

**T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**TURBO ŞARJLI DİZEL MOTORLARDA GİRİŞ HAVASI
SICAKLIĞININ MOTOR PERFORMANS VE
EMİSYONLARA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ZAFER ŞAHİN

DENİZLİ, EKİM - 2019

**T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**TURBO ŞARJLI DİZEL MOTORLARDA GİRİŞ HAVASI
SICAKLIĞININ MOTOR PERFORMANS VE EMİSYONLARA
ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ZAFER ŞAHİN

DENİZLİ, EKİM - 2019

KABUL VE ONAY SAYFASI

ZAFER ŞAHİN tarafından hazırlanan “**TURBO ŞARJLI DİZEL MOTORLARDA GİRİŞ HAVASI SICAKLIĞININ MOTOR PERFORMANS VE EMİSYONLARA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 03.10.2019 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği ile Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

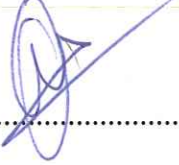
İmza

Danışman
Prof. Dr. Nazım USTA

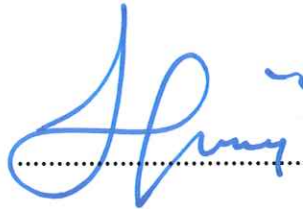
Üye
Prof. Dr. İbrahim Mutlu
Afyon Kocatepe Üniversitesi

Üye
Doç. Dr. Özer Can
Pamukkale Üniversitesi


.....

.....

.....

Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
06/11/2019 tarih ve ...44/28... sayılı kararıyla onaylanmıştır.


.....

Prof. Dr. Uğur YÜCEL

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

**Bu tez çalışması Pamukkale Üniversitesi tarafından 2019FEBE011
nolu proje ile desteklenmiştir.**

Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulgularının analizlerinde bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle riayet edildiğini; bu çalışmanın doğrudan birincil ürünü olmayan bulguların, verilerin ve materyallerin bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini ve alıntı yapılan çalışmalara atfedildiğine beyan ederim.

ZAFER ŞAHİN



ÖZET

**TURBO ŞARJLI DİZEL MOTORLARDA GİRİŞ HAVASI
SICAKLIĞININ MOTOR PERFORMANS VE EMİSYONLARA
ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ZAFER ŞAHİN
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
(TEZ DANIŞMANI: PROF. DR. NAZIM USTA)

DENİZLİ, EKİM - 2019

İçten yanmalı motorlardan kaynaklanan zararlı emisyonlar hem insan sağlığına hem de çevreye olumsuz etkiler yapmaktadır. Bu yüzden içten yanmalı motor kullanan araçların zararlı emisyonları için daha katı sınırlandırılmalar getirilmektedir. Bu çerçevede istenilen performansı sağlayarak motorlardan kaynaklanan zararlı emisyonların azaltılması önemli bir konudur. Bu tez kapsamında, direkt püskürtmeli turbo şarj sistemine sahip bir dizel motor incelemeye alınmıştır. Turbo şarj sistemi, yüksek dönme sayılarında yüksek güç ve torku sağlayabilmek için gerekli havayı bir kompresörle motora göndermektedir. Kompresör egzoz gazları ile döndürülen bir türbin ile tahrik edilmektedir. Kompresör çıkışında hava sıcaklığını düşürmek için ara soğutucu kullanılmaktadır. Ara soğutucuya giren dış hava hızının azalması ile ara soğutucunun etkinliğinin azaldığı ve hava sıcaklığının yeterli seviyede düşürülemediği deneysel ölçümlerle ortaya konulmuştur. Bu durumda hava yoğunluğu yeterli oranda artırılamadığı için motora giren havanın kütleli debisi de yeterli oranda artırılamamaktadır. Ayrıca motora giren yüksek sıcaklıktaki hava yanma sıcaklığının artmasına ve buna bağlı olarak özellikle NO_x emisyonlarında artışa sebep olmaktadır. Bu çerçevede ara soğutucu ile emme manifoldu arasındaki kauçuk esaslı borunun yerine farklı kanatçıklı metal boru kullanılması üzerine çalışmalar yapılmıştır. Bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanılarak farklı ısı değiştirici tasarımları gerçekleştirilmiştir. Etkili olabileceği öngörülen ısı değiştiricilerin üretimleri yapılarak sisteme montajından sonra farklı şartlarda motor performans ve emisyonlara etkileri incelenmiştir. Sıcaklık düşümü için en etkili ısı değiştiricinin hem dış hem iç kanatlara sahip su soğutmalı ısı değiştirici olduğu tespit edilmiştir. Motor performansında olumsuzluk olmadan belirli oranlarda NO_x ve CO emisyonlarda azalmalar tespit edilmiştir.

ANAHTAR KELİMELELER: Dizel Motor, Giriş Hava Sıcaklığı, Performans, Emisyonlar

ABSTRACT

INVESTIGATION EFFECTS OF INTLET AIR TEMPERATURE OF TURBOCHARGED DIESEL ENGINE ON PERFORMANCE AND

EMISSIONS

MSC THESIS

ZAFER ŞAHİN

PAMUKKALE UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE

MECHANICAL ENGINEERING

(SUPERVISOR: PROF. DR. NAZIM USTA)

DENİZLİ, OCTOBER 2019

Harmful emissions from internal combustion engines have negative impacts on both human health and the environment. Therefore, stringent emission limits have been imposed on the harmful emissions of vehicles using internal combustion engines. In this context, it is an important issue to reduce the harmful emissions from the engines by providing the desired performance. In this thesis, a direct injection turbocharged diesel engine was examined. The turbocharging system delivers the required air to the engine via a compressor to provide high power and torque at high speeds. The compressor is driven by a turbine that is rotated by the exhaust gases. An intercooler is used to reduce the air temperature at the compressor outlet. It was demonstrated by the experimental measurements that the effectiveness of the intercooler decreases and the air temperature cannot be reduced sufficiently with the decrease of the external air velocity entering the intercooler. In this case, since the air density cannot be increased sufficiently, the mass flow rate of the air entering the engine cannot be increased adequately. In addition, the high temperature air entering the engine causes an increase in combustion temperature and consequently an increase in NO_x emissions. In this context, studies have been performed on using different finned metal pipes instead of the rubber based pipe between the intercooler and the intake manifold. Different heat exchanger designs were realized using a computational fluid dynamics program. The heat exchangers, which were supposed to be effective, were manufactured and fixed in the system. The effects of the heat exchangers on the engine performance and emissions were investigated under different conditions. It was found that the most effective heat exchanger for the temperature reduction is a water cooled heat exchanger with both outer and inner fins. Reductions in NO_x and CO emissions were determined at certain rates without adversely affecting engine performance by using the heat exchanger.

KEYWORDS: Diesel Engine, Inlet Air Temperature, Performance, Emissions

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
TABLO LİSTESİ	ix
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖNSÖZ.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. DİZEL MOTORLAR, EMİSYONLAR VE LİTERATÜR BİLGİSİ	4
2.1 Dizel Motorların Çalışma Prensipleri	6
2.1.1 Dizel Motorlarda Yanma	7
2.2 Turbo Şarj Sistemi	9
2.2.1 Türbin - Kompresör	10
2.2.2 Ara Soğutucu	11
2.3 Dizel Motor Emisyon Oluşum Mekanizmaları.....	12
2.3.1 Karbon Monoksit (CO).....	13
2.3.2 Hidrokarbon (HC).....	14
2.3.3 Azot Oksit Emisyonları (NO _x).....	14
2.3.4 Kükürt Dioksit (SO ₂)	16
2.3.5 İs ve Partikül Madde	16
2.4 NO _x Emisyonlarını Azaltma Yöntemleri	16
2.4.1 Yakıtın Setan Sayısı.....	17
2.4.2 Motor Dolgu Sıcaklığı ve Basıncı	17
2.4.3 Egzoz Gazı Resirkülasyonu (EGR)	18
2.4.4 Seçici Katalitik İndirgeme (SCR)	20
2.4.5 Nemli Hava Kullanımı.....	21
2.4.6 Yanma Odasına Direkt Su Püskürtülmesi	22
2.5 Motor Giriş Hava Sıcaklığının Etkileri Konusundaki Çalışmalar	24
3. ARA SOĞUTUCU SONRASI ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMLARI VE SAYISAL ANALİZLERİ.....	32
3.1 Isı Değiştiricileri Tasarımı	33
3.1.1 Dış Yüzey Tasarımı ve Dış Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması	34
3.1.2 İç Yüzey Tasarımı ve İç Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması	37
3.2 Türbülantlı Isı Değiştiricilerin Sayısal Analizleri.....	41
3.2.1 Sınır Şartları.....	41
3.2.2 Ağ Yapısından Bağımsızlık Çalışması	42
3.2.3 Sıcaklık Analizleri	43
3.2.4 Basınç Analizleri.....	45
3.2.5 Yoğunluk Analizleri	47
3.3 Alüminyum İç-Dış Kanatlı Su Soğutmalı Isı Değiştirici Tasarım ve Sayısal Analizleri	49
4. DENEY SİSTEMİ VE ISI DEĞİŞTİRİCİ ÜRETİMLERİ.....	52
4.1 Deney Düzeneği.....	52

4.2	Çeşitli Isı Değiştirici-Motor Uygulamaları	55
4.2.1	Ara Soğutucu Öncesi Çelik Isı Değiştirici.....	55
4.2.2	Ara Soğutucu Sonrası Çelik Isı Değiştirici.....	56
4.2.3	Ara Soğutucu Sonrası Türbülatorlü Çelik Isı Değiştirici.....	57
4.2.4	Ara Soğutucu Sonrası Alüminyum İç-Dış Eksenel Kanatlı Isı Değiştirici.....	57
4.2.5	Ara Soğutucu Sonrası Bakır Borulu ve Türbülatorlü, Su Soğutmalı Isı Değiştirici	58
4.2.6	Ara Soğutucu Öncesi Bakır Borulu, Türbülatorlü Su Soğutmalı Isı Değiştirici ve Ara Soğutucu Sonrası Alüminyum İç-Dış Eksenel Kanatlı Isı Değiştirici	59
4.2.7	Ara Soğutucu Sonrası Alüminyum İç-Dış Kanatlı ve Su Soğutmalı Isı Değiştirici	60
4.3	Deney Yöntemi	62
5.	MOTOR DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRME.....	65
5.1	Ön Testlerin Sonuçları	65
5.2	Orijinal Motor Test Sonuçları.....	67
5.2.1	Yakıt Kontrol Kolunun Sabit % 70 Oranında Açılması ve Farklı Dönme Sayılarında Orijinal Motor Test Sonuçları	68
5.2.2	Sabit Dönme Sayısında Farklı Yüklerde Test Sonuçları	77
5.3	Ara Soğutucu Sonrası Alüminyum İç-Dış Kanatlı Su Soğutmalı Isı Değiştiricisi Motor Test Sonuçlarının Karşılaştırılması	84
5.3.1	Yakıt Kontrol Kolunun Sabit % 70 Oranında Açılması ve Farklı Dönme Sayılarında Isı Değiştiricili Motor Test Sonuçları	84
5.3.2	Sabit Dönme Sayısında Farklı Yüklerde Isı Değiştiricili Motor Test Sonuçları	93
6.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	100
7.	KAYNAKLAR.....	104
8.	ÖZGEÇMİŞ.....	109

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Otomotiv Yakıtlarının Tüketim Payları (Url-1)	1
Şekil 2.1: İdeal Diesel çevrimi (Safgönül ve diğ. 2013).....	4
Şekil 2.2: İdeal karma çevrim (Url-3).....	5
Şekil 2.3: Gerçek Diesel çevrimi (Safgönül ve diğ. 2013).....	6
Şekil 2.4: Dört zamanlı dizel motorun çalışma zamanları (Url-4)	7
Şekil 2.5: Turbo Şarj sistemi genel görünümü (Url-5).....	10
Şekil 2.6: Türbin-kompresör kesit görünümü (Url-6)	10
Şekil 2.7: Turbo Şarj sistemi ve ara soğutucu (Url-7).....	11
Şekil 2.8: Dizel motorlarında NO _x emisyonlarını azaltmada kullanılan yöntemlerin etkileri (Haşimoğlu ve diğ. 2002)	17
Şekil 2.9: Motor havası giriş sıcaklığının NO _x 'e etkisi (Di Battista ve diğ. 2018).....	18
Şekil 2.10: EGR sisteminin genel görünümü (Uyumaz ve diğ. 2017)	19
Şekil 2.11: EGR oranının emisyonlara etkisi (Uyumaz ve diğ. 2017)	19
Şekil 2.12: SCR sistemi genel görünümü (Url-10).....	20
Şekil 2.13: NH ₃ /NO _x oranına göre NO _x dönüşümü (Uyumaz ve diğ. 2017)....	21
Şekil 2.14: Nemli/nemsiz motorlarda yanma odasındaki sıcaklık değişimi (Url-11).....	22
Şekil 2.15: Yanma odası enjeksiyon sistemi (Zhang ve diğ. 2017).....	23
Şekil 3.1: Isı değiştiricisinin test sistemindeki konumu	32
Şekil 3.2: Dikdörtgen kesitli dairesel kanatlı ısı değiştiricisi görünümleri	35
Şekil 3.3: 1 tur (A), 2 tur (B), 3 tur (C) ve arttırılmış temas yüzeyli 1 tur (D), 2 tur (E) türbülatorler.....	37
Şekil 3.4: Türbülatorlerin teknik resimleri	38
Şekil 3.5: Türbülatorlerin 3 boyutlu katı model resimleri	39
Şekil 3.6: A, B ve C türbülatorü kullanılan ısı değiştiricilerin kesit görünümü.....	40
Şekil 3.7: D ve E türbülatorü kullanılan ısı değiştiricilerin kesit görünümleri	40
Şekil 3.8: Isı değiştirici ağ yapısı.....	42
Şekil 3.9: Ağ yapısı yoğunluğuna göre ΔP ve ΔT değişimi	42
Şekil 3.10: Isı değiştirici kesit ve çıkış yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları	43
Şekil 3.11: Türbülator tipine göre ısı değiştirici giriş-çıkış arasındaki sıcaklık farkları.....	45
Şekil 3.12: Isı değiştirici kesit ve çıkış yüzeylerindeki basınç dağılımları.....	46
Şekil 3.13: Türbülator tipine göre giriş-çıkış arasındaki basınç değişimleri	47
Şekil 3.14: Isı değiştirici kesit ve çıkış yüzeylerindeki yoğunluk dağılımları..	48
Şekil 3.15: Türbülator tipine göre giriş-çıkış arasındaki yoğunluk farkları	49
Şekil 3.16: Su soğutmalı ısı değiştirici görünümleri	50
Şekil 3.17: Su soğutmalı ısı değiştirici a) Sıcaklık analizi, b) Basınç analizi, c) Yoğunluk analizi	51
Şekil 4.1: Cussons P8601 Motor Test Düzeneği genel görünümü	52
Şekil 4.2: Deney sisteminin genel resmi	53
Şekil 4.3: a) Ara soğutucu, b) fan ve hız kontrol ünitesi	54
Şekil 4.4: Bosch BEA 170 is ölçer cihazı.....	54

Şekil 4.5: Testo 350 M/XL emisyon ölçüm cihazı	55
Şekil 4.6: Ara soğutucu öncesi a) kauçuk boru ve b) çelik ısı değiştiricisinin montaj görüntüleri	56
Şekil 4.7: Ara soğutucu sonrası a) kauçuk boru ve b) çelik ısı değiştiricisinin montaj görüntüleri	56
Şekil 4.8: a) 3 tur alüminyum C türbülatorü ve b) ara soğutucu sonrası içerisine C türbülatorü yerleştirilmiş çelik ısı değiştiricisinin montaj görüntüsü.....	57
Şekil 4.9: Ara soğutucu sonrası a) kauçuk boru ve b) alüminyum iç-dış eksenel kanatlı ısı değiştiricisinin montaj görüntüsü	58
Şekil 4.10: Alüminyum düz boru üzerine bakır boru sarımı	58
Şekil 4.11: Ara soğutucu öncesi bakır borulu ve türbülatorlü ısı değiştiricisinin montaj görüntüsü.....	59
Şekil 4.12: a) Ara soğutucu öncesi bakır borulu türbülatorlü, b) ara soğutucu sonrası alüminyum iç-dış eksenel kanatlı ısı değiştiricilerin montaj görüntüsü	60
Şekil 4.13: İç-dış eksenel kanatlı alüminyum ısı değiştirici	60
Şekil 4.14: Dış ünitenin üç boyutlu katı model kesit görüntüsü	61
Şekil 4.15: Kanatlı boru ve 3D yazıcı ile imal edilen dış ünite	61
Şekil 4.16: Ara soğutucu sonrası ısı değiştiricisinin motordaki montaj görüntüsü	62
Şekil 4.17: Motor giriş havası bölgesindeki orifis plaka	64
Şekil 5.1: Ara soğutucu çıkışı - emme manifoldu girişi arasındaki orijinal kauçuk esaslı boru	68
Şekil 5.2: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında emme manifoldu hava giriş sıcaklığı	69
Şekil 5.3: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında motor egzoz sıcaklığı	69
Şekil 5.4: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında yakıt debisi	70
Şekil 5.5: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında hava debisi.....	71
Şekil 5.6: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında hava-yakıt oranı.....	71
Şekil 5.7: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında volümetrik verim.....	72
Şekil 5.8: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında üretilen tork	73
Şekil 5.9: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında üretilen güç.....	73
Şekil 5.10: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında özgül yakıt tüketimi	74
Şekil 5.11: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı verim	74
Şekil 5.12: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında NO _x emisyonu.....	75
Şekil 5.13: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında CO emisyonu	76
Şekil 5.14: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında is emisyonu	76

Şekil 5.15: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde motor hava giriş sıcaklığı	77
Şekil 5.16: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde egzoz sıcaklığı	78
Şekil 5.17: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde yakıt debisi	78
Şekil 5.18: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde hava debisi	79
Şekil 5.19: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde hava-yakıt oranı	80
Şekil 5.20: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde volümetrik verim	80
Şekil 5.21: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde özgül yakıt tüketimi	81
Şekil 5.22: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı verim	81
Şekil 5.23: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde NO _x emisyonu	82
Şekil 5.24: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde CO emisyonu	83
Şekil 5.25: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı emisyonu	83
Şekil 5.26: Ara soğutucu sonrası alüminyum kanatlı su soğutmalı ısı değiştiricisi	84
Şekil 5.27: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin giriş hava sıcaklığına etkisi	85
Şekil 5.28: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin motor egzoz sıcaklığına etkisi	85
Şekil 5.29: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin yakıt debisine etkisi	86
Şekil 5.30: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin hava debisine etkisi	86
Şekil 5.31: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin hava-yakıt oranına etkisi	87
Şekil 5.32: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin volümetrik verime etkisi	88
Şekil 5.33: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin motor torkuna etkisi	88
Şekil 5.34: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin motor gücüne etkisi	89
Şekil 5.35: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin özgül yakıt tüketimine etkisi	90
Şekil 5.36: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin ısı verime etkisi	90
Şekil 5.37: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin NO _x emisyonuna etkisi	91
Şekil 5.38: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin CO emisyonuna etkisi	92

Şekil 5.39: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin is emisyonuna etkisi	93
Şekil 5.40: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin motor hava giriş sıcaklığına etkisi	94
Şekil 5.41: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin egzoz sıcaklığına etkisi.....	94
Şekil 5.42: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin yakıt debisine etkisi	95
Şekil 5.43: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin hava debisine etkisi.....	95
Şekil 5.44: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin hava-yakıt oranına etkisi.....	96
Şekil 5.45: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin volümetrik verime etkisi.....	96
Şekil 5.46: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin özgül yakıt tüketimine etkisi.....	97
Şekil 5.47: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin ısı verime etkisi.....	97
Şekil 5.48: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin NO _x emisyonuna etkisi	98
Şekil 5.49: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin CO emisyonuna etkisi.....	99
Şekil 5.50: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin is emisyonuna etkisi.....	99

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1: Euro 6 emisyon standartları (Url-2).....	2
Tablo 3.1: Bazı akışkanlar için ısı taşınım katsayıları (Url-12)	33
Tablo 3.2: Isı değıştiricisi parametreleri	35
Tablo 4.1: Deney motorunun teknik özellikleri	53
Tablo 4.2: Test detayları.....	63

SEMBOL LİSTESİ

BAM	:	Buji Ateşlemeli Motor
CO	:	Karbon Monoksit
CO₂	:	Karbon Dioksit
DOC	:	Dizel Oksidasyon Katalizörü
ECM	:	Elektronik Kontrol Modülü
ECU	:	Elektronik Kontrol Ünitesi
EGR	:	Egzoz Gazı Resirkülasyonu
GHS	:	Giriş Havaı Soğutucusu
HC	:	Hidrokarbon
HYO	:	Hava Yakıt Oranı
KMA	:	Krank Mili Açısı
NO_x	:	Azot Oksit
ÖYT	:	Özgöl Yakıt Tüketimi
PM	:	Partiköl Madde
SCR	:	Seçici Katalitik İndirgeme
SO₂	:	Kükört Dioksit
ÜÖN	:	Üst Ölü Nokta
TG	:	Tutuşma Gecikmesi

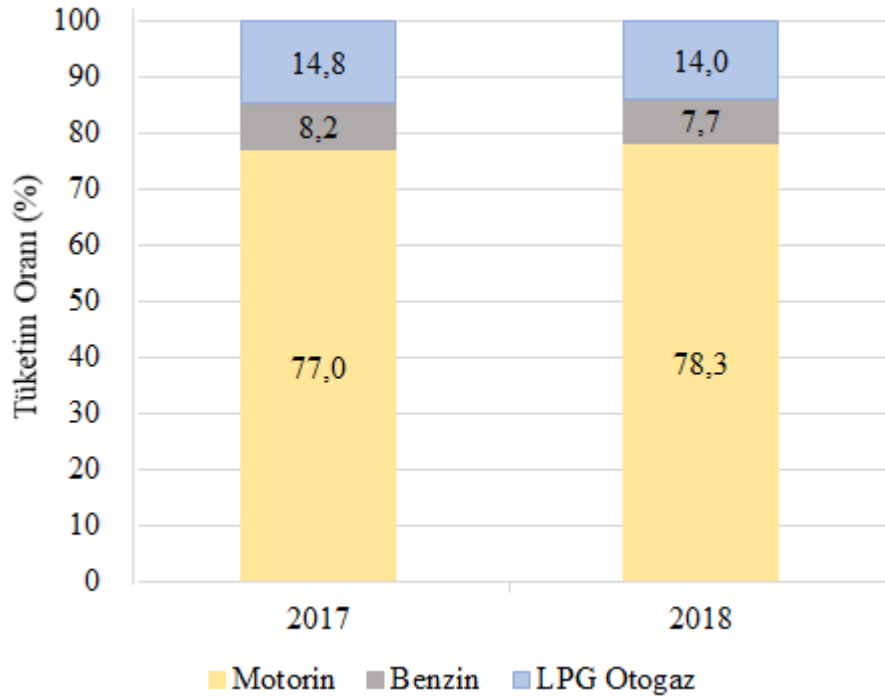
ÖNSÖZ

Bu tez çalışması süresince ve üniversite hayatım boyunca bilgi ve birikimi ile bana her konuda ışık tutan, desteğini her zaman hissettiren değerli hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Nazım USTA'ya teşekkürlerimi sunarım. Yüksek lisans tezi kapsamında desteklerinden dolayı Öğretim Görevlisi Kudret KANDEMİR'e, Arş. Gör. Fatih DEMİRYUĞURAN'a, Arş. Gör. Yalçın BULUT'a ve Arş. Gör. İnan AĞIR'a teşekkürlerimi sunarım. Bana her zaman maddi ve manevi destek olan, sevgili aileme teşekkür ederim. Bu tezi, 2019FEBE011 nolu BAP projesi ile destekleyen Pamukkale Üniversitesi Rektörlüğüne teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca TÜBİTAK 2211 Yurt İçi Lisansüstü Burs Programının desteklerinden dolayı da TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar (İYM), kimyasal enerjinin mekanik enerjiye dönüştürüldüğü makinelerdir. 19. Yüzyılın sonlarında icat edilmiş olan içten yanmalı motorlar, sürekli gelişmekte olup günümüzde farklı teknolojilerle entegre şekilde üretilmektedir. İçten yanmalı motorlar; karada, havada, denizde ve kendi içlerinde de farklı amaçlar doğrultusunda çeşitli makinelerde kullanılmaktadırlar.

Son yıllarda bilinen rezervlerdeki fosil yakıt miktarları azalmaktadır. Bunun yanı sıra çevre kirliliğinin de önüne geçilmesi amacıyla egzoz emisyon standartlarına da önemli ölçüde sınırlandırılmalar getirilmiştir. Günümüzde en yaygın kullanılan içten yanmalı motorlar benzin ve motorin ile çalışmaktadırlar. Yakıt olarak en çok kullanılanı ise Şekil 1.1’de görüldüğü gibi motorindir. Türkiye’de 2018 yılında 2017’ye göre benzin ve LPG tüketiminde azalma olurken, motorin tüketimi % 1,3 oranında artmıştır. Bu yüzden motorin yakıtı kullanan dizel motorların sebep olduğu özellikle NO_x ve is emisyonları da artmaktadır.



