- [10] A. Teo Sheng Jye, A. Pesiridis ve S. Rajoo, "Effects of mechanical turbo compounding on a turbocharged diesel engine," *Society of Automotive Engineers Technical Paper* 2013-01-0103, 2013.
- [11] L. Bryant, "Gebändigte kraft: die geschichte der erfindung des Otto motors," *München: Moos*, ss. 105–107, 1965.

- [12] S. Dannana, "What is Heat Engine? Classification of Heat Engines? - ExtrudeDesign", *ExtruDesign*, 2020. [Online]. <https://extrudesign.com/heat-engines-classification>. [Erişim Tarihi: 09- Jan- 2022].
- [13] O. Deniz, İçten Yanmalı Motorlar, *Ders Notları*, Yıldız Teknik Üniversitesi, 2008.
- [14] S. Polat, Dizel Motorlar, *Ders Notları*, Hitit Üniversitesi, 2011.
- [15] B. Ulusoy, "Alternatif Yakıtların Benzinli Motor Emisyonları Üzerine Etkisinin İncelenmesi", Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliğı Bölümü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kırıkkale Üniversitesi, Kırıkkale, 2005.
- [16] Y. şen, "Traktör motorunda turboşarj ve ara soğutma uygulamasının teorik olarak incelenmesi", Doktora tezi, Makine Mühendisliğı Bölümü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, 2009.
- [17] D. Tatari, "Rejeneratif pnömatik destekli, aşırı doldurmalı motorlu bir taşıtın performans ve yakıt tüketiminin analizi", Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliğı Bölümü, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2011.
- [18] M. Özülkü, "Aşırı doldurmalı dizel bir motorda ara soğutmanın (after cooling) motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel analizi", Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliğı Bölümü, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2002.
- [19] B. Challen ve R. Baranescu, *Diesel Engine Reference Book*, 2. baskı, Oxford, İngiltere: Butterworth-Heinemann, 2003, ss. 29-71.
- [20] H. Pırmut, E. Yayla, Ö. Özyürek ve Y. Kuyupınar, *Temel Gemi Makineleri Atölyesi*, 1. baskı, İstanbul, Türkiye: T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, 2022, ss. 45-58.
- [21] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 2. baskı, New York, Birleşik Devletler: McGraw-Hill, 1988, ss. 240-260.
- [22] E. Canlı, "İçten yanmalı motorlarda aşırı doldurma ve ara soğutma sistemleri", Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliğı Bölümü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Selçuk Üniversitesi, Konya, 2010.
- [23] A. Arslan, "Doğal emişli bir dizel motora aşırı doldurmanın uygulanması", Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliğı Bölümü, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2006.
- [24] J. O'Brain, *DOE Fundamentals Handbook Mechanical Science*, 1. baskı, Washington, Birleşik Devletler: Department of Energy, 1993, ss. 16.
- [25] J. Kern ve R. Wallner, *The Selection And Evaluation Of Charge-Air Coolers For Vehicle Engines*, 1. baskı, Detroit, Michigan, Birleşik Devletler: Society of Automotive Engineers, 1984, ss. 1-8.