Şekil 1.1: Otomotiv Yakıtlarının Tüketim Payları (Url-1)

Bu yakıtların kimyasal farklılıklarından dolayı motorların çalışma prensipleri de farklıdır. Temel farklardan birisi sıkıştırma oranıdır ve sıkıştırma oranı ısı verimi doğrudan etkileyen bir parametredir. Aynı sıkıştırma oranlarında buji ateşlemeli motorların ısı verimi dizel motorlara göre daha yüksektir. Ancak dizel motorlarda her zaman daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalışılmaktadır. Bu sebeple dizel motorların ısı verimi buji ateşlemeli motorlara göre daha fazladır.

Bu motorlarda güç, tork ve verim gibi performans parametrelerinin iyi değerlerde olması gerekirken emisyon değerlerinin de belirli bir sınırdan olması gerekmektedir. Araçların yaydığı zararlı gazlar, ülkelerin kullandığı emisyon standartlarına uygun olmadığı takdirde araçlar trafiğe çıkamamaktadır. Giderek bu standartlar katılaşmaktadır. Tablo 1.1’de Avrupa Birliği’nin en son standart değerleri gösterilmektedir.

Tablo 1.1: Euro 6 emisyon standartları (Url-2)

Kategori	Sınıf	Referans kütle (RK) (kg)	Karbon monoksit (CO) (mg/km)		Metan olmayan hidrokarbonlar (NMHC) (mg/km)		Azot oksitler (NO _x) (mg/km)		Partikül madde (PM) (mg/km)	
			BI	CI	BI	CI	BI	CI	BI	PI
M	-	Hepsi	1900	1750	170	290	90	140	12	12
N ₁ (³)	I	RK ≤ 1305	1900	1750	170	290	90	140	12	12
	II	1305 < RK ≤ 1760	3400	2200	225	320	110	180	12	12
	III	1760 < RK	4300	2500	270	350	120	220	12	12
N ₂	-	Hepsi	4300	2500	270	350	120	220	12	12
Açıklamalar: BI = Buji ateşlemeli, CI = Sıkıştırma ateşlemeli										

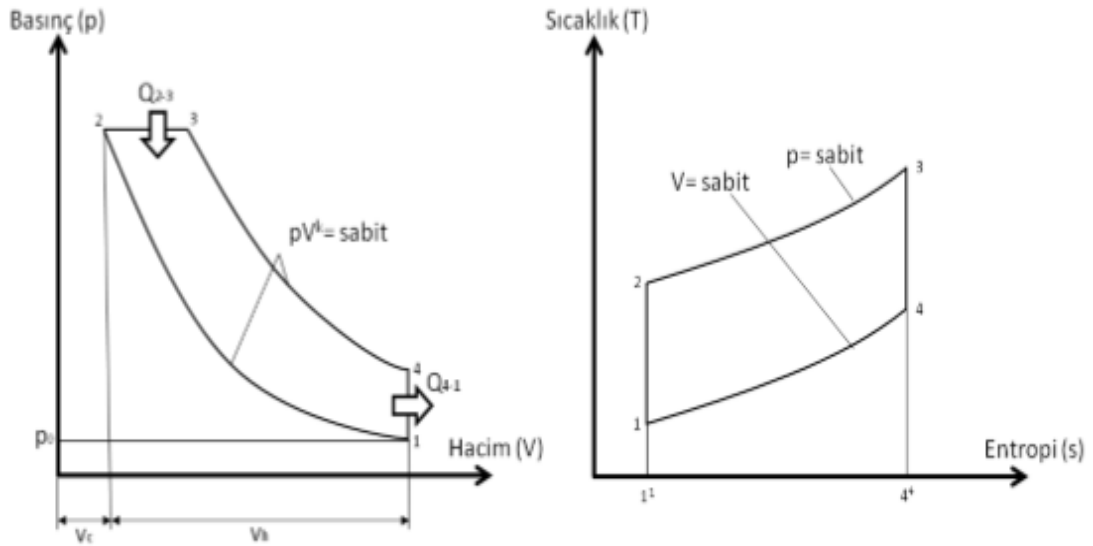
Dizel motorlarda emme zamanında silindir içerisine sadece hava alınır. Daha sonra hava, motorun sahip olduğu sıkıştırma oranına göre sıkıştırılıp yanma zamanında üzerine yakıt püskürtülüp iş üretilir. Genel olarak son yıllarda üretilen çoğu dizel araçlarda aşırı doldurma sistemi olarak turbo şarj sistemi kullanılmaktadır. Turbo şarj sisteminde, egzoz gazlarının enerjisi kullanılarak döndürülen türbin miline

bağlı bir kompresör ile temiz havanın emilip basıncının yükseltilerek yanma odasında kütleli bazda daha fazla havanın bulunması sağlanmaktadır. Dizel motorlarda yanma odasındaki hava, yüksek sıkıştırma oranlarında (14-22) sıkıştırılarak üzerine yakıt püskürtülür ve yanma sağlanır. Bu motorlarda bölgesel yanma sıcaklıkları yüksektir. Yanma sıcaklığının yüksek olması daha verimli bir yanma sağlamasına karşın, havada bulunan azot bileşiğinin parçalanıp oksijen ile bileşik oluşturmaya ve NO_x adı verilen doğa ve insan sağlığı için son derece zararlı olan gazların yayılmasına sebep olmaktadır. Yanma odasındaki bölgesel sıcaklıkların ortalama olarak 1800 K'in altında kalması NO_x emisyonlarının oluşmasına engel olmaktadır (Haşimoğlu ve diğ. 2002).

Bu sebeple dizel motorlarda turbo şarj sistemi sonrasında basıncı ve sıcaklığı yükselen havanın ara soğutucuda belirli ölçüde soğutulması ile hem yanma odasındaki sıcaklığın aşırı artmaması hem de düşen yoğunluğun bir miktar artırılması sağlanabilmektedir. Yoğunluğun artması ile motor içine alınan havanın kütleli bazda miktarı artırılmaktadır. Ancak araçların düşük hızlarda yol aldığı durumlarda veya iş makinelerinde, ara soğutucuda zorlanmış ısı transferinde etkili olan havanın hızı az olduğundan ara soğutucunun etkinliği de düşmektedir. Bu tez kapsamında, bunun gibi ara soğutucunun etkinliğinin düştüğü durumlarda ara soğutucu sonrasında ek soğutma yapılma durumu konusunda çalışılmıştır.

2. DİZEL MOTORLAR, EMİSYONLAR VE LİTERATÜR BİLGİSİ

Dizel motor, Alman mühendis Rudolf Diesel tarafından icat edilmiştir. Almanya'da kömür rezervlerinin fazla olması nedeniyle başta yakıt olarak kömür kullanmak hedeflenmiştir. Ancak yanma sonucu oluşan kül büyük sıkıntılar yaşattığı için alternatif yakıtlar düşünülmüş ve nitekim Rudolf Diesel, motorun tanıtımını yakıt olarak yer fıstığı yağı kullanarak yapmıştır. Şekil 2.1'de Rudolf Diesel'in kendi soyadı verilen ideal Diesel çevrimi (sabit basınçta ısı giriqli ideal çevrim) gösterilmiştir.



Şekil 2.1: İdeal Diesel çevrimi (Safgönül ve diğ. 2013)

Çevrimin zamanları aşağıdaki gibidir;

- 1-2 Adyabatik sıkıştırma
- 2-3 Sabit basınçta ısı giriqli
- 3-4 Adyabatik genişleme
- 4-1 Sabit hacimde ısı çıkışı

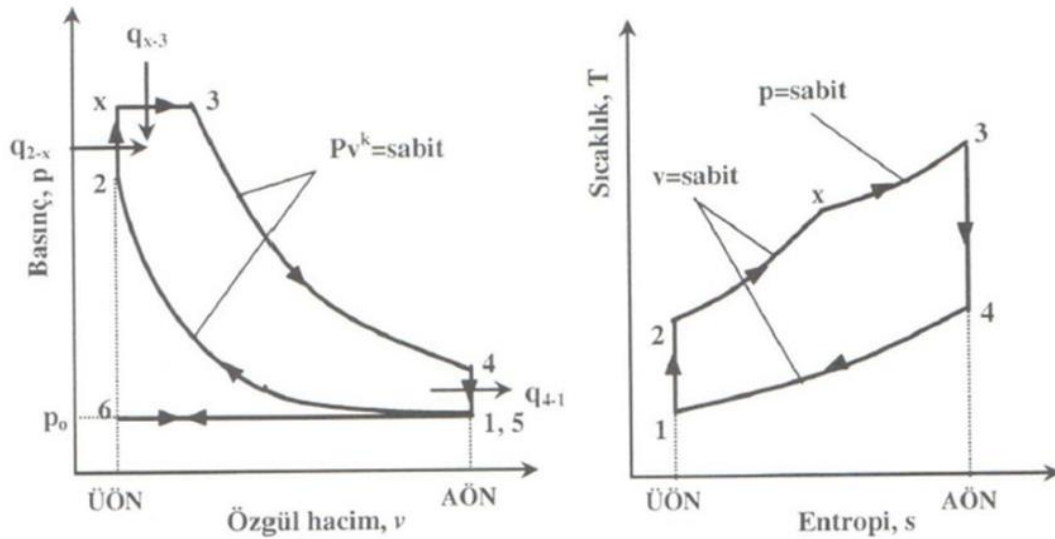
Eşitlik (2.1)'de ideal Diesel çevriminin verimi gösterilmiştir. Sıkıştırma oranı arttıkça Diesel çevrimin ısı verimi artmaktadır (Safgönül ve diğ. 2013).

$$\eta_{td} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\alpha^k - 1}{k \cdot (\alpha - 1)} \quad (2.1)$$

burada; ε sıkıştırma oranı, k adyabatik üs ve α hacim artış oranıdır.

Dizel motorlar içten yanmalı bir motor tipi olup sıkıştırma ateşlemeli motorlar olarak da bilinir. Taze havanın silindirler içerisine emilmesiyle hava, belirli bir sıkıştırma oranında sıkıştırılmaktadır. Basıncı ve sıcaklığı artmış olan havanın tutuşma sıcaklığına ulaşmasıyla silindir içine püskürtülen yakıtın alev alması ve yanması şeklinde çalışmaktadır.

Günümüzdeki dizel motorlarda, Otto ve Diesel çevrimlerinin birleşiminden oluşan karma çevrim kullanılmaktadır. Isı, 2-x arasında sabit hacimde, x-3 arasında da sabit basınçta girmektedir. İdeal karma çevrimde sıkıştırma ve genişleme, yine adyabatik olarak gerçekleşmektedir. Şekil 2.2’de ideal karma çevrim gösterilmiştir.



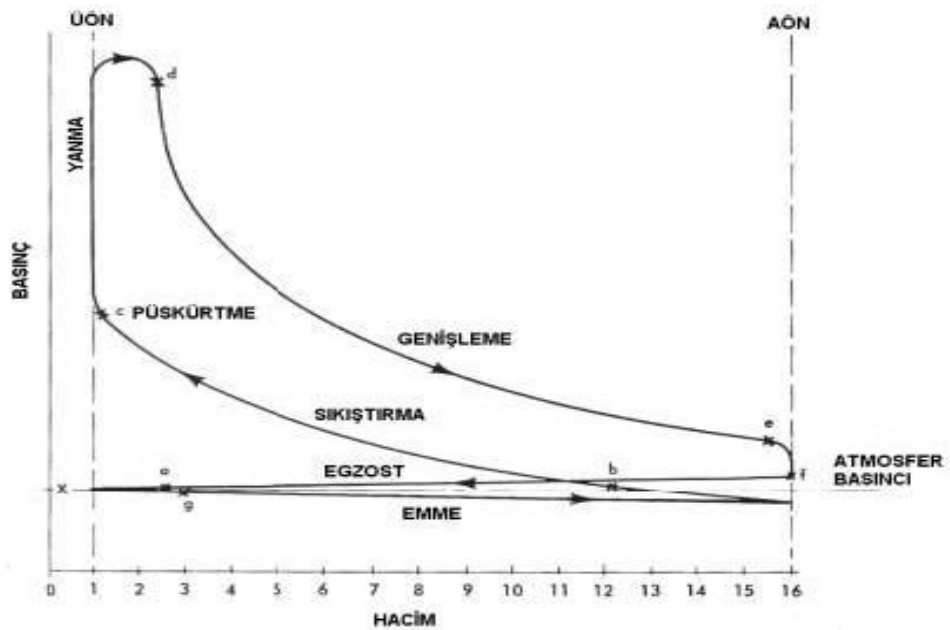
Şekil 2.2: İdeal karma çevrim (Url-3)

İdeal karma çevriminde basınç artış oranı (β), ısı verimi etkileyen bir diğer parametredir ve ısı verim (2.2) eşitliğinde gösterilmiştir.

$$\eta_{tk} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\beta \cdot \alpha^k - 1}{\beta - 1 + k \cdot \beta \cdot (\alpha - 1)} \quad (2.2)$$

2.1 Dizel Motorların Çalışma Prensipleri

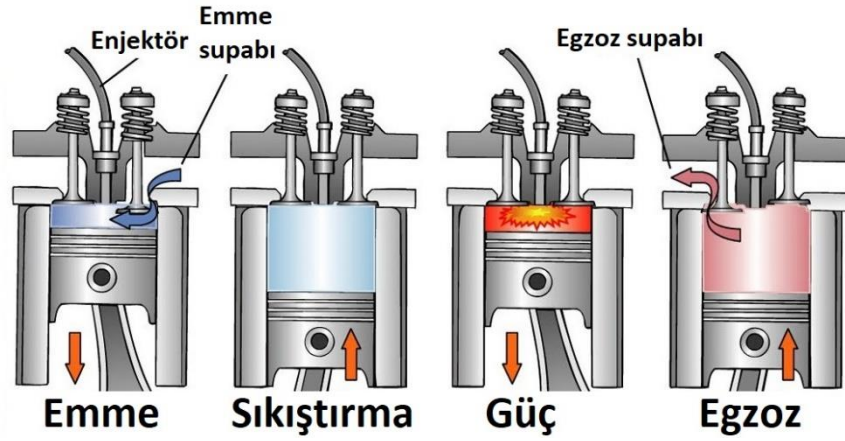
Taze hava, emme zamanında atmosfer altı bir basınçta silindirler içerisine emilmektedir. Daha sonra pistonun yukarı yönlü hareketi ile sahip olunan motor teknolojilerine göre değişkenlik göstermekle birlikte yaklaşık 14-22 oranları aralığında sıkıştırılır. Sıkıştırılan hava üzerine püskürtülen yakıtla birlikte yanma sağlanır ve yanma sonu gazlarının egzoz zamanında atmosfer ortamına atılmasıyla çevrim tamamlanmaktadır. Şekil 2.3’de ise 4 zamanlı gerçek Diesel çevrimi gösterilmiştir.



Şekil 2.3: Gerçek Diesel çevrimi (Safgönül ve diğ. 2013)

Yanma odasının içinde basıncı ve sıcaklığı çok yükselen havaya; piston üst ölü noktaya yaklaştığı anda belirli bir püskürtme avansı ile dizel yakıt, enjektörlerden yüksek basınçla ve atomize olmuş şekilde püskürtülür. Püskürtülen yakıt, sıcaklığı yüksek olan hava içerisinde karışır ve buharlaşır. Yanmanın etkisiyle silindir içindeki sıcaklığın artmasıyla yanma odası içerisindeki gaz genişmekte ve basıncı da bir miktar daha artmaktadır. Bu genişlemenin etkisiyle piston aşağı yönlü hareket etmektedir. Biyel kolu, oluşan doğrusal hareketi dairesel harekete dönüştürür ve krank miline bağlı olduğundan bu mili döndürerek tekerleklerle gönderilmek üzere ihtiyaç duyulan dönme momenti elde edilmiş olmaktadır.

İş elde edildikten sonra yanma ürünleri, egzoz zamanında silindirlerden atılır ve turbo şarj sistemindeki türbine gönderilir. Dönen türbin ortak yataklanmış bir mil vasıtasıyla kompresörü döndürür. Burada basıncı artırılmış bir miktar hava, ara soğutucuda soğutulduktan sonra silindirlere gönderilir ve silindirlere kütlece daha fazla miktarda hava bulunması sağlanır. Böylece yakıt daha verimli yanar ve çevrim bu şekilde devam eder. Şekil 2.4’de dört zamanlı dizel motorun çalışma zamanları gösterilmiştir.



Şekil 2.4: Dört zamanlı dizel motorun çalışma zamanları (Url-4)

Dizel motorlarda Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU) kullanılır ve bazı parametreler bu bilgisayarda tanımlanarak bir çalışma karakteristiği oluşturulur. Görevleri motor içerisindeki sensörlerden gelen verileri kullanarak motorun yakıt kullanımını ve yanma zamanlamaları işlemlerini kontrol ederek motorun çalışmasını optimize etmektir.

2.1.1 Dizel Motorlarda Yanma

Dizel motorlarda yakıt püskürtme işleminin başlaması ile yanma sonu gazların silindirden dışarı atılması arasındaki sürede yanma gerçekleşir. Silindir içerisine emme manifoldundan sadece hava alındığı için homojen şekilde dağılmış bir karışım söz konusu değildir. Yakıt, enjektörlerden püskürtülmeye başladığında ortamdan bir miktar ısı çekerek buharlaşmaya başlar. Bu aşamada halen tutuşma gerçekleşmemektedir. Bu yüzden silindir içi basınç ve sıcaklığı da yüksek değildir. Enjektörlerden atomize olmuş bir şekilde püskürtülen yakıt damlacıklarının hızı,

silindir içerisindeki havanın karşı basıncının etkisiyle yavaşlamakta ve küçük olan damlacıklar püskürtme demetinin yan taraflarına hareket etmektedir. Tutuşma gecikmesinin sonlanmasıyla birlikte yan bölgelerde yeterli hava-yakıt oranı olduğunda yanma başlamaktadır. Dizel motorlarda yanma için önemli dört etken mevcuttur. Bunlar; yanma odası içerisindeki basınç, sıcaklık, karışım oranı ve oksijen konsantrasyonudur. Dizel motorlarda yanma; tutuşma gecikmesi, kontrolsüz yanma, difüzyon kontrollü yanma ve art yanma olmak üzere dört aşamadan oluşmaktadır.

1) Tutuşma gecikmesi

Yakıtın püskürtülmeye başladığı andan, ilk yanmanın başladığı ve basıncın ani değişmeye başladığı ana kadar geçen süre olarak tanımlanır. Yakıt püskürtüldükten sonra buharlaşır ve kimyasal reaksiyonlar başlar. Kimyasal reaksiyonların yavaş bir şekilde gerçekleşmesi nedeniyle tutuşma gecikmesi oluşmaktadır.

Silindir içerisinde yanma sırasındaki maksimum basınç, genellikle üst ölü noktadan hemen sonra oluşmaktadır. Yakıt püskürtüldüğünde bir tutuşma gecikmesi oluşur ve eğer yakıt üst ölü noktada püskürtülürse maksimum basınç, yanma zamanının sonlarına doğru kayabilir. Bunun önüne geçmek için püskürtme avansı uygulanır. Yani piston, üst ölü noktaya gelmeden 10-15° KMA önce yakıt püskürtülmeye başlanır ve tutuşma gecikmesinin bu aralıkta olması sağlanarak maksimum basıncın istenilen bölgede oluşması sağlanır. Silindir içi sıcaklık, tutuşma gecikmesini önemli ölçüde etkilemektedir. Bununla birlikte silindir içi sıcaklık ve basınç azaldıkça tutuşma gecikmesi artmaktadır.

2) Kontrolsüz yanma

Yanma genellikle buharlaşma ve hava ile karışım oranının iyi olduğu püskürtme demetinin dış bölgelerinde başlar. Ancak tutuşma gecikmesi sırasında yanma odasında birikmiş olan yakıtın ani olarak yanmasıyla ani basınç artışları meydana gelmektedir. Bu da dizel vuruntusuna sebep olmaktadır. Bu yüzden tutuşma gecikmesi süresinin kısa tutulması gerekmektedir.

3) Difüzyon kontrollü yanma

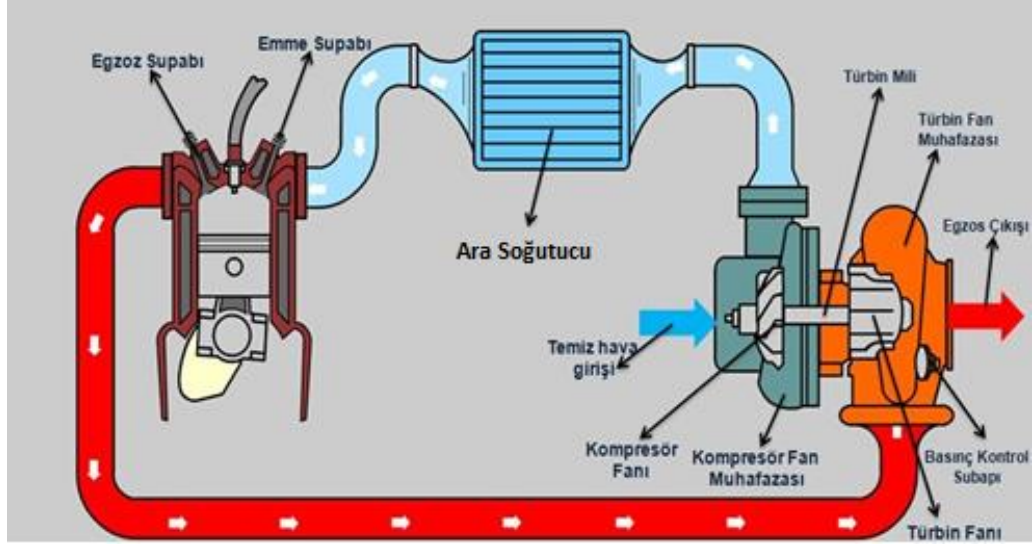
Ani yanmanın bitmesinden sonra kontrollü yanma başlamaktadır. Burada; yakıtın yanma hızı, buharlaşma hızı ve buharlaşan yakıtın havayla karışma hızları belirlenmektedir. Yanmanın, piston üst ölü noktaya yakinken tamamlanması istenmektedir. Çünkü burada sıcaklıklar yüksektir. Yanma odasındaki karışma ve buharlaşma hızı yeterli değilse yanma, genişlemenin daha ileri aşamasında tamamlanmaktadır. Yanma, genişleme anında da devam ederse sıcaklıklar düştüğü için yanmamış hidrokarbonlar artmakta ve ısı verim düşmektedir.

4) Art yanma

Art yanma genişleme aşamasında gerçekleşmektedir. Maksimum sıcaklık oluştuğundan sonra başlar ve piston ÜÖN'den sonra 70-80° KMA'ya geldiğinde tamamlanır. Genişleme sebebiyle silindir basınç ve sıcaklığı azalmaktadır. Bu yüzden verim bakımından art yanmanın kısa sürmesi istenmektedir.

2.2 Turbo Şarj Sistemi

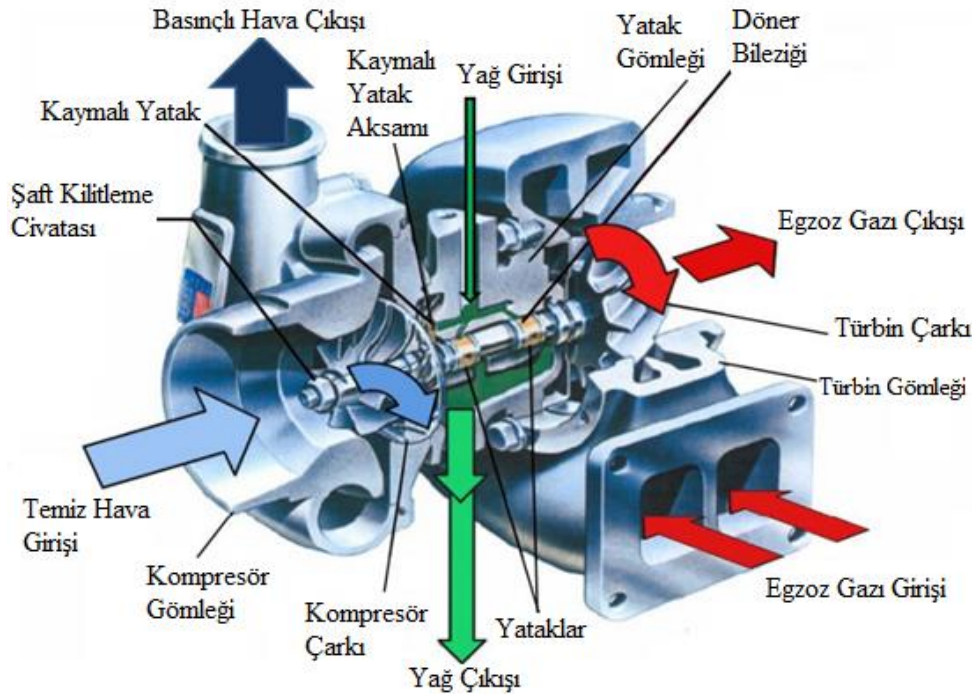
Turbo şarj sistemi özellikle dizel motorlarda çok kullanılmaktadır. Belirli hacimdeki bir motorda silindirlere daha fazla hava beslemesi yapılarak motorda mevcut elde edilen gücün ve torkun artırılması sağlanır. Bir diğer aşırı besleme yöntemi olan süper şarj sisteminde ise triger kayışından doğrudan tahrik alan kompresör kullanılmaktadır. Bu nedenle süper şarj sistemi çalışırken motorda üretilen gücün bir miktarını kullanır. Ancak turbo şarj sistemleri kullandığı enerjiyi atık egzoz gazlarından elde ettiği için daha verimlidir. Turbo şarj sisteminin genel görünümü Şekil 2.5'de verilmiştir.



Şekil 2.5: Turbo Şarj sistemi genel görünümü (Url-5)

2.2.1 Türbin - Kompresör

Türbin ve kompresör birbirine bir mil ile bağlıdır. Bu turbo şarj mili çok yüksek devirlerde dönebilmektedir. Bu yüzden çok hassas parçalardır. Milin ve yatakların gerektiği kadar yağlanmasının sağlanması ve bakımlarının yapılması çok önemlidir. Şekil 2.6'da bir türbin - kompresör kesit görünümü gösterilmiştir.

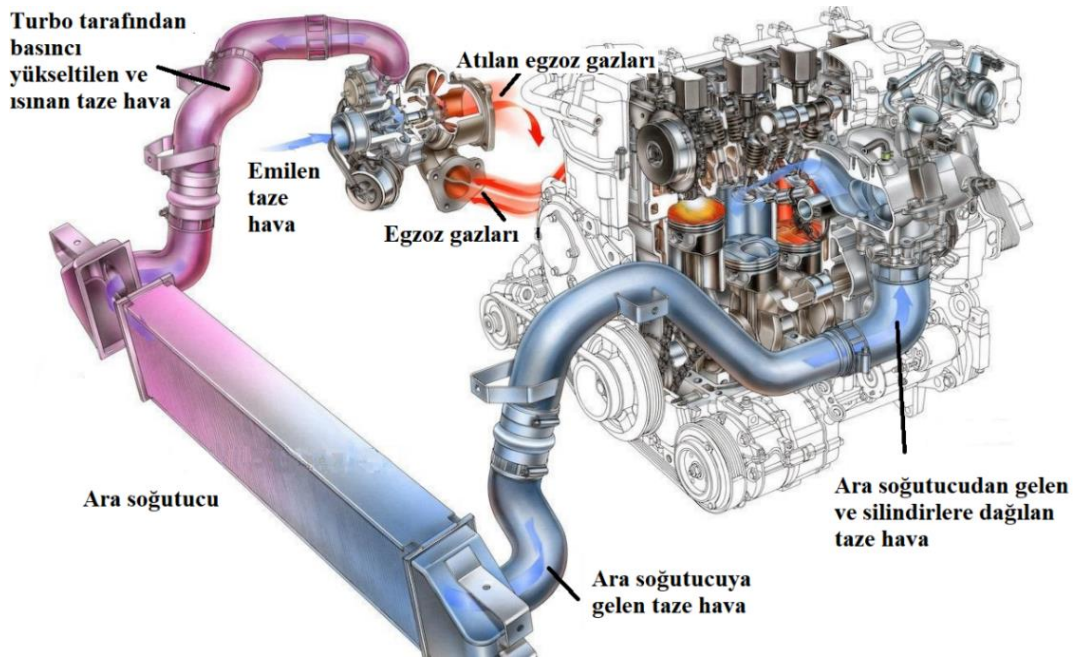


Şekil 2.6: Türbin-kompresör kesit görünümü (Url-6)

Egzoz gazlarının çalıştırdığı türbindeki hareket, bu mil vasıtasıyla kompresöre iletilerek atmosferik hava emilir. Kompresör fanından emilen hava burada sıkıştırılır. Basıncı ve sıcaklığı yükselen hava, ara soğutucuya gönderilerek soğutulur. Daha sonra silindir içerisine gönderilir ve çevrim bu şekilde devam eder.

2.2.2 Ara Soğutucu

Turbo Şarj sistemindeki kompresörde sıkıştırılan havanın basıncı ve sıcaklığı artmaktadır. Hava sıcaklığıyla hava yoğunluğu ters orantılıdır. Dolayısıyla deplasman hacmine alınan hava miktarı bu şekilde daha az olmaktadır. Bu nedenle sıcak hava, yanma odasına alınmadan önce bir ara soğutucuda soğutulmaktadır. Hava, soğutulduktan sonra yoğunluğu artırılmış bir şekilde emme manifolduna gönderilir ve yanma gerçekleşir. Şekil 2.7’de ara soğutucunun montajı ve çalışma şekli gösterilmiştir.



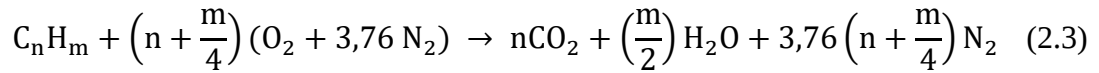
Şekil 2.7: Turbo Şarj sistemi ve ara soğutucu (Url-7)

Araç yüksek hızlarda giderken zorlanmış ısı transferi daha fazla olmakta ve hava daha fazla soğutulmaktadır. Ancak düşük hızlarda çalışan traktör gibi taşıtlarda ısı transferi daha az olduğundan soğutma miktarı da düşmektedir. Ara soğutucunun kullanılması ve kompresörde sıcaklığı yükselen havanın soğutulması ile;

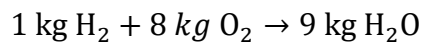
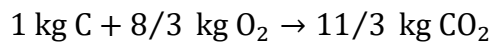
- Yakıt tüketiminin iyileştirilmesi,
- Motor gücünün artırılması,
- Daha iyi bir yanma ile bazı zararlı egzoz emisyonlarının azaltılması sağlanabilmektedir.

2.3 Dizel Motor Emisyon Oluşum Mekanizmaları

İçten yanmalı motorlarda, yakıtın hava ile yanma reaksiyonuna girmesiyle çeşitli emisyonlar oluşmaktadır. Dizel motorlar yüksek sıkıştırma oranlarında çalıştıklarından dolayı bölgesel olarak daha yüksek yanma sıcaklıklarına ulaşabilmektedir. Bu yüzden yüksek sıcaklıklarda oluşan NO_x emisyonları fazladır. HC ve CO emisyonları ise fakir karışım ve yüksek yanma sıcaklıklarının etkisiyle genellikle daha az miktarda üretilmektedir. Yanmaya etki eden birçok parametre olduğu için emisyonların oluşmasında da bu etkenler rol oynamaktadır. Ana faz sırasında yanma hızı yüksektir. Bu sebeple yanma çok kısa bir sürede gerçekleşmektedir. Dolayısıyla yakıtın ve oksijenin bir kısmı da yanmaya katılmadan dışarı atılmaktadır. Yakıtın stokiyometrik yanma denklemi (2.3) eşitliğinde gösterilmiştir.



Stokiyometrik yanma sonucunda CO₂, H₂O ve N₂ emisyonları oluşmaktadır. Ancak gerçek yanma sonucunda CO, NO_x, HC gibi zararlı egzoz emisyonları oluşabilmektedir.



(2.4) ve (2.5) eşitliklerinde sırasıyla karbon ve hidrojen için tam yanma sonucundaki reaksiyonlar ve bu reaksiyonların tamamlanması için gereken O₂ miktarları gösterilmiştir. Buna göre yakıtın içerisindeki oksijen miktarı da göz

önünde bulundurulursa karbon ve hidrojen den oluşan 1 kg yakıtın yanması için gereken minimum O₂ miktarı (2.6) eşitliğinde gösterilmiştir.

$$m_{O_2} = \frac{8 \cdot c}{3} + 8 \cdot h - o \quad (\text{kg-O}_2/\text{kg-yakıt}) \quad (2.6)$$

burada; o, c ve h, 1 kg yakıtta bulunan sırasıyla oksijen, karbon ve hidrojen miktarlarıdır (kg).

Bu miktardan fazla oksijen bulunuyorsa yani hava fazlalık katsayısı 1'den büyükse ($\lambda > 1$) fakir karışım oluşmakta ve bulunan oksijenin bir kısmı egzoz emisyonu olarak dışarı atılmaktadır. Eğer daha az oranda oksijen varsa ($\lambda < 1$) eksik yanma oluşacağından CO miktarında artış oluşmaktadır. Aynı şekilde hem yakıt içerisinde hem de havada bulunan N₂ de gerekli şartlar altında bir miktar NO_x oluşturduktan sonra büyük oranda dışarı atılmaktadır.

2.3.1 Karbon Monoksit (CO)

CO emisyonunun oluşmasının başlıca sebebi, yanma odasında bulunan hava miktarının az olmasıdır. Bu nedenle motorlardaki hava-yakıt oranı, CO emisyonunun oluşumunda önemli bir etkidir. Dizel motorlar genel olarak hava-yakıt oranı yüksek (fakir karışım) olarak çalıştığı için CO emisyonu bu motorlarda, buji ateşlemeli motorlara göre daha az üretilmektedir. CO oluşumunun bir diğer nedeni ise sıcaklıktır. Yanma sıcaklığının düşük olması durumunda reaksiyon hızları azalmaktadır. Bu nedenle hava-yakıt oranı yüksek olsa da CO'nun CO₂'ye dönüşmesi zorlaşmaktadır (Topgül ve diğ. 2005).

Yanma sırasında alev cephesinin iç bölümlerindeki yüksek sıcaklık bölgelerinde fazla miktarda CO oluşmaktadır. Bu gazların genişlemesi ve bir miktar soğuması sırasında bu bölgede bulunan oksijen miktarının da artmasıyla CO'ların bir kısmı CO₂'ye dönüşmektedir. Ancak genişlemeyle birlikte sıcaklığın daha fazla düşmesiyle eşitlik (2.7)'de gösterilen reaksiyon gerçekleşmemeye başlamaktadır. Bu nedenle sıcaklığın çok fazla düşmesi CO emisyonunu artırmaktadır (Url-8).



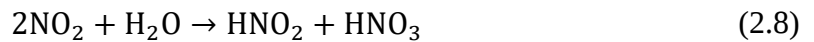
2.3.2 Hidrokarbon (HC)

Hidrokarbonlar yakıtın eksik yanması sonucu oluşmaktadırlar. Hidrokarbon oluşumunu hava-yakıt oranı doğrudan etkilemektedir. Normal şartlarda buji ateşlemeli motorlar, zengin karışım ile çalışmaktadırlar. Dizel motorlarda ise yanma fakir karışım ile gerçekleşmektedir. Bu yüzden yanmamış hidrokarbon emisyonu, dizel motorlarda buji ateşlemeli motorlara göre genel olarak daha düşük miktarlarda oluşmaktadır. Diğer bir şekilde yakıt deposundan buharlaşarak da atmosfere karışabilirler. Kanserojen etkisi olan hidrokarbonlar, NO_x ile güneş ışığının etkisiyle doğada ozon oluştururlar.

2.3.3 Azot Oksit Emisyonları (NO_x)

İnsan ve çevre sağlığı açısından en zararlı olan azot oksitler NO ve NO₂'dir. Dizel motorlarda oluşan azot oksitlerin yaklaşık % 90'ı NO'dan oluşmaktadır. % 5'i NO₂, geriye kalanlar da diğer azot oksitlerdir (Haşimoğlu ve İçingür 2000).

NO_x'ler solunduğunda akciğerlerdeki nemle birleşerek nitrik asit (HNO₃) oluşumuna neden olmaktadır. Aynı zamanda yine atmosferdeki su ile tepkimeye girerek asit yağmurlarına sebep olmaktadır. Nitrik asit oluşum reaksiyonu (2.8) eşitliğinde gösterilmiştir (Url-9).



Genel olarak NO ve NO₂ emisyonları birlikte NO_x olarak adlandırılmaktadır. NO_x oluşumu üç ana başlık altında incelenmektedir.

1) Termal NO_x

Yanma odasındaki bölgesel sıcaklıkların 1800 K'nin üzerinde olduğu durumlarda havada bulunan azot molekülü parçalanarak ve oksijenle birleşerek NO_x emisyonlarını oluşturur. Azot oksit emisyonlarının oluşmasındaki başlıca nedenler, yüksek sıcaklık ve oksijen konsantrasyonudur. Yanma sırasındaki yüksek sıcaklıklarda Zeldovich mekanizmasında oluşan O₂ ↔ 2O, havadaki oksijenin atomik emisyonu dönüşmesiyle NO emisyonu meydana gelmektedir. Zeldovich

mekanizmasında NO oluşumu (2.9) ve (2.10) eşitliklerinde gösterilmiştir. Bu reaksiyonlar, (2.11) eşitliğinde gösterilen reaksiyonun da eklenmesiyle genişletilmiş Zeldovich mekanizması olarak adlandırılmaktadır.



(2.12) eşitliğinde gösterilen reaksiyon, yeterince hızlı gerçekleşmemektedir. (2.13) eşitliğinde görülmekte olan reaksiyon NO₂ oluşumunda ilk reaksiyona göre daha hızlıdır. Özellikle 600-1000 K sıcaklıkları arasında HO₂ konsantrasyonu yüksek olduğunda ikinci reaksiyon daha da önemlidir (Tat 2013).



2) Yakıt kaynaklı NO_x

Yakıt bünyesinde bir miktar azot bulunur ve yanma sırasında okside olarak NO_x oluşumuna sebep olmaktadır. Yakıt içerisindeki karbon-azot bağları, alev sıcaklığından bağımsız bir şekilde havadaki N₂ bağlarına kıyasla daha kolay parçalanmaktadır. Bu nedenle yakıt içerisinde fazla miktarda azot varsa termal oluşuma göre daha kolay ve fazla şekilde NO_x üretilmesi mümkündür.

3) Ani NO_x oluşumu

Yanma sırasında yakıt açısından zengin karışım olan bir alev bölgesinde hızlı bir şekilde NO oluşmaktadır (Fenimore 1971). Bu alev bölgesi yakınlarındaki O ve OH radikalleri NO_x oluşumuna sebep olmaktadır. Bu nedenle ani NO_x oluşumu sıcaklığa daha az oranda bağlıdır.



(2.14) eşitliğinde görülen reaksiyonda hidrojen siyanür (HCN) beraberinde üretilen N, (2.16) eşitliğinde OH radikali ile tepkimeye girerek NO oluşumunu gerçekleştirmektedir. (2.15) eşitliğinde üretilen siyanojen (CN) ise nitrik asit oluşturmak için O₂ veya O ile tepkimeye girmektedir (Tat 2013).

2.3.4 Kükürt Dioksit (SO₂)

Yakıt bünyesinde bulunan kükürt, yanma sırasında veya atmosfere atılırken oksijen ile reaksiyona girerek kükürt dioksit (SO₂) ve kükürt trioksit (SO₃) emisyonlarını oluşturmaktadır. Genellikle yakıt içerisinde bulunan kükürt miktarının azaltılmasıyla SO₂ emisyonları azaltılmaktadır. Su buharıyla birleşerek sülfirik aside dönüşebilmektedir. Çevre ve insan sağlığına çok tehlikeli unsurlar oluşturmaktadır (Uyumaz ve diğ. 2017).

2.3.5 İs ve Partikül Madde

Bu emisyon türü; daha çok yanmamış karbon parçalarından, kalan kısmı da uçucu kül ve kükürt bileşiklerinden oluşturmaktadır. İs ve partikül madde (PM), sıkıştırma ateşlemeli motorlarda buji ateşlemeli motorlara göre daha fazla oluşmaktadır. İs ve partikül maddeler insan sağlığını, çevresel faktörleri ve ekolojik sistemi bozmaktadırlar. PM veya is emisyonlarının atmosfere olduğu gibi salınmasını engellemek için genellikle gözenekli metal veya seramikten oluşan bir filtre kullanılmaktadır. Bu filtrenin egzoz gazlarının basıncını mümkün olduğunca az düşürerek maksimum verimde çalışması beklenir. Dizel motorlarda kullanılan ve ticarileşmiş olan partikül filtreleri günümüzde silikon karpit, kordierit veya metal malzemelerden üretilmektedir (Mutlu ve Keskin 2011).

2.4 NO_x Emisyonlarını Azaltma Yöntemleri

NO_x emisyonlarını azaltmada çeşitli yöntemler mevcuttur. Bu yöntemler üç kısımda incelenebilir. Bunlar; yakıt, motor ve egzoz aşamalarıdır. Yakıt kısmında, sadece kullanılan yakıtı değiştirerek NO_x emisyonlarının azaltılması amaçlanmıştır.

NO_x kontrolünde püskürtme avansı, sıkıştırma oranı, dolgu sıcaklığı ve basıncı gibi motor parametreleri çok önemlidir. Bu parametrelerin değişmesi yanmayı doğrudan etkilediği için NO_x emisyonlarının oluşmasında da etkililerdir. Bir diğer yöntem olarak yanma ürünleri üzerinde egzoz gazı resirkülasyonu (EGR), seçici katalitik indirgeme (SCR) gibi yöntemler uygulanmaktadır. Şekil 2.8’de bazı yöntemlerin etkileri gösterilmiştir.

NO _x Emisyonu	
Standart Ayar (%100)	
Sıkıştırma Oranının Artırılması	% 80
Püskürtme Avansının Azaltılması	% 55
EGR	% 25
Su Püskürtülmesi	% 30
EGR + Su Püskürtülmesi	% 20
Tüm Yöntemler + Katalitik Konvertör	% 5

Şekil 2.8: Dizel motorlarında NO_x emisyonlarını azaltmada kullanılan yöntemlerin etkileri (Haşimoğlu ve diğ. 2002)

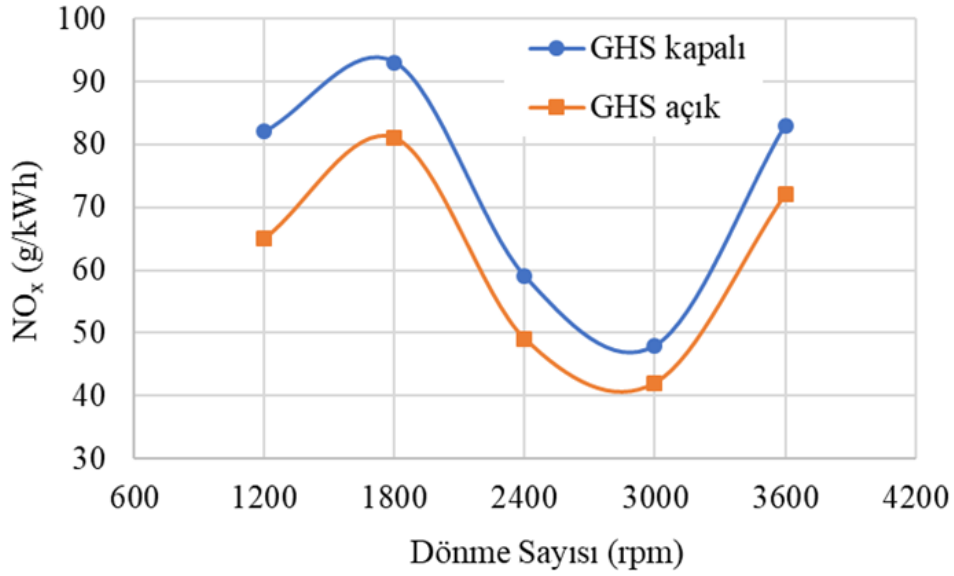
2.4.1 Yakıtın Setan Sayısı

Setan sayısı dizel yakıtlarda yanmayı doğrudan etkileyen bir parametredir. Dizel yakıtın setan sayısı arttıkça, TG azalmaktadır. Püskürtme avansı sabitken tutuşma gecikmesinin azalmasıyla yakıt daha erken yanmaya başlamaktadır. Silindir basıncının da artmaya devam etmesiyle yanma sıcaklığı daha da artmakta ve NO_x emisyonlarında artış olmaktadır. Bu sebeple yanmanın başlamasından önce daha az miktarda yakıt püskürtülerek, ÜÖN’nin öncesinde daha az yakıt yanmaktadır. Yanma sıcaklığı düştüğü için oluşan NO_x miktarı da azalmaktadır (Haşimoğlu ve İçingür 2000).

2.4.2 Motor Dolgu Sıcaklığı ve Basıncı

Motorda dolgu sıcaklığı ve basıncı yüksek olduğu durumlarda TG azalmaktadır. Sıkıştırma zamanında erken yanmanın etkisiyle yanma odası sıcaklığı giderek artmaktadır. Bu yüzden NO_x emisyonlarında da artış görülmektedir.

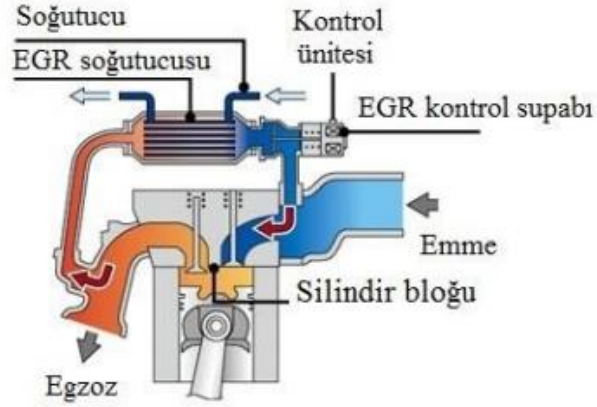
Giriş havası sıcaklıkları 40 °C ve 60 °C olarak ayarlanan deney sonuçlarına göre silindir içi yanma sıcaklığı, giriş hava sıcaklığı 60 °C iken 40 °C'ye göre daha yüksek ölçülmüştür. Buna da bağlı olarak NO_x emisyonu da giriş hava sıcaklığı 60 °C iken daha çok miktarda oluşmuştur (Kumar ve Raj 2013). Şekil 2.9'da giriş havası soğutucusunun (GHS) etkisiyle giriş havası sıcaklığının NO_x emisyonuna etkisi gösterilmiştir.



Şekil 2.9: Motor havası giriş sıcaklığının NO_x'e etkisi (Di Battista ve diğ. 2018)

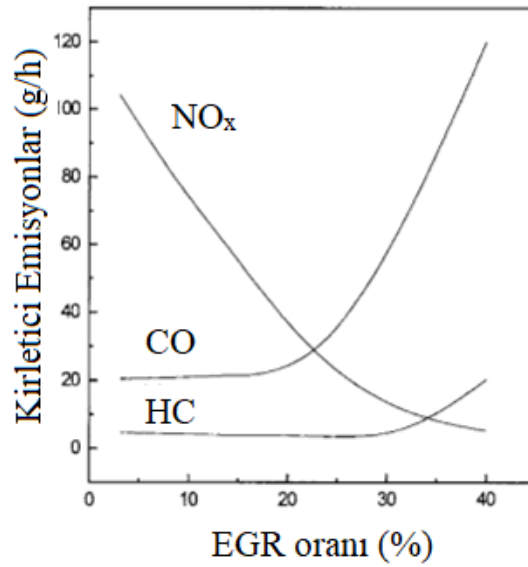
2.4.3 Egzoz Gazı Resirkülasyonu (EGR)

EGR, dizel motorlarda yanma sonucu oluşan NO_x emisyonlarını azaltmak amacıyla sıkça kullanılan bir yöntemdir. Şekil 2.10'da EGR'nin çalışma sistemi gösterilmiştir. EGR sisteminde, oluşan egzoz gazlarının bir bölümü tekrar emme manifolduna gönderilir. EGR sistemindeki amaç, yanma odasındaki oksijen konsantrasyonunu azaltıp yanma sonu sıcaklıklarını düşürmektir. Böylece NO_x emisyonlarında azalma görülmektedir. Yakıt tüketiminin sabit tutulmasıyla yüksek EGR oranlarında yanma odasındaki oksijen konsantrasyonu azaltılıp düşük NO_x emisyonlarının oluşması sağlanabilmektedir (Kimura ve diğ. 2001).



Şekil 2.10: EGR sisteminin genel görünümü (Uyumaz ve diğ. 2017)

EGR'nin kullanılma oranı çok önemlidir. Eğer bu oran artarsa yanma odasındaki oksijen konsantrasyonu çok düşeceğinden yanma olumsuz etkilenip HC, CO ve is gibi emisyonların artması muhtemeldir. Şekil 2.11'de bu durum gösterilmiştir. Sistemdeki EGR soğutucusu egzoz gazlarını, sıcaklığını düşürerek motora göndermektedir. Bu nedenle CO ve HC emisyonlarının azalması sağlanmaktadır (Lazaro ve diğ. 2002).