- [26] N. Watson ve M. Janota, *Turbocharging The Internal Combustion Engine*, 1. baskı, Londra, Birleşik Krallık: MacMillan, 1986, ss. 9.
- [27] C. Haşımoğlu, Y. İçingür ve H. Ögüt, "Dizel motorlarında egzoz gazları resirkülasyonunun (EGR) motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel analizi", *TÜBİTAK*, c. 26, ss. 127-135, 2022.
- [28] P. Laad, B. Akhare ve P. Chaurasia, "Thermal analysis of heat sink with fins of different configuration using ANSYS Workbench 14.0", *International Journal Of Engineering Sciences & Research Technology*, ss. 82-93, 2016.
- [29] H. Heisler, *Advanced Vehicle Technology*, 2. baskı, Londra, Birleşik Krallık: Butterworth-Heinemann, 2002, ss. 570-585.
- [30] O. Akbal, "Ağır ticari taşıt dizel motoru SCR sisteminin sıcaklık modellenmesi", Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2013.
- [31] "Emission Standards: Europe: Heavy-Duty Truck and Bus Engines", 2022. [Online]. <https://dieselnet.com/standards/eu/hd.php>. [Erişim Tarihi: 09 Ocak 2022].
- [32] İ. Reşitoğlu, K. Altınışık ve A. Keskin, "The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems", *Clean Technologies and Environmental Policy*, s. 17, ss. 15–27, 2014.
- [33] M. Walsch, "Mobile source related air pollution: effects on health and the environment", *International Council on Clean Transportation*, Arlington, USA, 2011, ss. 803-809.
- [34] D. Sanchez, "The role of diesel exhaust particles and their associated polyaromatic hydrocarbons in the induction of allergic airway disease", *Allergy*, s. 52, ss. 52-56, 1997.
- [35] N. Englert, "Fine particles and human health - a review of epidemiological studies", *Toxicology Letters*, ss. 235-242, 2004.
- [36] G. P. Chossière, R. Malina, A. Ashok ve I.C. Dedoussi, "Public health impacts of excess NO_x emissions from Volkswagen diesel passenger vehicles in Germany", *Environmental Research Letters*, s. 12, 2017.
- [37] A. Safa, "İçten yanmalı motorlarda proses ve emisyon modellemesi", Doktora tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2006.
- [38] C. Haşımoğlu ve Y. İçingür, "Dizel motorlarında azot oksit (NO_x) kontrol yöntemleri", *Selçuk-Teknik Online Dergisi*, c. 1, ss. 2, 2000.
- [39] S. Turns, *An Introduction to Combustion*, 2. basım. McGraw-Hill, 2000, ss. 550-594.

- [40] A. Lif ve K. Holmberg, "Water-in-diesel emulsions and related systems", *Advances in Colloid and Interface Science*, ss. 231-239, 2016.
- [41] L. Carley, "Emissions analyzers: What is really going on inside that engine?", *Brake & Front End*, 2022. [Online]. <https://www.brakeandfrontend.com/emissions-analyzers-what-is-really-going-on-inside-that-engine/>. [Erişim Tarihi: 09 Ocak 2022].
- [42] R. Frank, "What is the difference between piezoelectric and piezoresistive pressure sensing?", 2021. [Online]. <https://www.sensortips.com/other/piezoelectric/what-is-the-difference-between-piezoelectric-and-piezoresistive-pressure-sensing/>. [Erişim Tarihi: 09 Ocak 2022].
- [43] "Basınc Sensörü Nedir? Çeşitleri Nelerdir?", 2019. [Online]. <https://www.elektrikport.com/makale-detay/basinc-sensoru-nedir-cesitleri-nelerdir/22081#ad-image-0>. [Erişim Tarihi: 09 Ocak 2022].
- [44] "Rotational speed sensors for industrial measurement tasks", *Micro-Epsilon Messtechnik*, 2022. [Online]. <https://www.micro-epsilon.com/inclination-acceleration-sensors/rotational-speed-sensors/>. [Erişim Tarihi: 09 Ocak 2022].
- [45] "Common Industrial Temperature Measurement Devices - Williamson IR", *Williamson IR*, 2022. [Online]. <https://www.williamsonir.com/blog/common-industrial-temperature-measurement-devices/>. [Erişim Tarihi: 09 Ocak 2022].

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Musab Göktaş

Yabancı Dili :İngilizce

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Müh.	Düzce Üniversitesi	2022
Lisans	Makine Müh.	İstanbul Teknik Üniversitesi	2016
Lise	Sayısal	Arifiye Fen Lisesi	2011

MESLEKİ DENEYİM

Firma	Pozisyon	Çalışma Yılı
BMCPower	Üretim Grup Lideri	2021-
BMCPower	Test Müh.	2019-2021
Gates Corporation	Proses Müh.	2017-2019