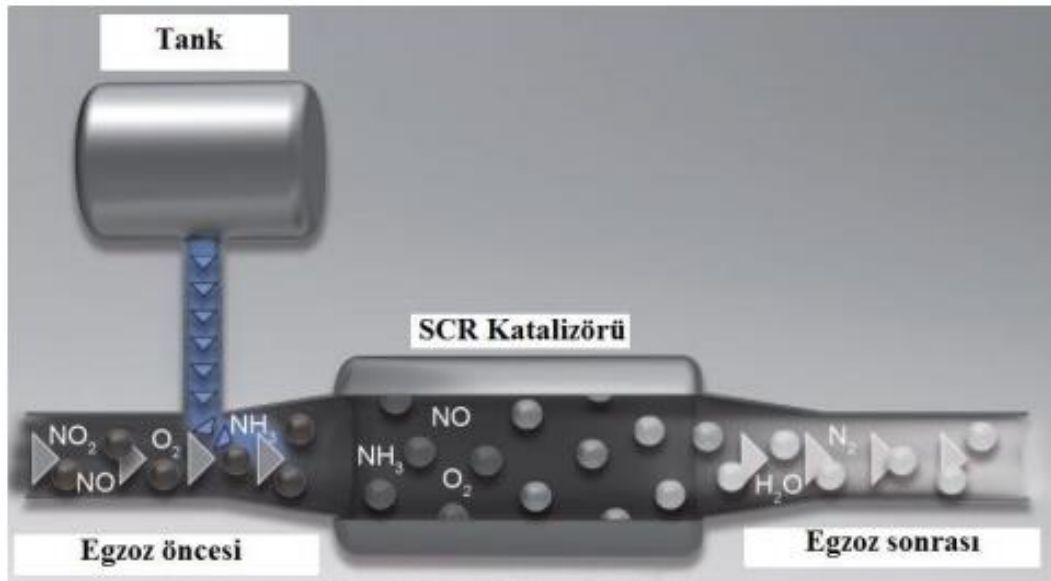


Şekil 2.11: EGR oranının emisyonlara etkisi (Uyumaz ve diğ. 2017)

EGR oranı % 10 civarlarındayken yüksek NO_x emisyonları mevcuttur ancak bu oran % 20'den itibaren arttıkça NO_x miktarı düşmesine karşın CO ve HC miktarları hızlı bir artış göstermektedir. Bu nedenle yanma kötüleşerek verim düşmektedir. Optimum EGR oranı sağlanıp NO_x oluşumunun büyük ölçüde azaltılması sağlanabilmektedir (Uyumaz ve diğ. 2017).

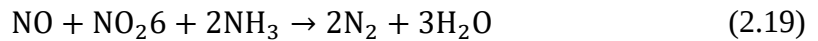
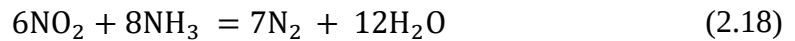
2.4.4 Seçici Katalitik İndirgeme (SCR)

Dizel motorlarda seçici katalitik indirgeme sistemi; CO ve hidrokarbon emisyonlarının azaltılması için bir dizel oksidasyon katalizöründen (DOC) ve ardından NH₃ ile seçici katalitik indirgeme (SCR) yoluyla azot oksitlerin azaltılması için bir katalizörden oluşur (Leskovjan ve diğ. 2018). SCR sistemi içerisinde NO ve NO₂ bulunan egzoz gazı üzerine amonyak (NH₃) püskürtülerek oluşan reaksiyonda NO_x emisyonlarının azot (N₂) ve suya (H₂O) dönüştürülür. Şekil 2.12’de SCR sistemi gösterilmiştir.



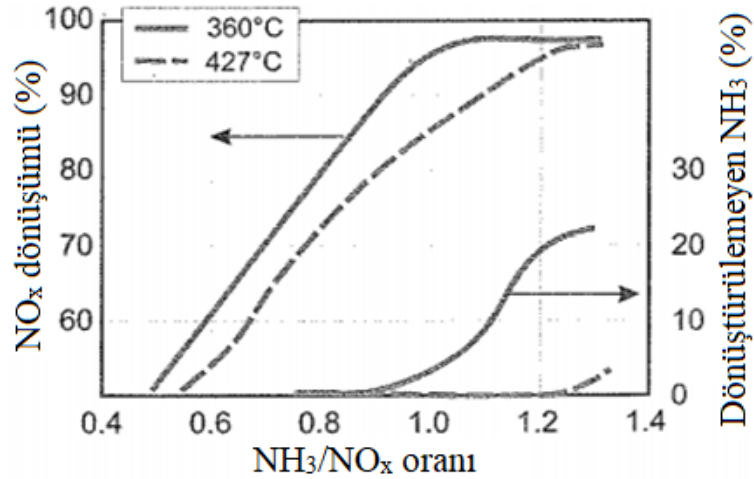
Şekil 2.12: SCR sistemi genel görünümü (Url-10)

Azot oksitlerin dönüşüm reaksiyonları (2.17), (2.18) ve (2.19) eşitliklerinde gösterilmiştir.



SCR sisteminde kullanılan NH₃ oranı da çok önemlidir. Öte yandan çok fazla NH₃ kullanılırsa bu durumda atmosfere amonyak salınması ihtimali oluşmaktadır. Optimum değer sağlanmalı veya NH₃'ün yüzeyler içerisinde tutulduğu sistemler kullanılmalıdır (Kröcher 2007).

Şekil 2.13’de görüldüğü gibi NO_x miktarı başına kullanılan NH_3 miktarı arttıkça NO_x dönüşümü artmaktadır. Ortam sıcaklığının azalması da NO_x dönüşüm oranını artırmaktadır. Buna rağmen ortam sıcaklığı azaldıkça dönüştürülemeyen NH_3 miktarı da artmaktadır (Uyumaz ve diğ. 2017).



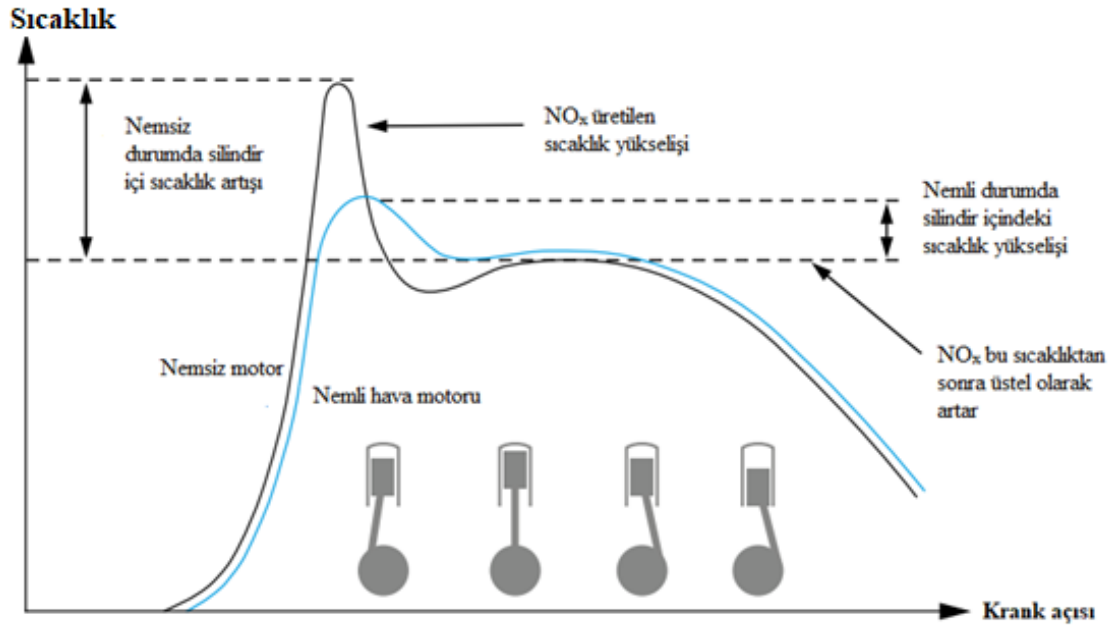
Şekil 2.13: NH_3/NO_x oranına göre NO_x dönüşümü (Uyumaz ve diğ. 2017)

SCR sisteminde kullanılan katalizörlerden en etkili olanı $\text{Ag-Al}_2\text{O}_3$ 'tür. Ancak bu sistemin kompleksliği ve uygulanabilirliği zor olduğu için yüksek maliyetlidir. Bu yüzden günlük kullanım için olan binek tipi araçlarda uygulanması zordur. Bunun yerine NO_x tutucu katalitik konvertörler kullanılmaktadır (Koebel ve diğ. 2000).

2.4.5 Nemli Hava Kullanımı

Dizel motorlarda kullanılan NO_x azaltma tekniklerinden bir diğeri de motorun emme hattına nemli hava göndererek emme havası sıcaklığında oluşan buharlaşma ile bu işlem için gereken ısıyı giriş havasından çekilmesidir. Bu sayede yanma odasında NO_x emisyonlarının asıl oluştuğu ani sıcaklık yükselişlerinin önüne geçilmektedir. Bu sistemle NO_x emisyonlarının % 65'e kadar azaltılabildiği rapor edilmiştir (Url-11). Şekil 2.14'de nemli hava ve normal çalışma şartlarında yanma odasında sıcaklığın değişimi grafiği gösterilmiştir.

Bu sistemin en tehlikeli ve dezavantajlı olduğu konu buharlaşmayan su taneciklerin yanma odasında bulunması durumudur. Bu buharlaşmayan tanecikler sistemi korozyona uğratmaktadır. Aynı zamanda yanmayı kötü etkileyerek HC ve CO emisyonlarının artmasına ve verimin düşmesine neden olmaktadır.

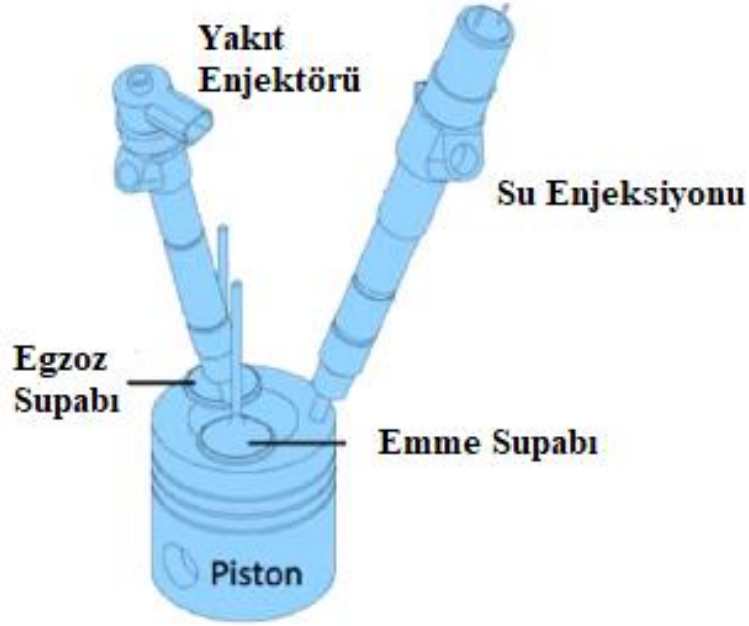


Şekil 2.14: Nemli/nemsiz motorlarda yanma odasındaki sıcaklık değişimi (Url-11)

2.4.6 Yanma Odasına Direkt Su Püskürtülmesi

Günümüzde gittikçe daha da katılaşan emisyon düzenlemeleri dizel motorlarda daha fazla NO_x emisyon kontrolü sağlanmasını gerektirmektedir. Su ilavesinin NO_x emisyonlarını azaltmada etkili bir yol olduğu düşünülmektedir. Bununla birlikte dünya çapında yapılan çoğu araştırmada, su ilavesinin NO_x azaltma üzerindeki etkisi ile esas olarak ilgilenilmektedir. Silindirlere su transferi; yakıt-su emülsiyonu, emme manifoldu su enjeksiyonu ve direkt su enjeksiyonu olmak üzere üç farklı yöntemle yapılmaktadır (Zhang ve diğ. 2017).

Direkt su enjeksiyonu yönteminde su, yanma odasına direkt olarak püskürtülmektedir. Bu sistemde silindir içerisinde yakıt enjektörüne ek olarak su enjektörü de bulunmaktadır. Bu yüzden yakıt pompası dışında bir de yüksek basınçlı su pompası bulunmaktadır. Şekil 2.15’de yakıt ve su enjektörlerinin kullanıldığı bir enjeksiyon sistemi görülmektedir.



Şekil 2.15: Yanma odası enjeksiyon sistemi (Zhang ve diğ. 2017)

Doğrudan yanma bölgesine enjekte edilen su, yanma sıcaklığında büyük düşüşler sağlar. Bu nedenle NO_x emisyonlarında da büyük düşüşler gözlenir. Bu aynı zamanda, NO_x üzerine direkt bir müdahale olmadan NO_x azaltmanın mümkün olduğunu gösterir (Zhu ve diğ. 2019). 2.5 L dört silindirli dizel motor kullanılan EGR ve % 20 su enjeksiyonu bulunan bir çalışmadaki deneysel sonuçlara göre NO_x emisyonları %70 oranında azalmaktadır ancak is emisyonunda % 60 artış olmaktadır (Nazha ve diğ. 2001).

Silindir içerisine direkt su püskürtülmesi yöntemi her ne kadar ciddi NO_x düşüşleri sağlasa da yanma odasında su kullanıldığı için çeşitli riskler içermektedir. Eğer püskürtülen suyun tamamı buharlaşmazsa silindir içerisinde korozyon oluşturma veya yağlama tabakasını bozma riski vardır. Aynı zamanda gerektirdiği sistem bileşenleri nedeniyle maliyetli de yüksektir.

2.5 Motor Giriş Hava Sıcaklığının Etkileri Konusundaki Çalışmalar

Dizel motorlarda performansın artırılması ve zararlı emisyonların azaltılması konusunda birçok çalışma yapılmakta ve bu konuda çeşitli yöntemler önerilmektedir. Motor performansını doğrudan etkileyen; emme havası sıcaklığı ve basıncı, yanma odasındaki oksijen konsantrasyonu, silindir içi ortam sıcaklığı gibi yanmayla ilgili faktörler olduğu gibi, sıkıştırma oranı, yakıtın türü ve püskürtme kalitesi, motor soğutması gibi yapısal faktörlerde mevcuttur. Bu faktörlerin her biri yanmanın kalitesine de etki ettiği için zararlı emisyonların oluşumu üzerinde de etkileri vardır. Bu bölümde özellikle motor giriş havası sıcaklığının değişmesinin motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkileri konusunda yapılan çeşitli çalışmalar hakkında bilgiler sunulmaktadır.

Jo ve diğ. (2019) yaptıkları çalışmada, tek silindirli dizel bir motorda farklı oranlarda dizel-etanol yakıt karışımlarını kullanmışlardır. Motor giriş havası sıcaklığının ve enjeksiyon zamanlamalarının motor performans ve zararlı emisyonlar üzerindeki değişimleri incelenmiştir. Çeşitli enjeksiyon zamanlamalarında ve giriş sıcaklıklarının 0 °C, 20 °C, 60 °C ve 80 °C olduğu şartlarda deneyler yapılmıştır. Deney sonuçlarına göre motor havası giriş sıcaklığı arttıkça tüm enjeksiyon zamanlamalarında NO_x emisyonunda artış, HC ve CO emisyonlarında azalma olduğu rapor edilmiştir. Bu durum, giriş sıcaklığının artması yakıtın daha kolay buharlaşmasıyla daha fazla oranda yanmaya katılması ve yanma hızının artması ile açıklanmıştır. Giriş sıcaklığının düşmesiyle yanma sıcaklığı düşerek NO_x emisyonunda azalma, CO ve HC emisyonlarında artış olduğu belirtilmiştir.

Cipollone ve diğ. (2017) 3.0 L turbo şarjlı dizel bir motor kullandıkları çalışmalarında kompresör çıkışı ile emme manifoldu arasında bulunan buharlaştırıcı ile giriş havası sıcaklığının azaltılmasıyla motor performans ve emisyon sonuçlarındaki etkileri incelemişlerdir. Soğutma sisteminde kompresör, yoğuşturucu, genleşme valfi ve buharlaştırıcı kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak ise R134a kullanmışlardır. 1200 ile 3600 rpm dönme sayıları arasında ve 100 ile 120 Nm motor yüklerinde deneyler tekrarlanmıştır. Buharlaştırıcı motorda hava filtresinden önce ve ara soğutucudan sonra olmak üzere iki durumda konumlandırıldı. Ancak ilk durumda motorda önemli değişiklikler olmamıştır. Ara soğutucu sonrasında kullanıldığında ise

tüm şartlarda giriş sıcaklığında 10 K'nin azalma olmuştur. Sonuç olarak giriş sıcaklığının azalması ile silindir içerisindeki daha fazla hava miktarı ile NO_x, CO ve is emisyonlarında sırasıyla % 4,5, % 12,1 ve % 5,6 azalma gerçekleşmiştir. Ayrıca yakıt tüketimlerinde % 0,7-% 5,3 arasında azalmalar olmuştur. Yüksek dönme sayılarında ve yüksek motor yüklerinde daha fazla azalma olduğu rapor edilmiştir.

Pan ve diğ. (2015) deneysel çalışmalarında, dizel metanol çift yakıt kullanan altı silindirli ara soğutuculu ve turbo şarjlı ağır hizmet dizel bir motorda giriş havası sıcaklığının motorun performans ve egzoz emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Deney sonuçlarına göre, emme havası sıcaklığı ile motorun performansı ve emisyonları arasında güçlü bir ilişki olduğu tespit edilmiştir. Çift yakıtlı çalışma modunda; emme havası sıcaklığının düşürülmesi, belirtilen termal verimi düşürdüğü ancak saf dizel yakıt kullanımı durumunda arttırdığı rapor edilmiştir. Emme hava sıcaklığının azaltılması, daha sonra yanma aşaması ve daha küçük tepe silindir basıncına neden olan ateşleme gecikmesini de uzattığı belirtilmiştir. Deney sonuçları genel olarak giriş hava sıcaklığının düşmesi ile NO_x emisyonlarında dikkate değer düşüşler olduğunu göstermektedir.

Kumar ve Raj (2013) çalışmalarında; çift yakıt kullanılan tek silindirli, dört zamanlı, hava soğutmalı ve sıkıştırma ateşlemeli bir dizel motorda, yakıt enjeksiyon zamanının ve giriş havası sıcaklığının motorun yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisini incelemişlerdir. Deneyde kullanılan giriş havası sıcaklıkları 40 °C ve 60 °C olarak ayarlanmıştır ve farklı enjeksiyon zamanlamalarında sonuçlar elde edilmiştir. Deney sonuçlarına göre silindir içi yanma sıcaklığı, aynı enjeksiyon zamanlamasında giriş hava sıcaklığı 60 °C iken 40 °C'ye göre daha yüksek ölçülmüştür. Örneğin NO_x miktarı, 21° KMA'da 40 ve 60 °C'de sırasıyla yaklaşık 530 ve 700 ppm olarak ölçülmüştür. Bütün krank açılarındaki elde edilen sonuçlara göre motor giriş havası sıcaklığı düşüken NO_x emisyonu da düşük miktardadır. Aynı zamanda giriş havası sıcaklığı düştükçe is ve CO emisyonlarında artış olmaktadır. Yine 21° krank açısında 40 ve 60 °C'de sırasıyla oluşan is miktarı 2 ve 1.5 FSN (is filtre numarası) iken CO emisyonları % 0,16 ve % 0,12 olarak rapor edilmiştir.

Wang ve diğ. (2015) deneysel bir çalışmada, dört silindirli, direkt enjeksiyonlu ve turbo şarjlı dizel-metanol çift yakıt kullanan bir motorda hava giriş sıcaklığının ve enjeksiyon zamanlamasının motor performansına ve emisyonlarına

etkilerini araştırmışlardır. Deneyler, % 25 motor yükünde metanol yakıtlı dizel motor üzerinde gerçekleştirilmiş ve performans, yanma karakteristikleri ve emisyonlar ile ilgili sonuçlar analiz edilmiştir. Turbo şarj sisteminde ara soğutucu sonrasına bir elektrikli ısıtıcı yerleştirilerek motor giriş havası sıcaklığı 35 °C, 75 °C ve 155 °C olarak belirlenmiştir. Aynı zamanda yakıttaki metanol oranı % 30 ve % 60 olarak değiştirilerek deneyler çeşitli giriş sıcaklığı ve metanol konfigürasyonlarında yapılmıştır. Metanol, enjekte edildikten sonra buharlaşarak hava giriş sıcaklığını dikkate değer miktarda düşürmektedir. Genel olarak, düşük hava giriş sıcaklıklarında NO_x emisyonlarında azalma tespit edilmiştir. Aynı zamanda yakıttaki metanol oranı arttıkça NO_x emisyonlarında da azalma olduğu rapor edilmiştir.

Mamat ve diğ. (2010) kanola yağı metil ester (RME) ile çalışan dizel motorda giriş hava sıcaklığının motor performans ve emisyonlarına etkisi üzerine çalışmışlardır. Deneyler; düşük ve orta yüklerde, giriş hava sıcaklığı 35 °C ile 45 °C arasında değiştirilerek yapılmıştır. Düşük yükte motor verimliliği, giriş hava sıcaklığı 35 °C'den 45 °C'ye doğru yükseldikçe azalmıştır. Orta yüklerde ise giriş hava sıcaklığı arttıkça motor verimliliği artmıştır. Motorun, her iki yakıtla (dizel yakıt ve RME) çalışırken de düşük yükte çalışma durumuna göre orta yükte çalışırken daha fazla NO_x emisyonu ürettiği tespit edilmiştir. Motor RME ile çalışırken, giriş hava sıcaklığının artmasının NO_x emisyonlarında daha fazla artışa sebep olduğu tespit edilmiştir.

Li ve diğ. (2016), n-butanol yakıtlı bir HCCI (homojen dolguolu sıkıştırma ateşlemeli) motorda giriş hava sıcaklığının performansa etkilerini incelemişlerdir. Deneylerde 2 silindirli, su soğutmalı, doğal emişli ve direkt enjeksiyonlu bir motor kullanmışlardır. Deneyler sonucunda, giriş hava sıcaklığı 110 °C ile 140 °C arasında değiştiğinde, HCCI motorunun performansını dikkate değer bir şekilde değiştiği tespit edilmiştir. Aynı zamanda motor veriminin en yüksek olduğu değer, giriş hava sıcaklığının 140 °C olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte, verim artışı durumunda emisyonlarda nasıl bir değişiklik olduğu bilgisi verilmemiştir.

Cinar ve diğ. (2015); % 20 n-heptan ve % 80 izooktan karışımları ile beslenen, dört zamanlı tek silindirli HCCI benzinli motorda ve 1200 rpm'de deneyler yapmışlardır. Emme havası sıcaklığının silindir basıncı, ısı yayılım oranı, yanma başlangıcı, yanma süresi, motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki

etkilerini incelemişlerdir. Giriş hava sıcaklığı 40 °C'den 120 °C'ye kadar değiştirilerek deneyler yapılmıştır. Sonuç olarak; giriş hava sıcaklığı arttıkça silindir içi yanma sonrası gaz sıcaklığının arttığı belirlenmiştir. Genel olarak giriş hava sıcaklığı arttıkça CO emisyonunun artmasına rağmen, NO emisyonu giriş hava sıcaklığı 90 °C'den yüksek olduğunda sıcaklığa bağlı artış göstermektedir. HC emisyonunun ise 90 °C'ye kadar artış gösterirken bu sıcaklıktan sonra azalma eğiliminde olduğu rapor edilmiştir.

Laurinaitis ve Slavinskas (2016) deneysel bir çalışmada, yanmanın bioethanol kullanılarak gerçekleştirildiği HCCI motorda giriş hava sıcaklığının ve EGR'nin etkisini incelemişlerdir. Deneyler, emme havası sıcaklığı, egzoz gazı resirkülasyonu ve karışım birleşiminin çeşitli konfigürasyonlarında gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda giriş hava sıcaklıkları 100 °C ve 120 °C olmak üzere iki farklı sıcaklıkta yapılmıştır. Hava yakıt oranının düşük olduğu zengin karışımlarda yanma anında NO_x emisyonu yüksektir. Ancak genel olarak giriş hava sıcaklığı 120 °C iken NO_x 10 ppm'in üzerine çıkmamaktadır. Giriş havası sıcaklığının 100 °C olduğu durumda ise NO_x emisyonlarının 10 ppm'den daha az üretildiği tespit edilmiştir.

Nathan ve diğ. (2010) yakıt olarak asetilen kullanılan bir homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli motorda, giriş hava sıcaklığının ve EGR sisteminin yanmaya ve egzoz gazı emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Deneyde, giriş sıcaklığı 40 °C'den 110 °C'ye kadar arttırılmıştır. HC emisyonu giriş sıcaklığı düştükçe artmaktadır ancak CO emisyonları giriş sıcaklığı düştükçe düşmektedir.

Lei ve diğ. (2011) çalışmalarında, farklı atmosferik basınçlar altında farklı karışım oranlarındaki etanol-dizel yakıt kullanılan turbo şarjlı dizel motorda egzoz gazı emisyonlarını ve motor performansını, farklı motor hızlarında incelemişlerdir. Giriş hava sıcaklığı da basınçların değişmesi sonucunda 18 °C ile 21 °C arasında değişmektedir. Deney sonuçlarına göre, genel olarak giriş basıncı ve yakıttaki etanol oranı arttıkça CO emisyonunda artış gözlemlenmiştir. NO_x emisyonlarında ise basınç veya yakıttaki etanol oranı etkili bir değişim sağlayamamıştır. Ancak motorda yüksek hızlara çıkıldıkça NO_x emisyonlarında iki katına kadar çıkan artış gözlemlenmiştir.

Gowthaman ve Sathiyagnanam (2016) yaptıkları çalışmada, dizel yakıt ile çalışan tek silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı, direkt enjeksiyonlu ve homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli bir motorda motor giriş havası sıcaklığının ve enjeksiyon basıncının motor performans ve emisyonları üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Deneyler 4 bar ve 5 bar enjeksiyon basınçlarında yapılmıştır. Aynı zamanda direkt enjeksiyon ve homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli durumlarında 40 °C, 50 °C ve 60 °C motor giriş havası sıcaklıklarında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre motor ısı verimi, bütün deney durumlarında enjeksiyon basıncının ve giriş havası sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. 4 bar enjeksiyon basıncında 3 bar ortalama efektif basınçta geleneksel dizel motordaki ısı verim % 25’dir. 60 °C hava giriş sıcaklığı ile çalışan homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli motor % 22,7 ısı verim üretmiştir. Bu değer 40 °C giriş sıcaklığı için % 20’dir. NO_x emisyonları için elde sonuçlara göre, motor hava giriş sıcaklığı azaldıkça NO_x miktarı azalmaktadır. Yine 4 bar enjeksiyon basıncında ve 3 bar ortalama efektif basınçta 40 °C, 50 °C ve 60 °C motor giriş havası sıcaklıklarında oluşan NO_x miktarlarının sırasıyla yaklaşık 150, 170 ve 200 ppm olduğu tespit edilmiştir.

Di Battista ve diğ. (2018) çalışmalarında, turbo şarjlı dizel bir motorda motor giriş havası sıcaklığını daha fazla düşürmek için kabin soğutması için kullanılan soğutma ünitesine paralel olarak monte edilmiş bir soğutma sistemi kullanmışlardır. Bu sistem; emme manifolduna yerleştirilen buharlaştırıcının yanı sıra kompresör, kondansatör ve bir termostatik genleşme valfinden oluşur. Giriş havası sıcaklığının düşürülerek hava yoğunluğunun artırılması aynı zamanda volümetrik verimin de artırılmasıyla emisyonlarda azalma olması hedeflenmiştir. Ancak ısı değiştiricisinden dolayı oluşacak basınç düşümünün belirli bir değerde olması gerekmektedir, aksi takdirde turbo şarj gerekli basıncı sağlayamamaktadır. 70 mbar’dan daha yüksek basınç düşüşlerinde kompresörün oluşturması gereken basınç miktarı çok daha fazla olmaktadır. Bu yüzden basınç düşümü bu değer altında tutulmuştur. Deneyler, giriş havası soğutucusunun açık ve kapalı olması durumuna göre iki şartta yapılmıştır. Soğutucu açıkken tüm devirlerde giriş havasında ortalama 25 °C sıcaklık düşüşü sağlanmaktadır. Giriş sıcaklığının düşmesiyle özgül yakıt tüketiminde % 1 azalma olduğu tespit edilmiştir. NO_x ve PM emisyonlarında miktarlarında tüm devirlerde bir miktar düşüş olduğu saptanmıştır. Örneğin NO_x ve PM emisyonlarında 3000 rpm’de sırasıyla 8 g/kWh ve 70 mg/kWh düşüş

gerçekleşmiştir. Ancak giriş havası soğutucusu açıkken HC ve CO emisyonlarında bir miktar artış olduğu rapor edilmiştir.

Zhang ve diğ. (2019) çalışmalarında, su-biyodizel yakıtla çalışan bir dizel motorda deneyleri; W0 (% 0 su-% 100 dizel), W2 (% 2 su-% 98 dizel), W4 (% 4 su-% 96 dizel) ve W6 (% 6 su-% 94 dizel) yakıtlarıyla ve % 25, % 50 ve % 100 motor yükü durumlarında yapmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre bütün motor yüklerinde ısı verim, W4 yakıtının kullanıldığı durumda en yüksek değere ulaşmıştır. Bunun yanı sıra su ilavesi, soğutma etkisiyle beraber silindir içindeki sıcaklığı düşürmektedir. Bu sebeple silindir içi yanma sıcaklıkları da düşmekte olduğu için NO_x emisyonlarında da azalma olduğu belirlenmiştir. Tüm motor yüklerinde yapılan deneylerde su ilave oranı arttıkça NO_x miktarları düşmektedir ve W6 yakıtının kullanıldığı durumda her yük durumunda en düşük NO_x miktarı oluşmuştur. İS emisyonlarında da her çalışma şartında W4 yakıtı en düşük değere sahiptir. CO emisyonu; sırasıyla W0, W2 ve W4 yakıtları kullanıldığında tüm motor yüklerinde de azalmaktadır. Ancak W6 yakıtı kullanıldığında arttığı tespit edilmiştir.

Gowthaman ve Sathiyagnanam (2018) çalışmalarını; dört zamanlı, tek silindirli ve su soğutmalı homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli bir motorda yapmışlardır. Deneyler 5,9 kW gücünde, 1800 rpm motor devrinde gerçekleştirilmiştir ve dizel yakıt kullanılmıştır. Emme hattında bir ısıtıcı kullanılarak motor giriş havası; 90 °C, 100 °C, 110 °C, 120 °C, 130 °C, 140 °C, ve 150 °C olmak üzere yedi farklı sıcaklığa ısıtılıp İS, CO, HC ve NO_x emisyonları üzerindeki etkiler incelenmiştir. Aynı ortalama efektif basınçlardaki değerlerde motor ısı veriminin en yüksek olduğu giriş sıcaklığı 120 °C'dir. İS emisyonunun da en düşük olduğu değer 120 °C'dir. Bu sıcaklığa kadar giriş havası sıcaklığının artması İS emisyonunu düşürmektedir ancak daha yüksek sıcaklıklar daha yüksek İS oluşumuna sebep olmaktadır. Yine CO emisyonunun en düşük olduğu giriş sıcaklığı 120 °C'dir. Daha düşük ve daha yüksek giriş sıcaklıklarında CO emisyonunun arttığı tespit edilmiştir. HC emisyonu 140 °C'de en düşük değerine sahiptir ve 150 °C'deki değeri de buna yakındır. 150 °C'de çalışmakta olan motor 210 ppm HC emisyonuna sahiptir ve motor giriş havası sıcaklığı azaldıkça HC emisyonunun arttığı rapor edilmiştir. NO_x emisyonları giriş havası sıcaklığının düşmesiyle önemli ölçüde azalmaktadır. 90

°C’de tüm ortalama efektif basınçlarında sırasıyla 55 ppm, 72 ppm, 92 ppm, 112 ppm ve 88 ppm’dir ve bütün şartlarda en düşük değerdedir.

Abu-Hamdeh ve Alnefaie (2015) çalışmalarında; badem yağı ile dizel yakıtları B0 (% 100 dizel), B10 (% 10 badem yağı-% 90 dizel), B30 (% 30 badem yağı-% 70 dizel) ve B50 (% 50 badem yağı-% 50 dizel) oranlarında karıştırılarak dizel motorda farklı yüklerde kullanılmıştır. Biyodizel kullanımının motor performans ve emisyonlarına etkilerini incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre aynı tork değerindeki yakıt tüketimleri, yakıttaki badem yağı oranı arttıkça artmakta, motor ısı verimi azalmaktadır. Yine aynı tork değerindeki CO emisyonu; yakıttaki biyodizel oranı arttıkça azalmakta, NO_x emisyonu ise artmaktadır.

Mofijur ve diğ. (2019) çalışmalarında, % 20 oranında atık kızartma yağı ile dizel yakıtın karıştırılması ile oluşturulan biyodizel (WCB20) kullanılmış ve emisyon sonuçları, saf dizel yakıt kullanılan durum ile karşılaştırılmıştır. Deneyde dört zamanlı, su soğutmalı ve dört silindirli dizel motor kullanılmıştır. Deneyler, farklı motor devirlerinde ve % 66 yük koşullarında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, motor devri arttıkça iki yakıttaki CO emisyonları da azalmaktadır. Ancak tüm hız şartlarında CO emisyonu, saf dizele göre biyodizelde % 28,3 az üretilmiştir. NO_x emisyonu, bütün hız şartlarında biyodizel yakıtta daha yüksektir. PM emisyonu ise motor hızının artmasıyla azalmaktadır ve tüm şartlarda biyodizel yakıtta ortalama % 15,75 daha düşük olduğu saptanmıştır.

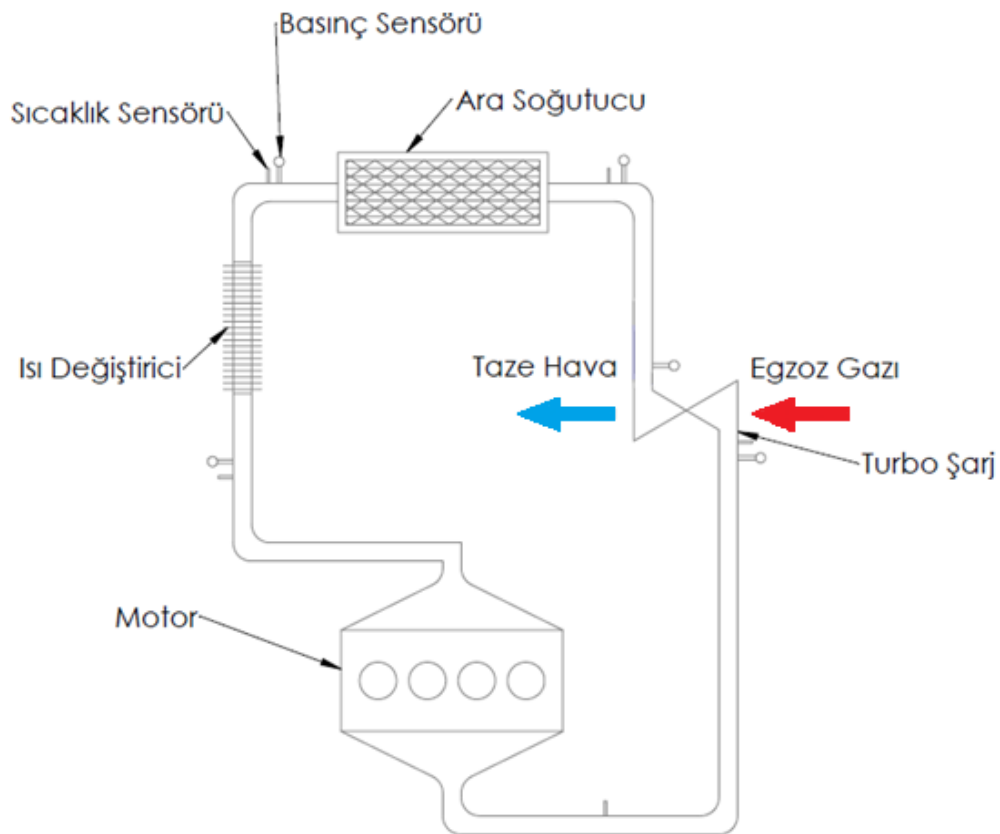
Sinay ve diğ. (2018) çalışmalarında; 4 silindirli, turbo şarjlı ve direkt enjeksiyonlu bir dizel motor kullanmışlardır. Kullanılan yakıtlar, ultra düşük kükürtlü dizel yakıt ve biyodizelden farklı oranlarda karıştırılarak oluşturulmuştur. Deneyler, farklı motor yüklerinde ve farklı motor hızlarında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlara göre motor yükü arttıkça NO_x miktarı artmaktayken, aynı motor yükünde ve hızında yakıtlardaki biyodizel oranları arttıkça oluşan NO_x miktarlarında azalma olduğu saptanmıştır.

Abed ve diğ. (2019) çalışmalarında; hint fıstığı, palmye, yosun ve atık pişirme yağları ile dizel yakıtının, % 10 ve % 20’si biyodizel olmak üzere karıştırılarak elde edilen yakıtları kullanmışlardır. Dört zamanlı tek silindirli dizel motor kullanılarak yapılan deneylerde biyodizel kullanımının CO, NO_x ve HC

emisyollarına etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlara göre aynı motor yüklerinde saf dizel yakıtın kullanıldığı durumda en yüksek CO oluşumu gerçekleşmiştir. Genellikle tüm motor yüklerinde palmiye yağı kullanılan biyodizel yakıtta oluşan CO miktarı en az seviyededir. Tüm yakıt şartlarında motor yükü artarken NO_x miktarlarının artmasıyla birlikte en düşük NO_x miktarı saf dizel yakıt şartında gerçekleşmiştir. Genellikle tüm şartlarda yosun yağı kullanılan biyodizel yakıtta, diğerk biyodizel yakıtlara göre en düşük NO_x oluşumu olduğu saptanmıştır. Tüm şartlarda en yüksek HC emisyonu saf dizel yakıt kullanımında olmuştur. Genellikle en düşük HC emisyonuna sahip olan biyodizel yakıt ise yosun yağı karışımıdır.

3. ARA SOĞUTUCU SONRASI ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMLARI VE SAYISAL ANALİZLERİ

Turbo şarj sisteminde kompresör çıkışındaki havanın soğutulması için kullanılan ara soğutucunun etkinliği dış hava sıcaklığına ve hızına bağlı olarak değişebilmektedir. Dış hava sıcaklığının artması ve/veya ara soğutucu üzerinden geçen dış hava hızının azalması ile ara soğutucuda zorlanmış taşınım ile ısı transferi bir miktar azalmakta, ara soğutucu çıkışı ve emme manifoldu girişindeki hava sıcaklığı yükselmekte, hava yoğunluğu kısmi olarak düşmekte, bu durumda da motor performansında olumsuzluk ve zararlı emisyonlarda artışlar olmaktadır. Ara soğutucunun etkinliğinin azaldığı bu gibi durumlarda bu açıklığı kapatmak ve daha fazla ısı transferi sağlayıp, motora emilen havanın sıcaklığının düşürülmesi amacıyla ara soğutucu sonrası için çeşitli kanatlı boru tip ve su soğutmalı ısı değiştiricileri tasarlanmıştır. Şekil 3.1’de kanatlı tip ısı değiştiricisinin motordaki konumu gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Isı değiştiricisinin test sistemindeki konumu

Bu sistemde, turbo şarj sistemindeki kompresörde basıncı ve sıcaklığı yükselen hava, ara soğutucuya girmektedir. Ara soğutucuda bir miktar soğutulan hava, daha sonra ısı değiştiricisinde bir miktar daha soğutulmakta ve emme manifoldundan silindirlere gönderilmektedir.

3.1 Isı Değiştiricileri Tasarımı

Isı değiştiricisinin iç ve dış yüzeylerinde taşınım ile ısı transferi meydana gelmektedir. Isı taşınım katsayısı (h); akışkanın cinsine, akışın türbülanslı veya laminar olma durumuna, akışkanın hareketli veya durgun olmasına, yüzey ve akışkanın geometrik ilişkisi gibi birçok faktöre göre değişkenlik göstermektedir. Kullanılan katı boru malzemesinden dolayı da bir miktar iletim ile ısı transferi mevcuttur. Taşınım ile transfer edilen ısı, (3.1) eşitliğinde görülmektedir.

$$Q = h \cdot A \cdot (\Delta T) \quad (3.1)$$

burada; Q transfer edilen ısı (W), h ısı taşınım katsayısı ($W/m^2 \cdot K$), A temas yüzeylerin alanı (m^2), ΔT akışkan ile yüzey sıcaklığı arasındaki farkı (K)'dir.

Gazların ısı taşınım katsayıları sıvılara göre daha düşüktür. Tablo 3.1'de çeşitli akışkanların ısı taşınım katsayıları görülmektedir.

Tablo 3.1: Bazı akışkanlar için ısı taşınım katsayıları (Url-12)

Akışkan	h Isı Taşınım Katsayısı ($W/m^2 \cdot K$)	
	Doğal Isı Taşınımı	Zorlanmış Isı Taşınımı
Gazlar	5 ... 30	30 ... 300
Yağlar	5 ... 100	30 ... 3000
Su	30 ... 300	300 ... 10000
Sıvı Metaller	50 ... 5000	500 ... 20000
Kaynayan Su	2000 ... 20000	3000 ... 100000
Yoğuşan Su Buharı	3000 ... 30000	3000 ... 200000

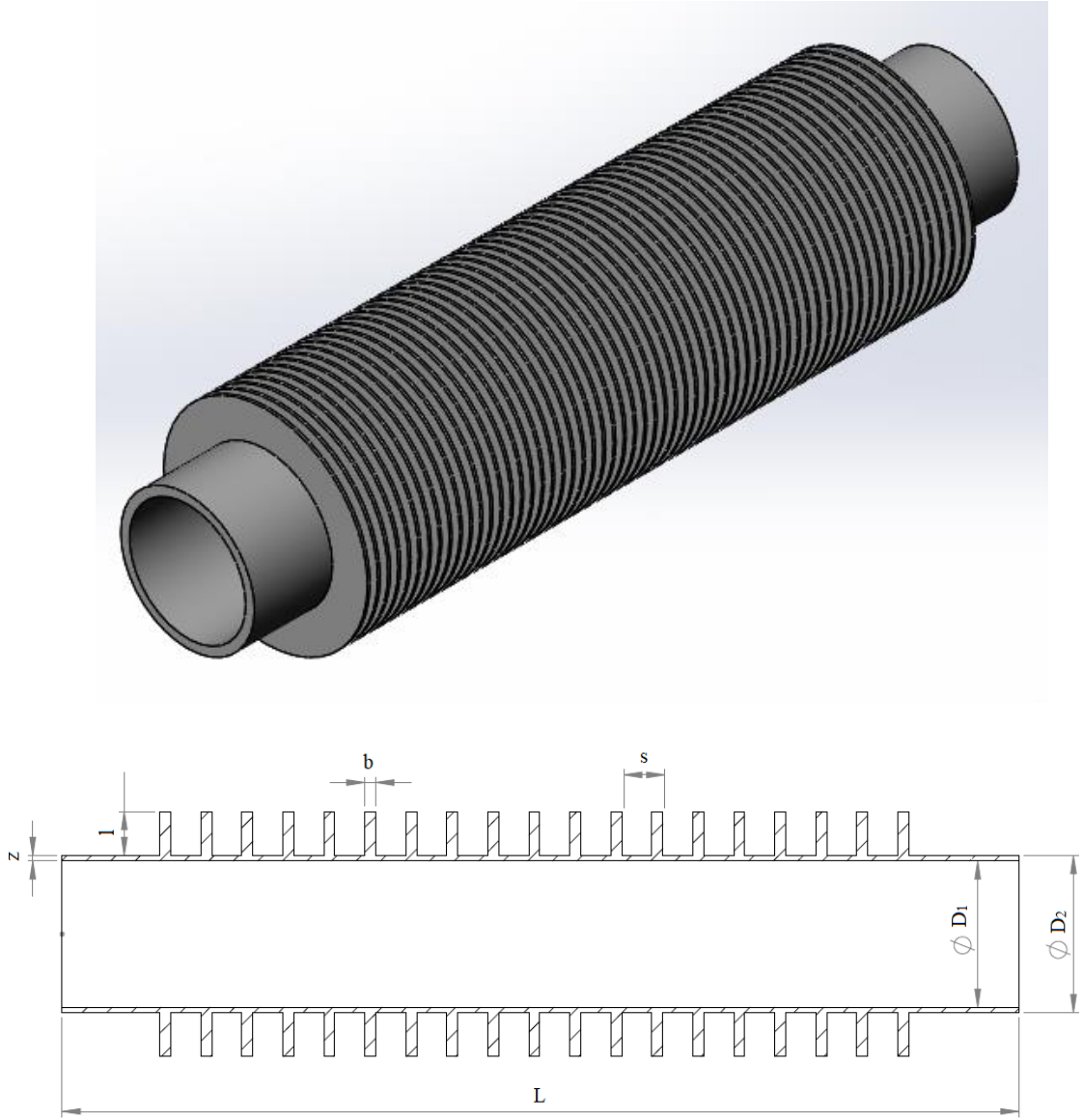
Gazların ısı taşınım katsayıları daha düşük olduğu için yeterli ısı transferinin sağlanabilmesi için daha fazla temas yüzey alanına ihtiyaç duyarlar. Bu sebeple transfer edilmek istenilen ısı miktarına ulaşmak için akışkanlar ile yüzey sıcaklık farkını artırmak ve/veya gaz ile çalışılan bölgedeki temas yüzey alanını artırmak gereklidir.

El Maakoul ve diğ. (2017) gaz tarafı yüzey alanını artırmak için farklı kanat tasarımları üzerinde çalışmışlardır. İç akışkanın su, dış akışkanın gaz olduğu çift borulu bir ısı değiştiricisinde kanat tasarımlarının ısı transferi ve basınç düşümüne etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatlar arası mesafe 0,05 m ve 0,2 m arasında değişen 4 adet helisel kanat ve boru boyunca uzunlamasına kanat tasarımları yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre aynı boru mesafesinde daha fazla yüzey alanı bulunan, 0,05 m kanatlar arası mesafesi olan helisel kanatlı tasarımda diğer tasarımlara göre daha yüksek ısı transfer katsayısına ulaşılmıştır. Harcanan pompa gücüne göre en fazla ısı transferini sağlayan tasarım olmasına rağmen en yüksek basınç düşümü de bu tasarımda olmuştur. Bu yüzden bu tasarımın, basınç düşümünün önemli olmadığı durumda ve bölgede kullanılması gerekmektedir.

3.1.1 Dış Yüzey Tasarımı ve Dış Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması

Tasarımdaki temel amaç, ara soğutucudan bir miktar soğumuş şekilde çıkan havanın sıcaklığını bir miktar daha düşürmektir. Ancak bu sıcaklık düşüşünün, silindir içerisindeki yanmayı olumsuz etkileyecek seviyede olmaması gerekmektedir.

Ara soğutucu sonrasında 350 mm ile sınırlı kauçuk boru uzunluğu baz alınarak tasarımlar yapılmıştır. Normal şartlarda kauçuk olan boru 350 mm kadar kesilip, yerine alüminyum malzemeden kanatlandırılmış ısı değiştiricisi montajlanmıştır. Şekil 3.2'de gösterildiği gibi tasarım yapılmıştır. Isı transferinin en fazla şekilde gerçekleşmesi amacıyla dış ve iç geometri için optimizasyon çalışması alüminyum malzeme kullanılarak yapılmıştır. Tablo 3.2'de ayrıca kanat boyutları da gösterilmiştir.



Şekil 3.2: Dikdörtgen kesitli dairesel kanatlı ısı değıştiricisi görünümleri

Tablo 3.2: Isı değıştiricisi parametreleri

Malzeme	Alüminyum
Kanat yüksekliği, l	16 mm
Kanat kalınlığı, b	1,2 mm
Kanat hatvesi, s	4,7 mm
Boru iç çapı, D_1	53,3 mm
Boru dış çapı, D_2	61,5 mm
Boru et kalınlığı, z	4 mm

Kanatlı borulara dik akışta Nu sayısının hesaplanması (3.3) eşitliğinde gösterilmiştir (Genceli 2010).

$$Re_d = \frac{w_{\max} \cdot D_2}{\nu} \quad (3.2)$$

$$Nu = 0,134 \cdot (Re_d)^{0,681} \cdot Pr^{(1/3)} \cdot \left(\frac{s}{l}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{s}{b}\right)^{0,113} \quad (3.3)$$

burada; Re_d dış hava tarafı Reynold sayısı, $w_{\max}$ ısı değiştirici üzerine gelen dik akış hızı (m/s), D_2 boru dış çapı (m), ν kinematik viskozite (m^2/s), s kanat hatvesi (m), b kanat kalınlığı (m), l kanat yüksekliği (m) ve L boru boyu (m)'dur.

Nu sayısının belirlenmesinin ardından aşağıdaki denklemde bilinen değerler yerlerine yazılarak dış taraftaki h_d ($W/m^2 \cdot K$) ısı taşınım katsayına ulaşılmıştır.

$$h_d = \frac{Nu \cdot k}{D_2} \quad (3.4)$$

burada; k ($W/m \cdot K$), havanın ısı iletim katsayısıdır. Isı taşınım katsayısı bulunduğundan sonra (3.7) eşitliğinde verilen Q_t toplam ısı transferi değerinin en fazla olacağı şekilde parametreler optimize edilerek gerekli hesaplamalar yapılmıştır.

$$Q_d = h_d \cdot A_d \cdot (\Delta T) \quad (3.5)$$

$$Q_k = N \cdot \eta_k \cdot h_d \cdot A_k \cdot (\Delta T) \quad (3.6)$$

$$Q_t = Q_d + Q_k \quad (3.7)$$

$$D_3 = D_2 + l \quad (3.8)$$

$$A_d = (\pi \cdot D_2 \cdot L) - N \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot b) \quad (3.9)$$

$$A_k = 2 \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D_3^2 - D_2^2)}{4} \right] + (\pi \cdot D_3 \cdot b) \quad (3.10)$$

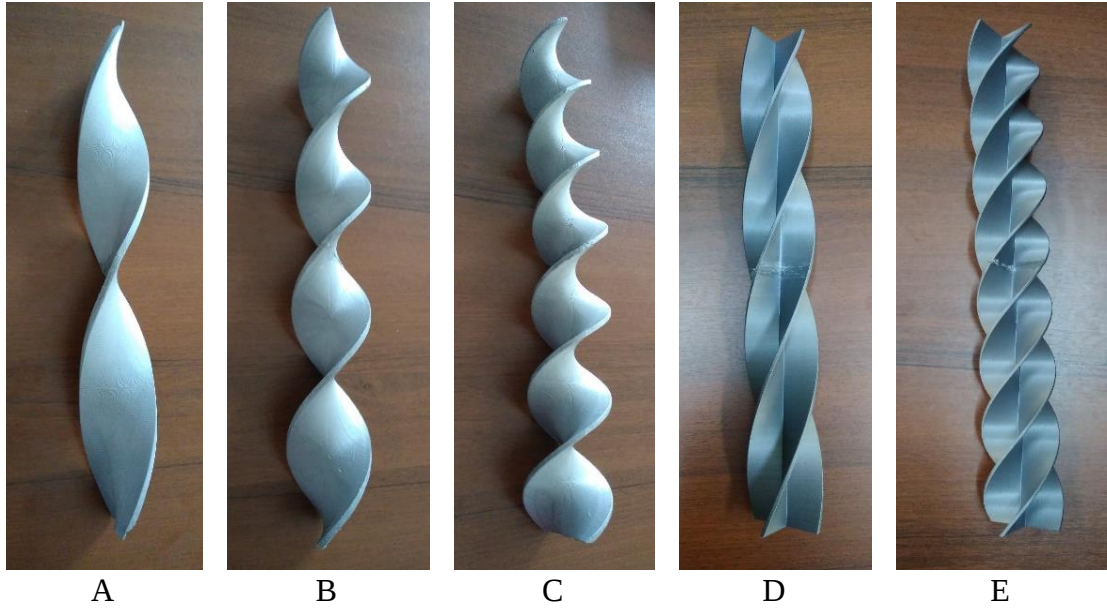
$$A_t = A_d + N \cdot A_k \quad (3.11)$$

burada; Q_d kanatsız dış yüzeyden transfer edilen ısı (W), Q_k kanatlı yüzeylerden transfer edilen ısı (W), Q_t toplam transfer edilen ısı (W), h_d dış hava tarafı ısı taşınım katsayısı ($W/m^2 \cdot K$), A_d kanatsız dip yüzeylerin alanı (m^2), A_k kanatlı yüzeylerin alanı (m^2), N kanat sayısı, η_k kanat verimi, ΔT akışkan ile yüzey arasındaki sıcaklık farkı (K)'dir.

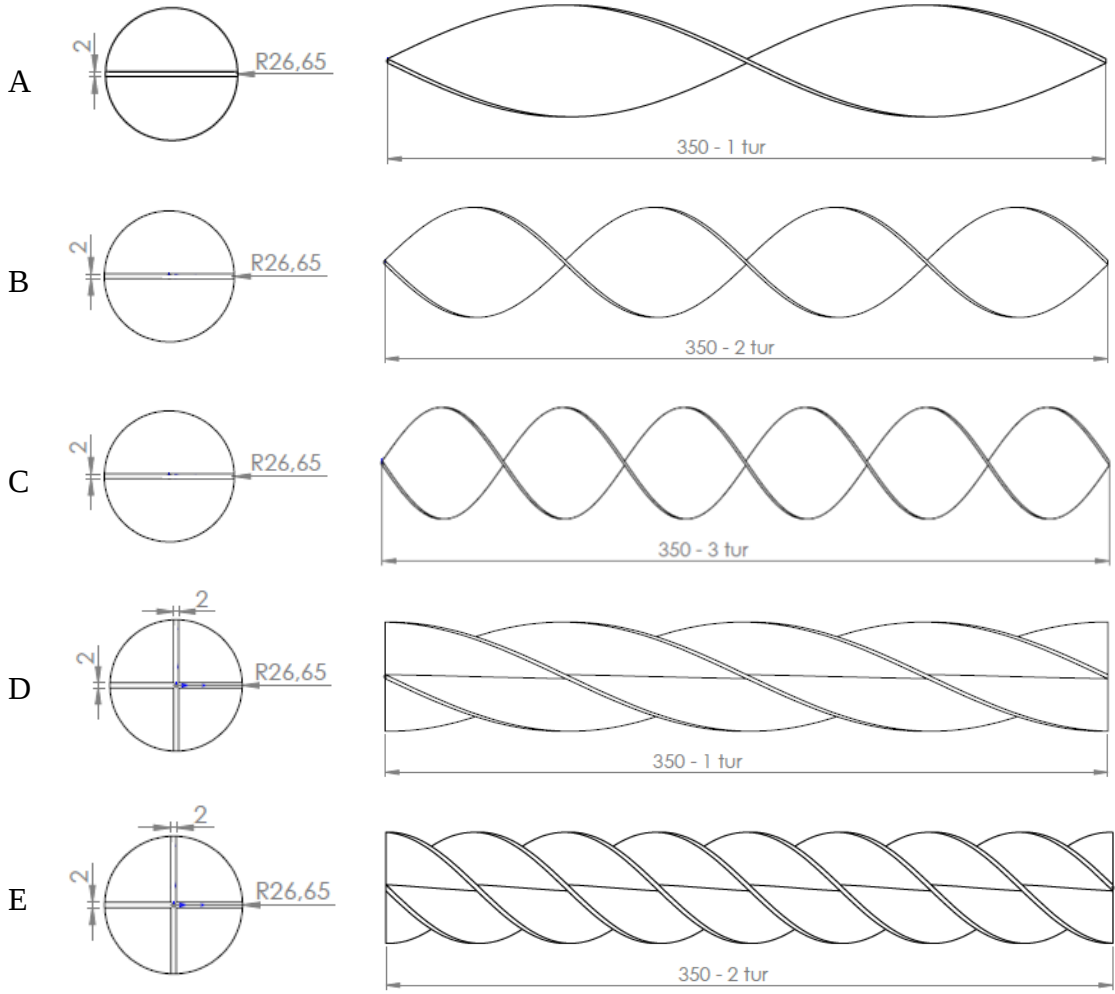
Dairesel kanatlı ısı değiştiricisinin kanat verimini hesaplamak için kanat verimi grafiği kullanılmıştır (Halıcı ve Gündüz (2013)).

3.1.2 İç Yüzey Tasarımı ve İç Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması

İç yüzeyde hava, ısı değiştiricisi boyunca hızlı hareket etmektedir. Bu yüzden havanın yönlendirilerek ısı değiştiricisi içerisinde daha fazla kalması ve aynı zamanda akışkana dönme hareketi kazandırılarak daha fazla türbülans oluşturması için spiral şeklinde türbülátörler tasarlanmıştır. Bu türbülátörlerin 1, 2, 3 turlu ve boru iç yüzeyine temasın artırıldığı farklı tasarımları yapılmıştır. Bu türbülátörler sırasıyla A, B, C, D ve E olarak isimlendirilmiştir. şekil 3.3’de bu türbülátörlerin 3D yazıcı ile imal edilen modelleri gösterilmiştir. şekil 3.4’de A, B, C, D ve E türbülátörlerinin teknik ve resimleri gösterilmiştir.



şekil 3.3: 1 tur (A), 2 tur (B), 3 tur (C) ve arttırılmış temas yüzeyli 1 tur (D), 2 tur (E) türbülátörler

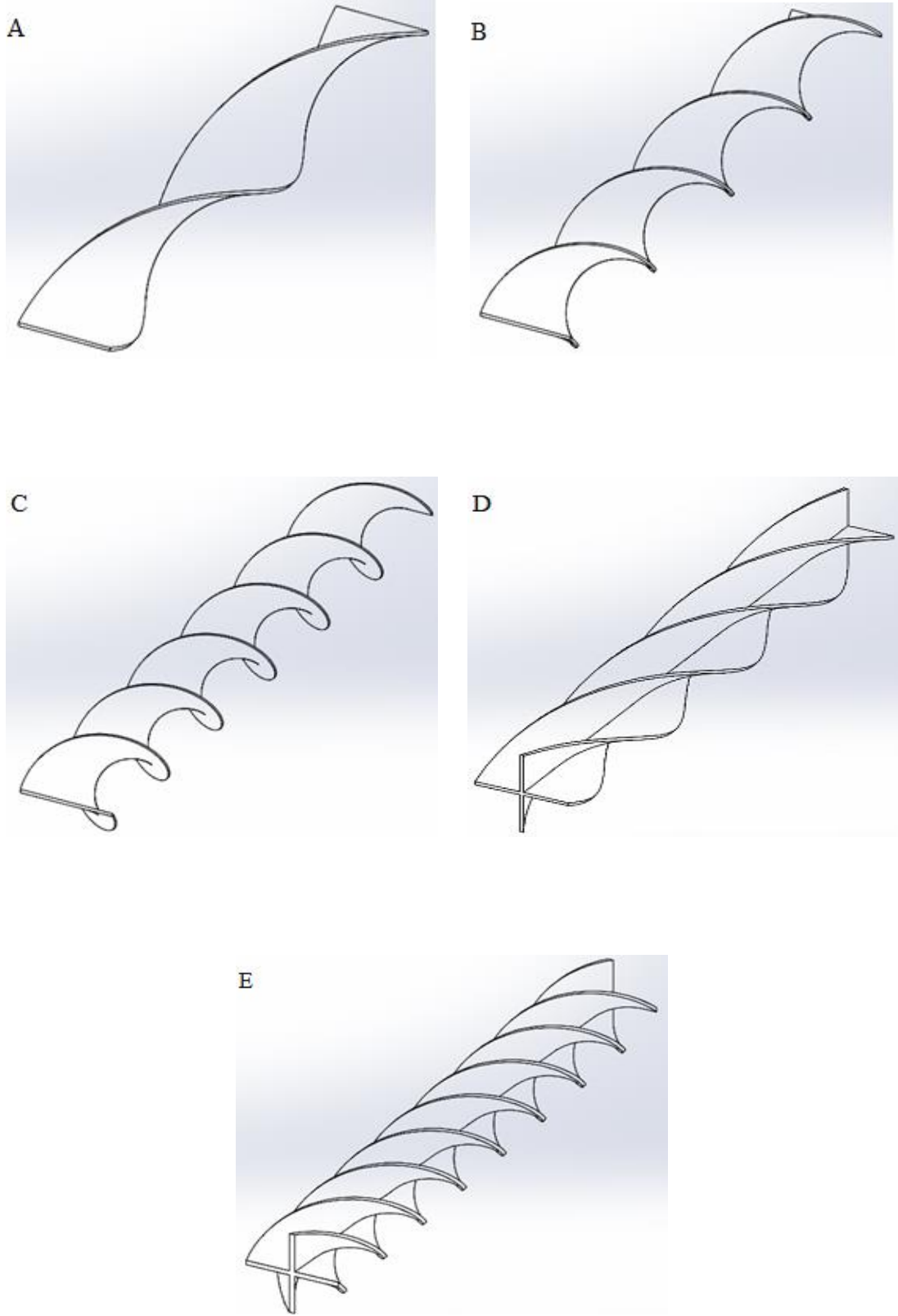


Şekil 3.4: Türbülatorlerin teknik resimleri

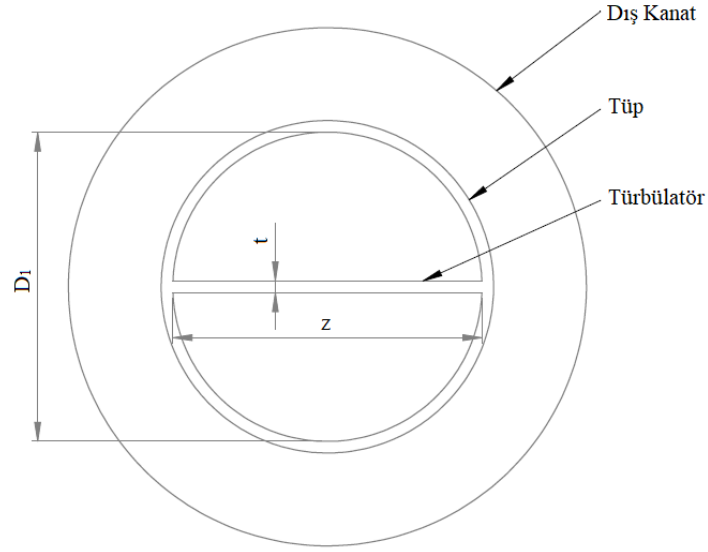
Türbülatorlerin tur sayısı arttıkça içerisinde geçen akışkan hacminin ısı değiştirici içinde yol aldığı mesafe artmaktadır. Dolayısı ile ısı değiştirici içerisinde kaldığı süre de artmakta ve daha fazla ısı transferi yapabilmektedir. Şekil 3.5’de A, B, C, D ve E türbülatorlerinin 3 boyutlu resimleri gösterilmiştir.

Şekil 3.6 ve 3.7’de sırasıyla A, B, C ve D, E türbülatorleri kullanılan ısı değiştiricisinin ön görünüşleri gösterilmiştir. İç hava tarafı hidrolik çaplar (D_h), (3.13) ve (3.14) eşitliklerinde gösterilmiştir. Hidrolik çaplar akışın geçtiği alanın çevreye oranıyla bulunmaktadır.

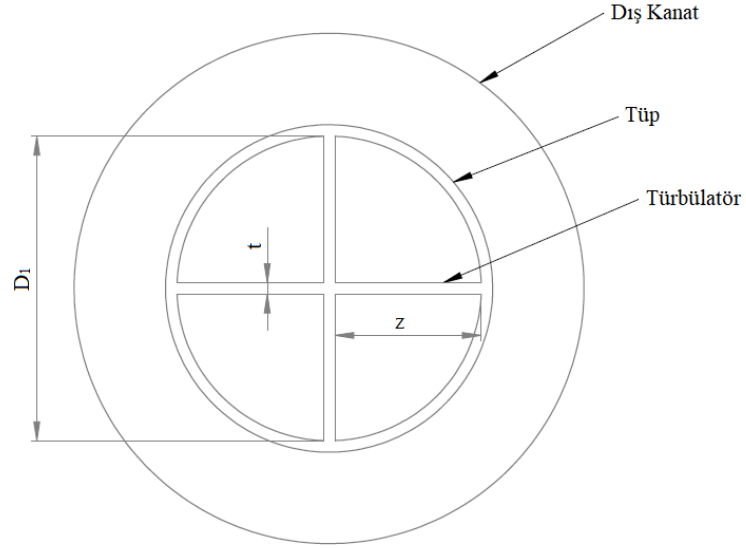
$$D_h = \frac{4 \cdot A}{\zeta} \quad (3.12)$$



Şekil 3.5: Türbülatorlerin 3 boyutlu katı model resimleri



Şekil 3.6: A, B ve C türbülatorü kullanılan ısı değıştircilerin kesit görünümü



Şekil 3.7: D ve E türbülatorü kullanılan ısı değıştircilerin kesit görünümleri

İç hava akışının geçtiği alan, tüp ile türbülator arasında kalan bölgedir. Hidrolik çaplar bu bölgedeki alan ve çevre kullanılarak hesaplanmıştır.

$$D_h = \frac{4 \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D_1)^2 - D_1 \cdot t \right]}{2 \cdot \left(z + \frac{\pi}{2} \cdot D_1 \right)} \quad (3.13)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D_1)^2 - 2 \cdot (D_1 \cdot t) \right]}{4 \cdot \left(2 \cdot z + \frac{\pi}{4} \cdot D_1 \right)} \quad (3.14)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_h}{\mu} \quad (3.15)$$

(3.15) eşitliğinde ρ yoğunluk (kg/m^3), u iç hava hızı (m/s), μ dinamik viskozite (Pa.s)'dir. Bu parametrelere bağlı olarak Reynolds sayıları belirlenmiştir. Tüm ısı değıştircilerinde Re sayıları 24402 ile 64041 değeri arasındadır. Tüm akışlar türbülanslıdır ($\text{Re} > 4000$).

3.2 Türbülantörlü Isı Değıştircilerin Sayısal Analizleri

Sayısal analizler, bir CFD yazılımı olan ANSYS programının FLUENT modülünde yapılmıştır. Bu çalışmada, “Relizable $k-\epsilon$ ” türbülans modeli kullanılmıştır. Çünkü bu model dönme ve ters basınç gradyanı etkisi altında olan akışlar için daha iyi sonuçlar verebilmektedir (El Maakoul ve diğ. 2017). Hava, kritik basınç ve sıcaklık değerlerine göre ideal gaz kabul edilmiştir.

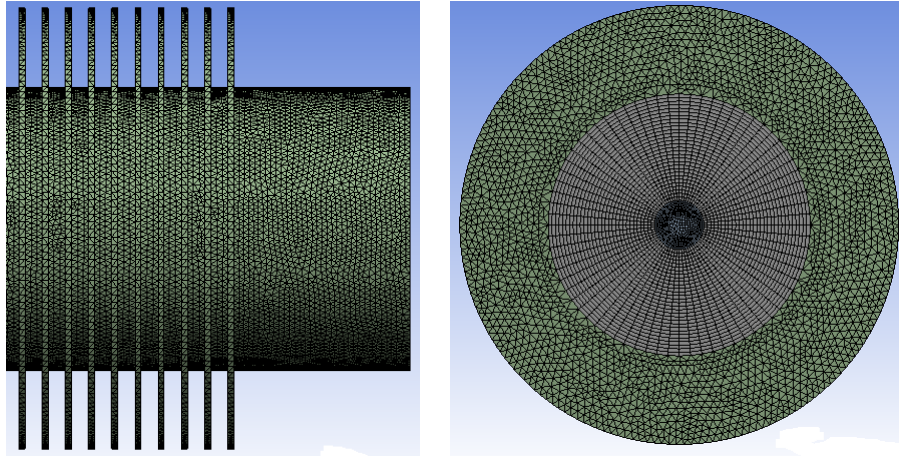
3.2.1 Sınır Şartları

Isı değıştircilerin tasarım ve analizleri aşamasında kullanılan motor giriş havası sıcaklık ve hız değeri, dizel motorda tipik çalışma şartlarında 2500 rpm’de belirlenen değeri, Bu değeri motor tipine ve çalışma şartlarına göre değışebilmektedir. Sınır şartları, ön deney sonuçlarında elde edilen veriler kullanılarak örnek bir durum için belirlenmiştir.

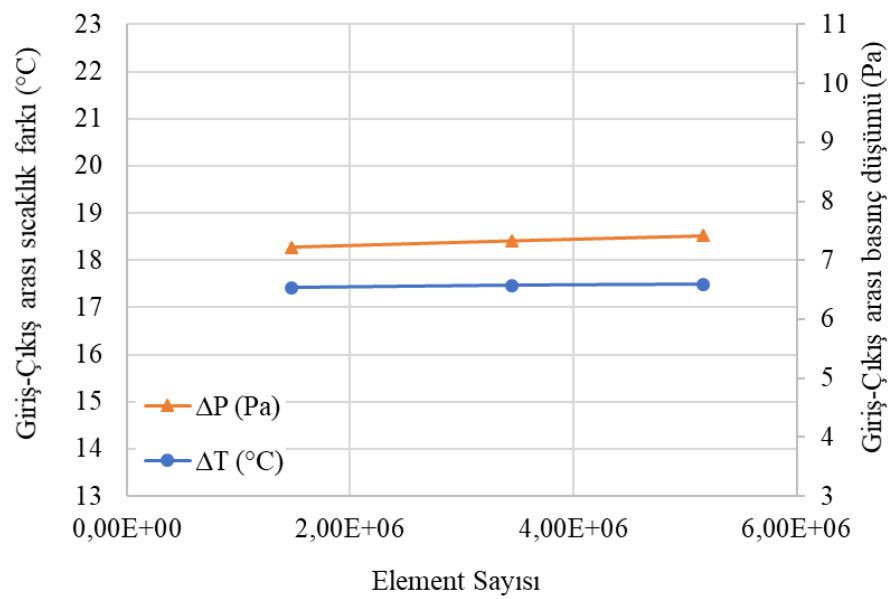
Ön deney sonuçlarına göre motor havası hacimsel debisi kullanılarak hesaplanan ısı değıştirci giriş hava hızı 15,1 m/s, giriş hava sıcaklığı ise 87 °C olarak tanımlanmıştır. Dış hava tarafı ısı taşınım katsayısı (h_d), (3.4) eşitliği kullanılarak 101,5 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ bulunmuştur. Bu değeri ısı değıştircisinin dış akışkan ile temas eden yüzeyine konveksiyon olarak tanımlanmıştır. Isı değıştircisi uçlarındaki kauçuk boru bağlantı yüzeylerinden ısı transferi olmadığı kabul edilmiştir. Bu yüzden bu yüzeyler üzerindeki konveksiyonla ısı transferi 0 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ olarak tanımlanmıştır. Tüm katı duvarlarda kayma koşulu yoktur. Havanın dinamik viskozitesi ortalama 355 K’de sabit 210,4*10⁻⁷ Pa.s tanımlanmıştır. Çıkış yüzeyinde gösterge basıncı 0 Pa olarak girilip giriş yüzeyinde hesaplanan basınç, ısı değıştircisindeki toplam basınç düşüşüne eşit olmaktadır.

3.2.2 Ağ Yapısından Bağımsızlık Çalışması

Türbülantsüz ısı değiştiricinde diğer bütün şartlar aynı kalacak şekilde element sayıları 1,48, 3,45 ve 5,16 milyon olmak üzere üç farklı analiz yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre sıcaklık ve basınç değişimleri, en yüksek element sayısında 1,48 milyona göre % 1 değişmektedir. Bu yüzden diğer bütün analizlerde en az 1,48 milyon element sayısı kullanılmıştır. şekil 3.8’de ısı değiştiricisine uygulanan ağ yapısı görülmektedir. şekil 3.9’da gösterilen grafikte, ısı değiştiricisi girişi ve çıkışı arasındaki sıcaklık ve basınç değişimlerinin element sayılarına göre değişimleri gösterilmiştir.



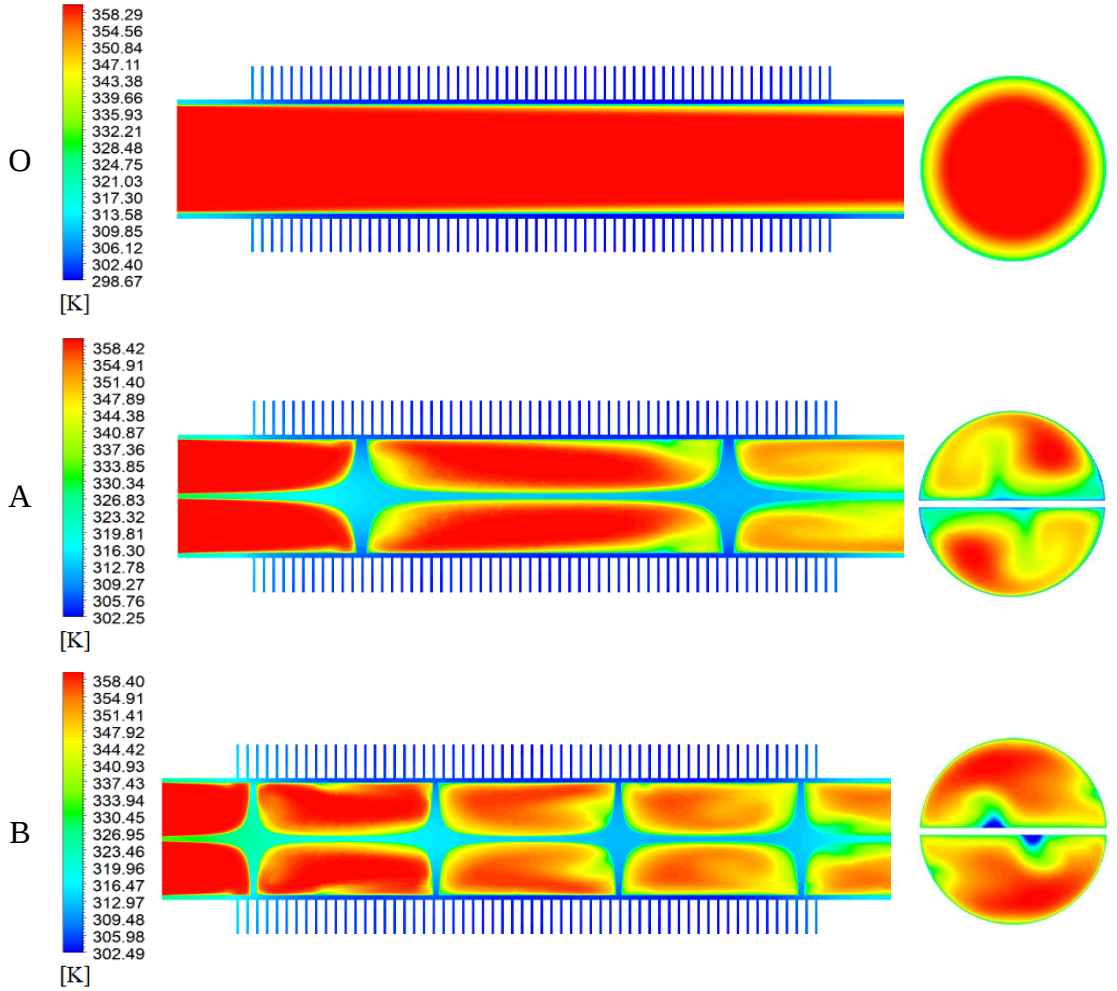
şekil 3.8: Isı değiştirici ağ yapısı



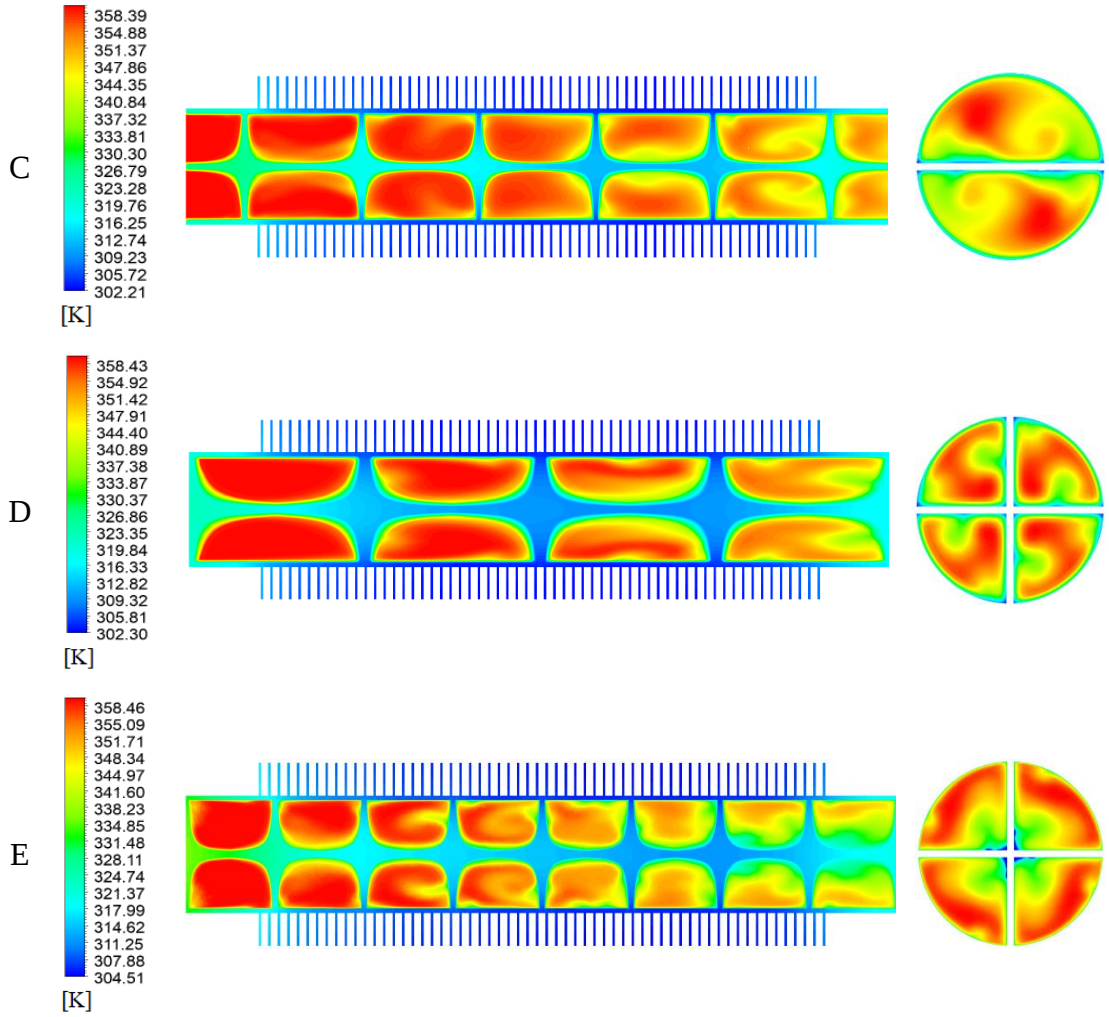
şekil 3.9: Ağ yapısı yoğunluğına göre ΔP ve ΔT değişimi

3.2.3 Sıcaklık Analizleri

Şekil 3.10’da boru ekseninden alınan kesit yüzeyi boyunca sıcaklık dağılımları ve iç hava akışının çıkış yüzeyindeki sıcaklık dağılımlarının CFD analizleri gösterilmiştir. Yapılan analizlere göre türbülatorlerin tur sayısı arttıkça, yapılan ısı transferi artmakta ve buna bağlı olarak giriş-çıkış yüzeyi arasındaki sıcaklık düşüşü genel olarak artmaktadır. Görüldüğü gibi türbülatorlerin tur sayısı arttıkça ısı değiştirici içerisindeki dönme hareketinden dolayı çıkış kesit alanında sıcaklıklar daha homojen hale gelmiştir.



Şekil 3.10: Isı değiştirici kesit ve çıkış yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları

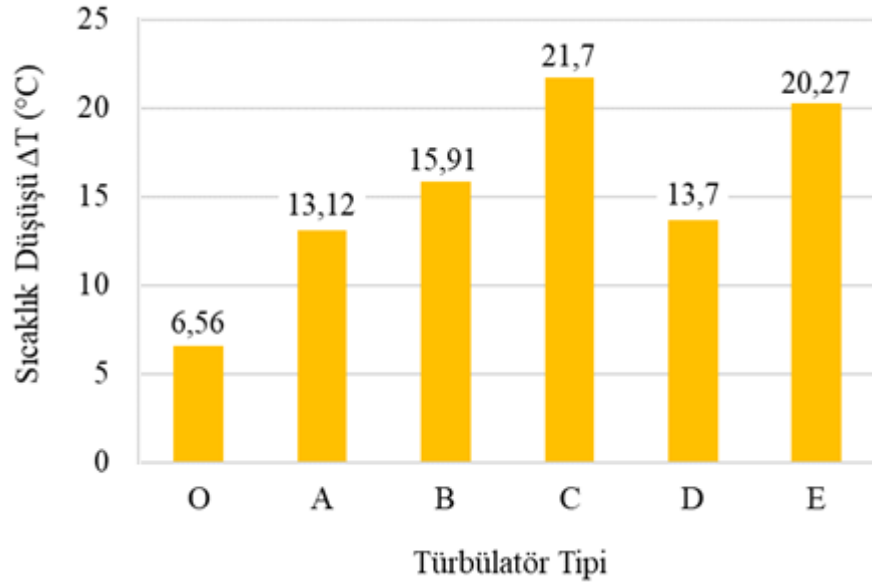


Şekil 3.10 (devam): Isı değiştirici kesit ve çıkış yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları

Türbülatorsüz ısı değiştiricisinde boru ekseninde maksimum sıcaklık olduğu gibi bu sıcaklık boru duvarlarına doğru gidildikçe azalmaktadır. Türbülatorsüz durumda iç duvara yakın bölgelerde sıcaklık düştüğü için ısı değiştiricisinde ilerleyen havanın duvara yakın bölgelerdeki sıcaklığı ile dış ortam sıcaklığı arasındaki fark azalmaktadır. Bu sebeple gerçekleşen ısı transferi de azalmaktadır. Ancak türbülator kullanılan durumlarda havanın dönme hareketinden dolayı duvara yakın bölgelerde sıcaklığı düşen hava, boru merkezine doğru yönlendiği için merkez bölgesindeki sıcaklığın da düşmesine neden olmaktadır. Böylelikle daha fazla miktarda sıcaklık düşüşü elde edilmiştir.

Şekil 3.11’de görüldüğü gibi türbülatorsüz durumda ısı değiştiricisinde 6,56 °C sıcaklık düşüşü olmaktadır. Ancak 1 tur olan A türbülatorü kullanıldığında sıcaklık düşüşü iki katına çıkmıştır. 1 tur olan D türbülatorü ile A türbülatorü yaklaşık olarak aynı oranda soğumaya sebep olmaktadır, 2 tur olan E türbülatorü

B'ye göre 4,36 °C daha sıcaklık düşüşü sağlamıştır. En fazla sıcaklık düşüşü, 21,7 °C ile 3 tur olan C türbülatoründe olmuştur.

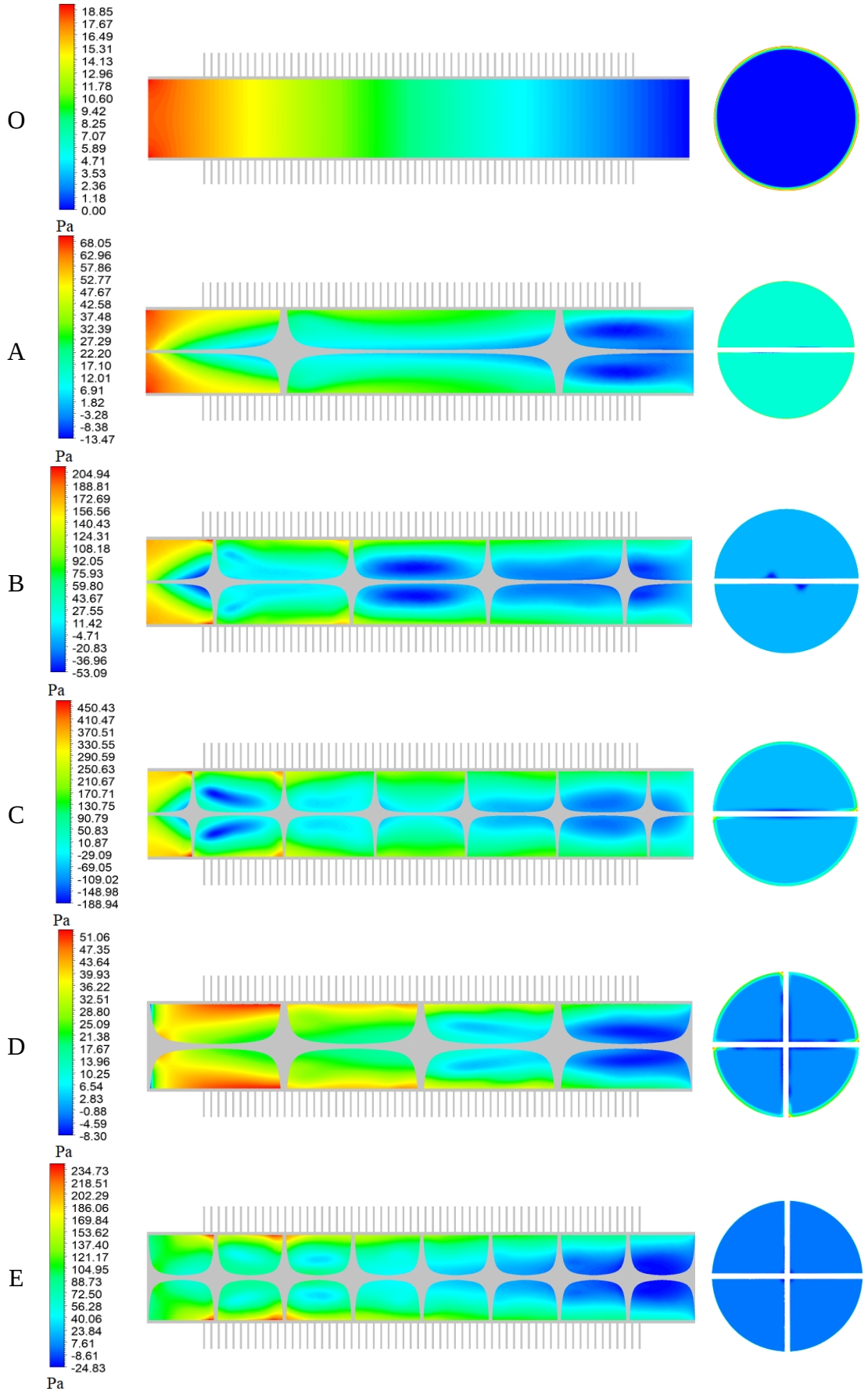


Şekil 3.11: Türbülator tipine göre ısı değiştirici giriş-çıkış arasındaki sıcaklık farkları

3.2.4 Basınç Analizleri

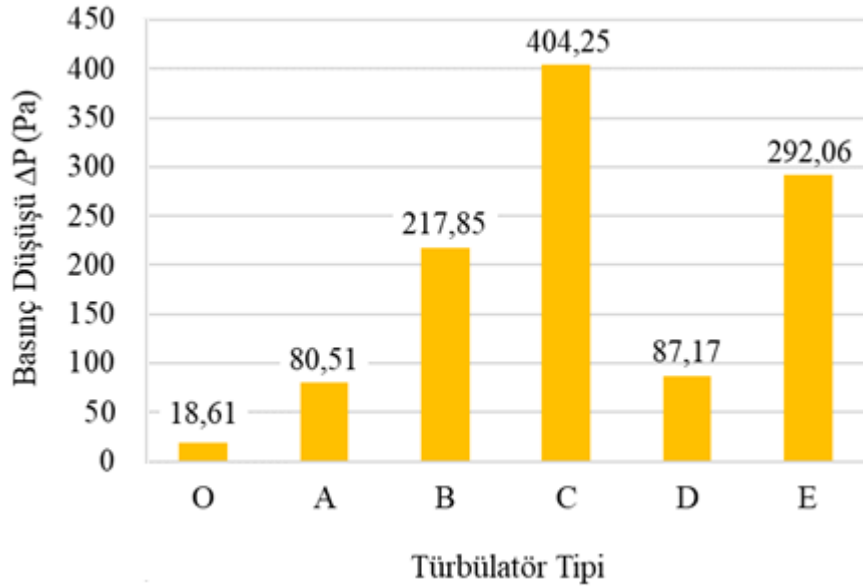
Yapılan analizlere göre türbülatorlerin tur sayısı arttıkça, yüzey ağırlıklı ortalama sonucuna göre giriş ve çıkış yüzeyi arasındaki toplam basınç düşüşü artmaktadır. Şekil 3.12'de boru ekseninden alınan kesit yüzeyleri boyunca ve çıkış yüzeylerindeki basınç dağılımları gösterilmiştir.

Analiz sonuçlarına göre ısı değiştiricisi boyunca basınç düşüşünün genellikle en yüksek olduğu bölge ısı değiştiricisi girişidir. Basıncı yüksek olan hava ısı değiştiricisine girdiğinde karşılaştığı türbülator engeli nedeniyle akış bölgesinin ani olarak değişmesiyle basınç kaybına uğramaktadır. Bunun yanı sıra ısı değiştiricisi içinde hızın bir miktar yükselmesi de basınç kaybına sebep olmaktadır. Ayrıca türbülatorlerin tur sayısı arttıkça iç bölgedeki yüzey alanları da artmaktadır. Dolayısıyla sürtünmeye maruz kalan hava miktarı da arttığından basınç kaybının bir diğer sebebi olarak gösterilebilir.



Şekil 3.12: Isı değiştirici kesit ve çıkış yüzeylerindeki basınç dağılımları

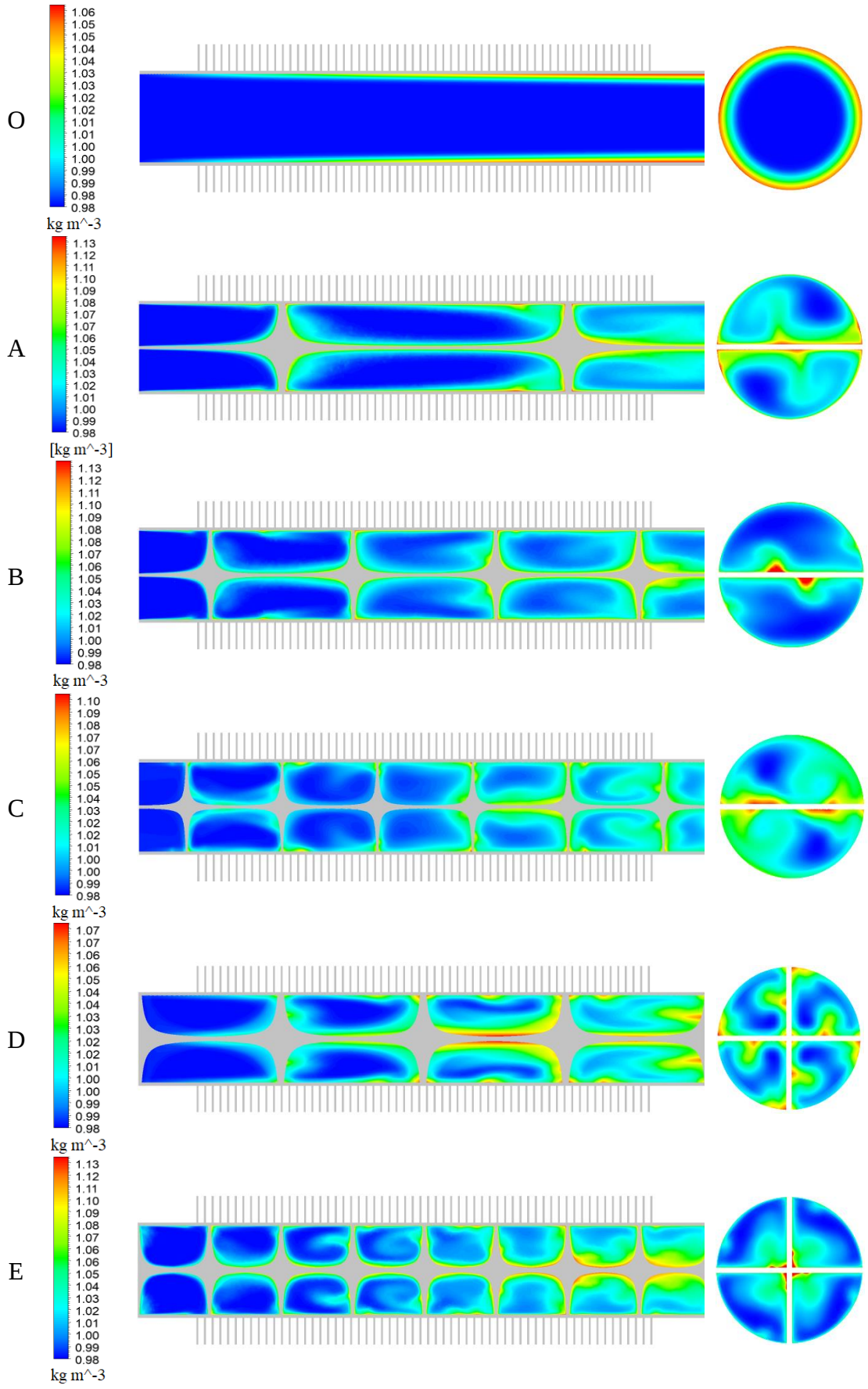
Şekil 3.13’de görüldüğü gibi türbülatorsüz durumda 18,61 Pa basınç düşüşü gerçekleşmiştir. En düşük basınç düşüşü bu durumda oluşmaktadır. 1 tur olan A türbülatoründe 80,51 Pa basınç düşüşü olmaktadırken tur sayısının 2 ve 3 tur olduğu B ve C türbülatorlerinde sırasıyla 217,85 ve 404,25 Pa basınç düşüşü meydana gelmiştir. Artırılmış yüzeyli 1 ve 2 tur olan D ve E tipi türbülatorlerinde ise sırasıyla 87,17 ve 292,06 Pa basınç düşüşü gerçekleşmiştir. Tur sayılarına göre karşılaştırıldıklarında D ve E türbülatorlerinde A ve B’ye göre daha fazla basınç düşüşü oluşmaktadır. Di Battista ve diğ (2018) yaptıkları çalışmada turbo şarj sisteminde 7 kPa basınç düşümünün kritik değer olduğunu ve bu değer üzerinde basınç kaybının sistemin etkinliğini azaltacağını rapor etmişlerdir. Tasarımlar arasında C türbülatorü 404,25 Pa basınç kaybı ile en yüksek değere sahip olmakla birlikte bu değer 7 kPa’ın oldukça altında bir değerdir.



Şekil 3.13: Türbülator tipine göre giriş-çıkış arasındaki basınç değişimleri

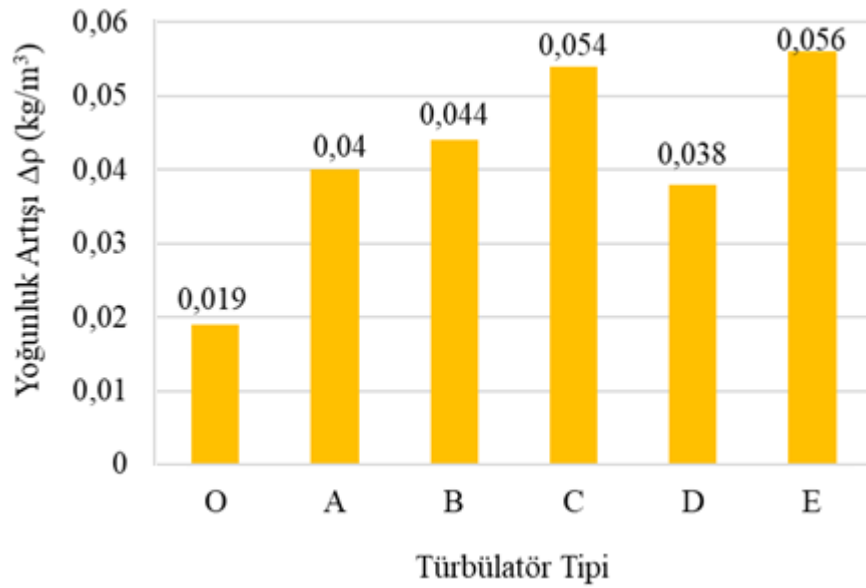
3.2.5 Yoğunluk Analizleri

Yapılan analizlerde yüzey ağırlıklı ortalama sonuçlarına göre genel olarak türbülatorlerin tur sayıları arttıkça sıcaklıktaki düşüşlerle paralel olarak yoğunluklarda artış meydana gelmektedir. Şekil 3.14’de boru ekseninden alınan kesit ve çıkış yüzeylerindeki yoğunluk dağılımı görülmektedir. Türbülatorsüz ısı değiştiricisinde daha çok duvarlara yakın bölgelerde yoğunluğun değiştiğini, boru merkezine gidildikçe herhangi bir değişimin olmadığını görülmektedir.



Şekil 3.14: Isı değıştirici kesit ve çıkış yüzeylerindeki yoğunluk dağılımları

Diğer ısı değıştircilerinde türbülatorsüz ısı değıştircisine göre çıkış bölgesinde daha homojen bir dağılımın olduğu tespit edilmiştir. Şekil 3.15’de görüldüğü gibi yoğunluğun en fazla arttığı türbülator, 2 tur olan E tipidir ve bu artış oranı % 5,6’dır. 3 tur olan C türbülatoründe ise % 5,4 artış olmuştur. C türbülatoründeki sıcaklık ve basınç düşüşü E’den daha fazladır. Hava yoğunluğunu basınç ve sıcaklık birlikte etkilemektedir. Bu yüzden daha fazla sıcaklık düşüşü olan C türbülatoründeki yoğunluk artışı, ihmal edilebilecek düzeyde olmasıyla beraber E’den daha az gerçekleşmiştir.

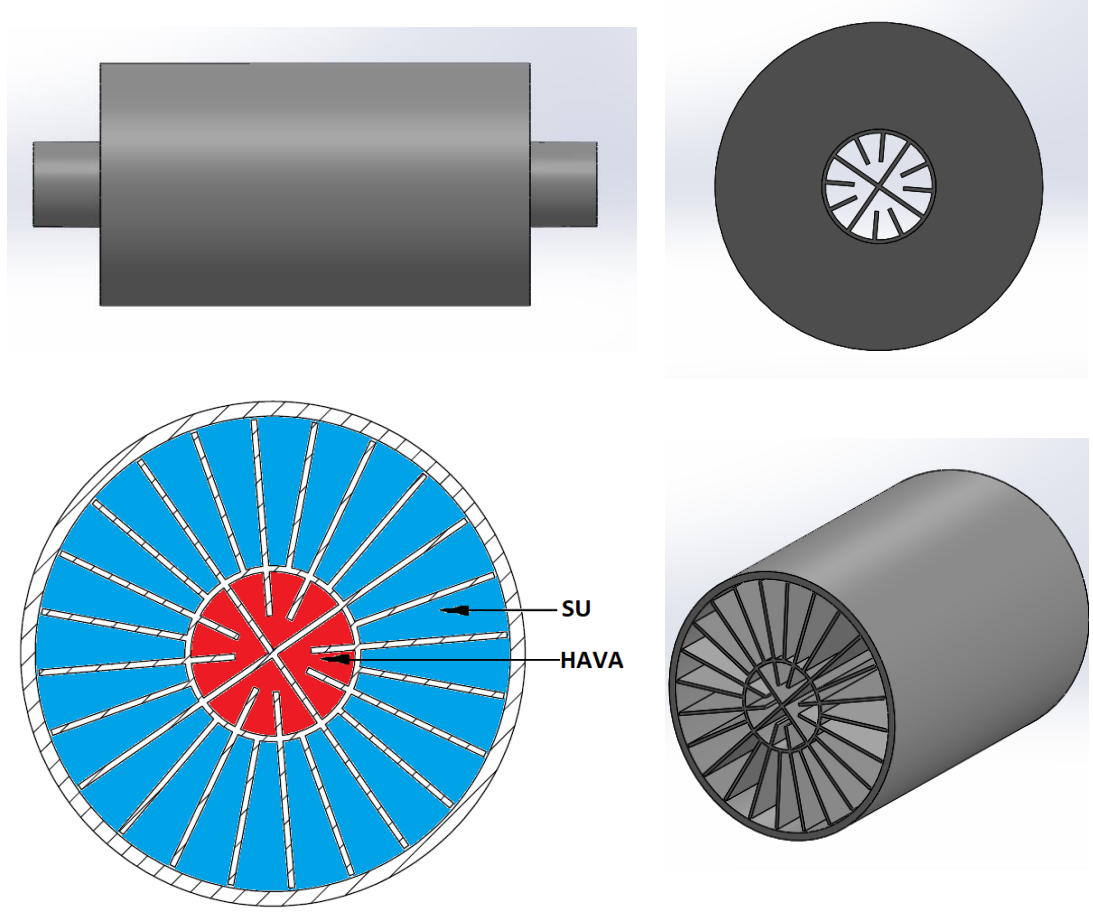


Şekil 3.15: Türbülator tipine göre giriş-çıkış arasındaki yoğunluk farkları

3.3 Alüminyum İç-Dış Kanatlı Su Soğutmalı Isı Değıştirci Tasarım ve Sayısal Analizleri

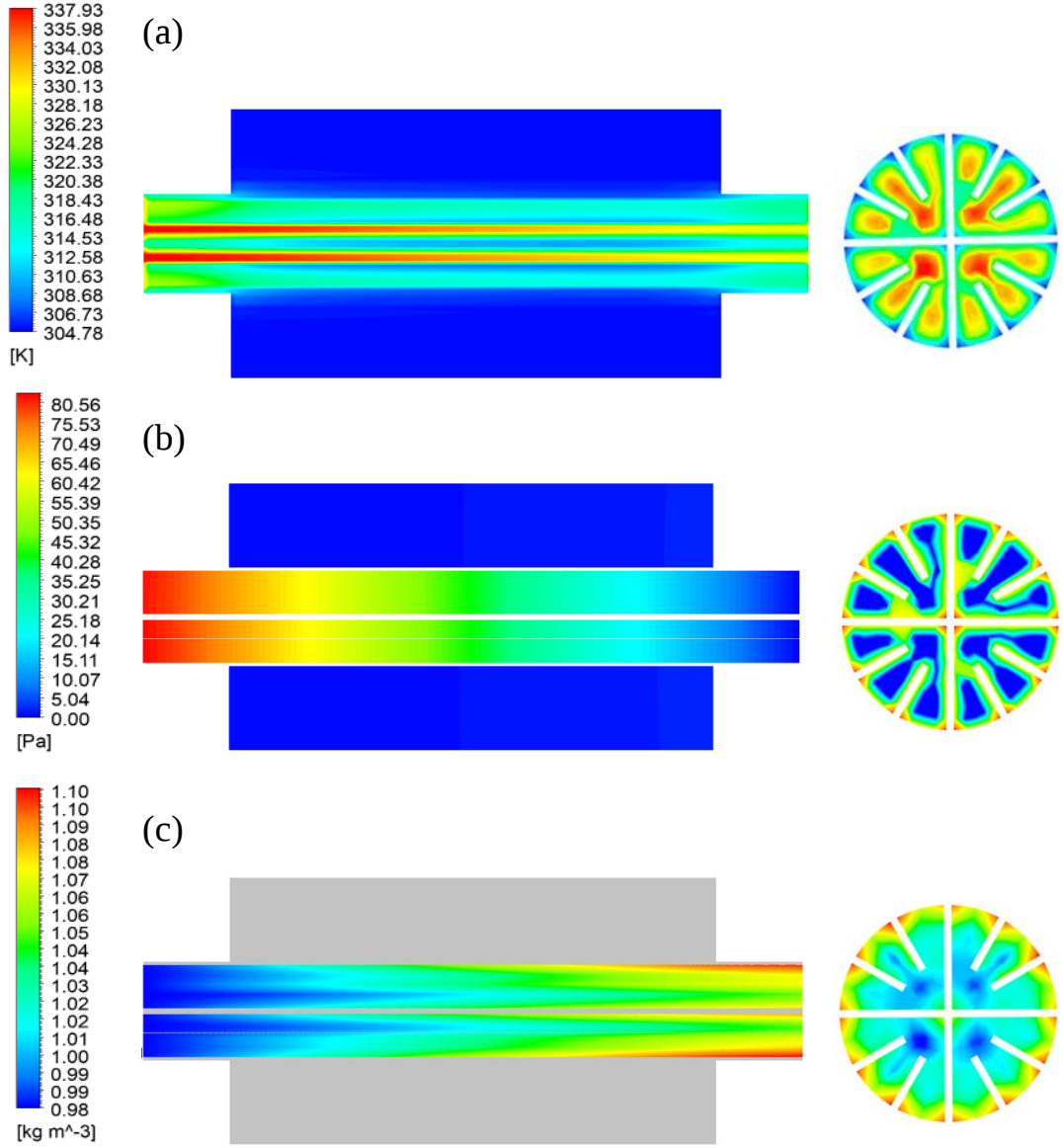
Motor giriş havasını dış hava ile soğutmak için yapılan türbülatorlü ısı değıştircileri tasarımlarından sonra su soğutmalı ısı değıştircisi tasarımı yapılmıştır. Ara soğutucu ve emme manifoldu arasında kullanılması planlanan; su ile soğutma yapılacak dış hava tarafında 24, iç hava tarafında 12 adet eksenel kanata sahip alüminyum ısı değıştircisi tasarlanmıştır. Sıcak hava, 56 mm çapında olan kanaldan geçmekte olup Şekil 3.16’da kırmızı bölge ile gösterilmiştir. Soğuk su ise 160 mm çapındaki kanaldan sıcak kanatlara ve kanal yüzeyine temas ederek geçmektedir.

Soğuk su bölgesi de maviyle gösterilmiştir. Üst yüzeyden 6 mm çapında iki delikle su giriş çıkışı sağlanmaktadır.



Şekil 3.16: Su soğutmalı ısı değiştirici görünümüleri

Sınır şartları, ön deney sonuçlarında elde edilerek tanımlanmıştır. Isı değiştirici giriş hava sıcaklığı 87 °C, su giriş sıcaklığı 0 °C, hava ve su çıkış basınçları 0 Pa, hava giriş hızı 15,1 m/s, su giriş hızı 0,05 m/s'dir. Tüm katı duvarlarda kayma olmadığı kabul edilmiştir. Havanın dinamik viskozitesi ortalama 355 K'de sabit $210,4 \cdot 10^{-7}$ Pa.s olarak tanımlanmıştır ve hava ideal gaz kabul edilmiştir. Analiz sonuçları Şekil 3.17'de boru eksen ve çıkış yüzeyi kesit alanlarında gösterilmiştir.



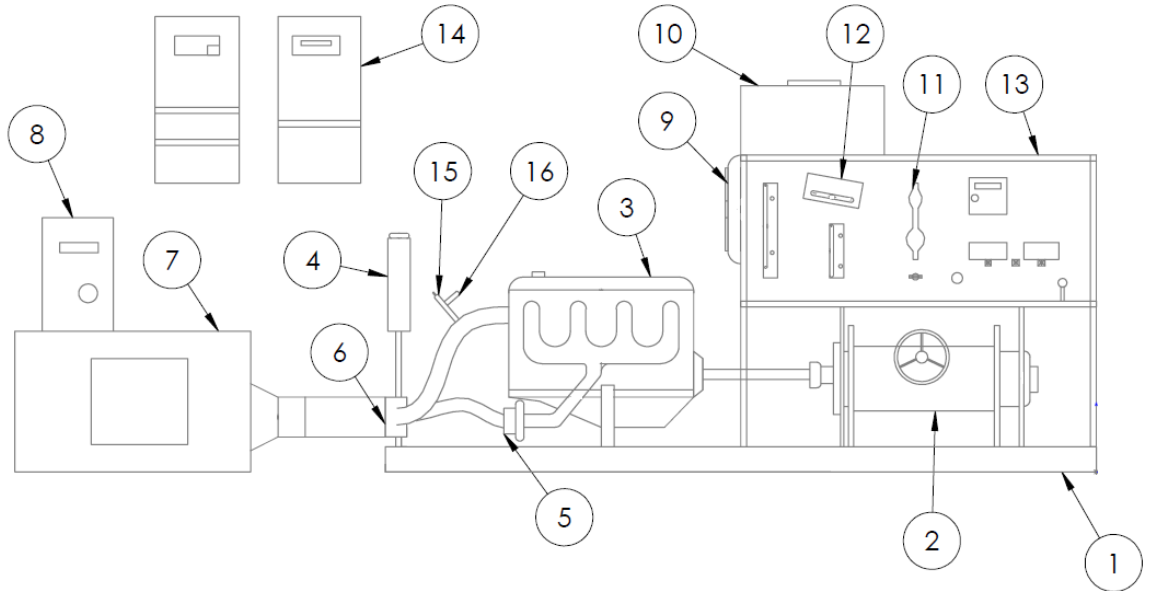
Şekil 3.17: Su soğutmalı ısı değiştirici a) Sıcaklık analizi, b) Basınç analizi, c) Yoğunluk analizi

Alüminyum iç-dış kanatlı su soğutmalı ısı değiştiricisinin kullanılmasıyla giriş sıcaklığı 30,55 °C azalmıştır. Hava tarafındaki iç kanatlar, hava kanalındaki ısı taşınım katsayısını artırmaktadır. Şekil 3.17 (a)'da çıkış yüzeyindeki sıcaklık dağılımında iç duvarlara ve iç kanatlara yakın bölgelerdeki sıcaklıkların daha düşük olduğu görülmektedir. Isı değiştirici içerisinde toplam 82,21 Pa basınç düşüşü gerçekleşmiştir. Şekil 3.17 (b)'de görüldüğü gibi giriş bölgesindeki akış bölgesinin ani değişmesinden dolayı bir basınç düşüşü gerçekleşmiştir. Sıcaklık düşüşünün basınç düşüşüne oranla daha fazla gerçekleşmesinden dolayı hava yoğunluğu % 9 oranında artmıştır.

4. DENEY SİSTEMİ VE ISI DEĞİŞTİRİCİ ÜRETİMLERİ

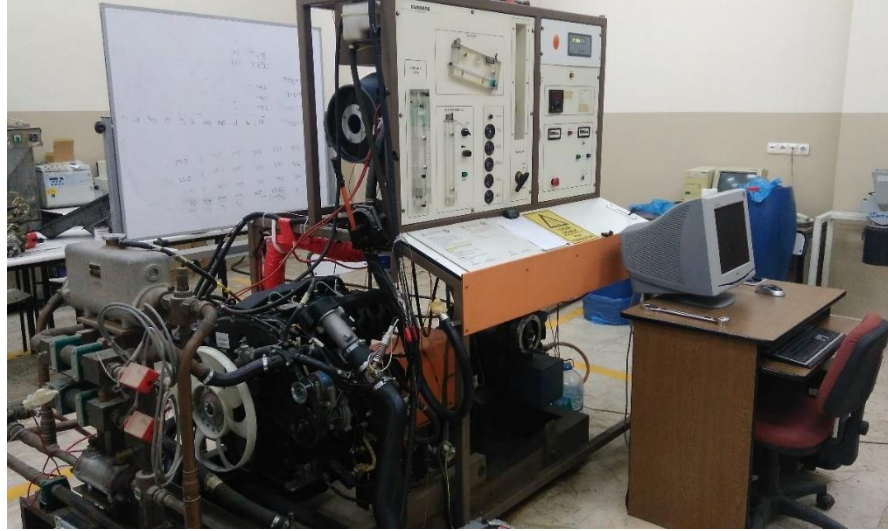
4.1 Deney Düzeneği

Deneylerde, dört silindirli turbo şarjlı dizel bir motor kullanılmıştır. Kullanılan dinamometre; hidrokinetik olup, 9000 rpm dönme sayısında 112 kW (HP) güç emebilmektedir. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de kullanılan motor test düzeneğinin şematik görünümü ve resmi gösterilmiştir. Tablo 4.1’de motorun teknik özellikleri verilmiştir.



1	Deney düzeneği şasisi	9	Hava giriş tankı
2	Hidrokinetik dinamometre	10	Dizel yakıt tankı
3	Deney motoru	11	Yakıt debisi tüpü
4	Soğutma sistemi	12	Hava debisi tüpü
5	Turbo şarj	13	Kontrol paneli
6	Ara soğutucu	14	Emisyon cihazları
7	Fan	15	Basınç sensörü
8	Hız kontrol ünitesi	16	Termokupl

Şekil 4.1: Cussons P8601 Motor Test Düzeneği genel görünümü



Şekil 4.2: Deney sisteminin genel resmi

Tablo 4.1: Deney motorunun teknik özellikleri

Motor	Ford, 4 Zamanlı, Turbo şarjlı, Su Soğutmalı, Dizel
Silindir Sayısı	4
Silindir Çapı	89,9 mm
Silindir Stroğu	94,6 mm
Silindir Hacmi	2402 cc
Sıkıştırma Oranı	19:1
Maksimum Güç	88 kW (120 HP) (4000 rpm)
Maksimum Tork	245 Nm (1800 rpm)

Deney sisteminde farklı noktalarda sıcaklık ve basınç ölçümü yapmak için termokupllar ve basınç sensörleri yerleştirilmiştir. Egzoz gaz sıcaklığını ölçmek için K tipi termokupl kullanılırken turbo şarj sisteminin kompresör giriş-çıkışı, ara soğutucu giriş-çıkışı ve emme manifoldu girişinde T tipi termokupllar kullanılmıştır. Turbo şarj sisteminde kompresör giriş basıncı (vakum) Keller PAA-21Y (0-4 bar) ve kompresör sonrası diğer noktalardaki basınçlar Keller PR-21Y (0-6bar) basınç sensörleri ile ölçülmüştür. Basınç sensörler öncesi, sensörleri yüksek sıcaklıklardan korumak için Ensim ELX 23 soğutucular kullanılmıştır. Termokupllar ve basınç sensörleri ELİMKO E- 680 model bilgi toplayıcısına (datalogger) bağlanmış olup ölçüm değerleri Elimko firmasının özel paket programı ile bilgisayara aktarılmıştır.

Şekil 4.3’de sistemde kullanılan ara soğutucunun ön görünüşü (a) ve ara soğutucunun önünde bulunan ve ara soğutucuya dış hava gönderen 1 HP gücünde ve 5000 m³/h kapasiteli fan ve hız kontrol ünitesi (b) görülmektedir. Hız kontrol ünitesinden belirlenen hızlara göre ayarlama yapılmakta ve dış hava belirlenen hızlarda ara soğutucu üzerine dik olarak gönderilmektedir.



(a)



(b)

Şekil 4.3: a) Ara soğutucu, b) fan ve hız kontrol ünitesi

Şekil 4.4’de görülen Bosch BEA 170 markalı cihaz ile is ölçümleri yapılmıştır.



Şekil 4.4: Bosch BEA 170 is ölçer cihazı

Şekil 4.5’de görülen Testo 350 M/XL markalı gaz analizörü ile NO, NO₂, NO_x, CO, SO₂ ve H₂S emisyonlarının ölçümleri yapılmıştır.



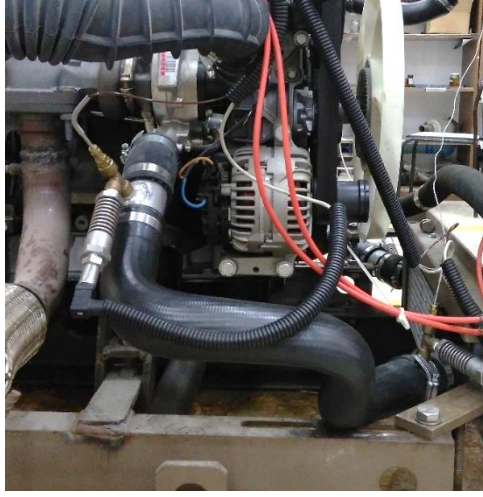
Şekil 4.5: Testo 350 M/XL emisyon ölçüm cihazı

4.2 Çeşitli Isı Değiştirici-Motor Uygulamaları

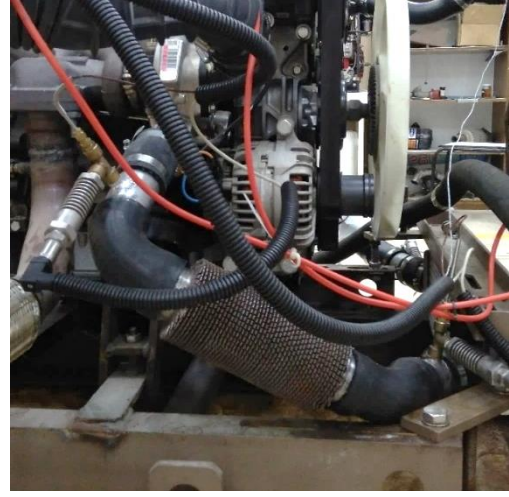
Isı değiştirici tipleri ve motordaki konumlarından oluşan yedi farklı uygulama belirlenmiştir. Isı değiştiricilerinin önce tasarımları sonra üretimleri yapılmıştır. Hava soğutmalı ve/veya su soğutmalı ısı değiştiricileri, ara soğutucu öncesi ve sonrasına konumlandırılmıştır.

4.2.1 Ara Soğutucu Öncesi Çelik Isı Değiştirici

Ara soğutucu öncesi çelik malzemeden ısı değiştiricisinin uzunluğu 260 mm, dairesel kanat sayısı 40, kanat yüksekliği 16 mm ve kanat kalınlığı 1,2 mm’dir. Turbo şarj çıkışı ile ara soğutucu girişi arasındaki mesafe, ara soğutucu çıkışı ile emme manifoldu girişi arasındaki mesafeden daha azdır. Bu yüzden 260 mm uzunluğundaki kauçuk boru kesilip yerine ısı değiştiricisi montajlanmıştır. Şekil 4.6’da ısı değiştiricisinin motordaki konumu gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 4.6: Ara soğutucu öncesi a) kauçuk boru ve b) çelik ısı değiştiricisinin montaj görünümleri

4.2.2 Ara Soğutucu Sonrası Çelik Isı Değiştirici

Ara soğutucu sonrası ve emme manifoldu öncesindeki kauçuk boru yerine montajı yapılan çelik malzemeden ısı değiştiricisi Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Bu bölgedeki boru uzunluğu ara soğutucu öncesine göre daha fazla olduğundan ısı değiştirici uzunluğu da artmıştır. Isı değiştiricisinin uzunluğu 350 mm, dairesel kanat sayısı 60 ve kanat yüksekliği 16 mm, kanat kalınlığı 1,2 mm’dir.



(a)

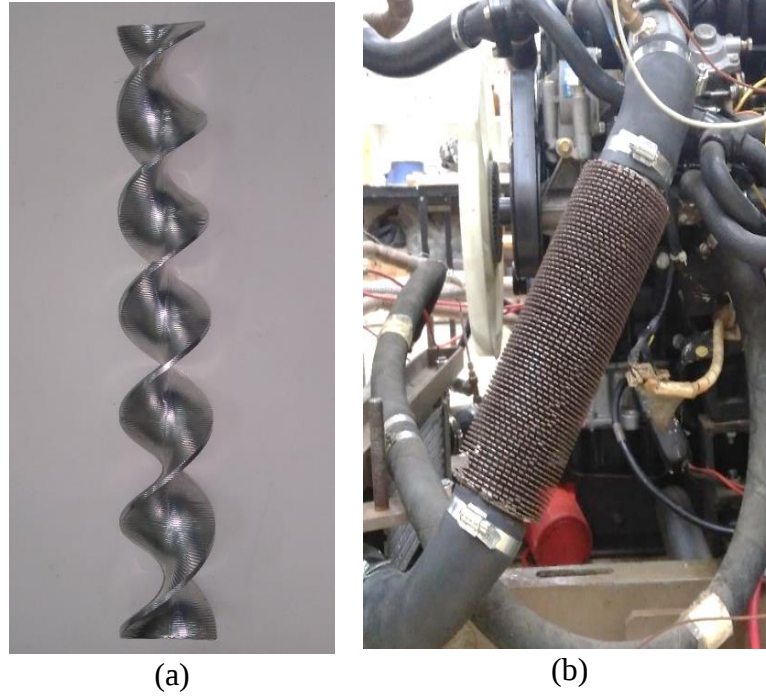


(b)

Şekil 4.7: Ara soğutucu sonrası a) kauçuk boru ve b) çelik ısı değiştiricisinin montaj görünümleri

4.2.3 Ara Soğutucu Sonrası Türbülatorlü Çelik Isı Değiştirici

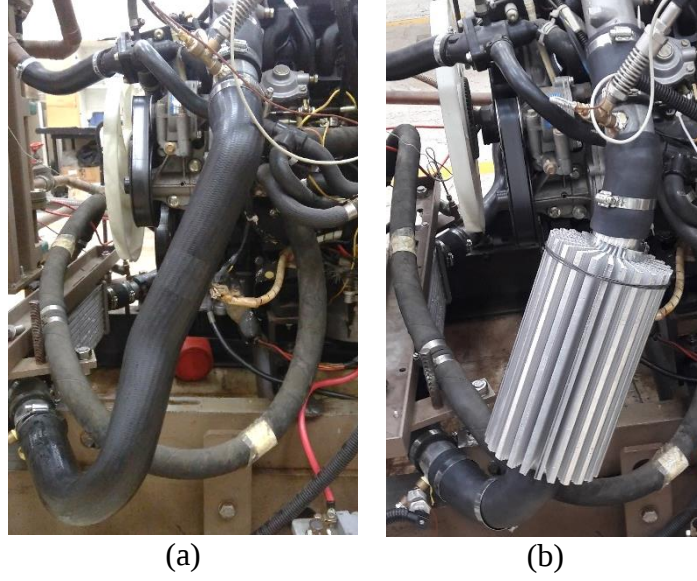
Sayısal analiz sonuçlarına göre kabul edilebilir basınç düşümü ve en çok sıcaklık azalmasının sağlanabileceği tespit edilen C türbülatorünün alüminyum malzemeden üretimi yapılmıştır. Şekil 4.7’de gösterilen ara soğutucu sonrasındaki çelik ısı değiştirici içerisine Şekil 4.8’de gösterilen 3 tur olan alüminyum C türbülatorü yerleştirilmiştir.



Şekil 4.8: a) 3 tur alüminyum C türbülatorü ve b) ara soğutucu sonrası içerisine C türbülatorü yerleştirilmiş çelik ısı değiştiricinin montaj görünümü

4.2.4 Ara Soğutucu Sonrası Alüminyum İç-Dış Eksenel Kanatlı Isı Değiştirici

Bir diğer uygulamada ise ara soğutucu sonrası ve emme manifoldu öncesine alüminyum malzemeden iç-dış eksenel kanatlı ısı değiştiricisinin montajı yapılmıştır. Isı değiştiricisinin uzunluğu 350 mm, eksenel kanat sayısı 24, kanat yüksekliği 50 mm, giriş hava kanalı çapı 56 mm’dir. Şekil 4.9’da bu ısı değiştirici gösterilmiştir.



Şekil 4.9: Ara soğutucu sonrası a) kauçuk boru ve b) alüminyum iç-dış eksenel kanatlı ısı değıştircisinin montaj görünümü

4.2.5 Ara Soğutucu Sonrası Bakır Borulu ve Türbülatorlü, Su Soğutmalı Isı Değıştirici

Farklı bir uygulama olarak alüminyum türbülatorlü düz boru etrafına 6,25 mm çapında bakır boru sarılmıştır. Şekil 4.10'da gösterildiğı gibi C türbülator alüminyum boruya sıkı geçme ile sabitlenmiştir. Alüminyum boru üzerine bakır boru sarıldıktan sonra üzeri alüminyum bant ile kapatılmıştır. Bu borunun üzerine çapı 40 mm daha büyük olan PVC boru yerleştirilmiş ve iki boru arasında kalan hacim, rijit poliüretan köpük ile doldurulmuştur.



Şekil 4.10: Alüminyum düz boru üzerine bakır boru sarımı

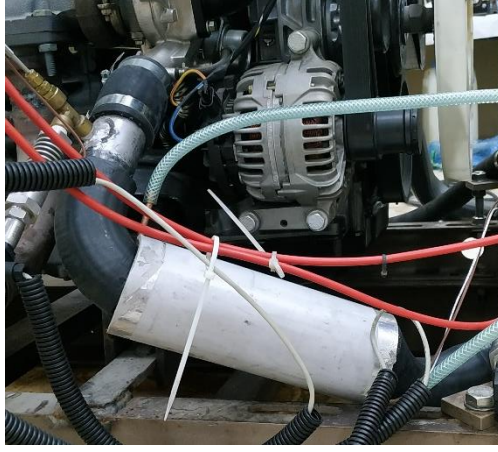
Şekil 4.11’de gösterildiği gibi bu ısı değiştiricisi, ara soğutucusu sonrasına yerleştirilmiştir. Bir su soğutucusunda soğutulan su, bakır boruların içinden sirküle edilerek ısı transferi artırılmaya çalışılmıştır.



Şekil 4.11: Ara soğutucu öncesi bakır borulu ve türbülantörlü ısı değiştiricisinin montaj görünümü

4.2.6 Ara Soğutucu Öncesi Bakır Borulu, Türbülantörlü Su Soğutmalı Isı Değiştirici ve Ara Soğutucu Sonrası Alüminyum İç-Dış Eksenel Kanatlı Isı Değiştirici

Ara soğutucu öncesinde ve sonrasında iki tip ısı değiştirici kullanılmıştır. Şekil 4.12’de görüldüğü gibi bu uygulamada, kompresör çıkışı-ara soğutucu arasında konumlandırılan su soğutmalı ısı değiştirici (a) ile ara soğutucu çıkışı-emme manifoldu girişi arasında bölüm 4.2.4’de uzunluk parametreleri verilen üzerinde 24 adet eksenel kanat bulunan iç-dış kanatlı alüminyum ısı değiştiricisi (b) kullanılmıştır.



(a)

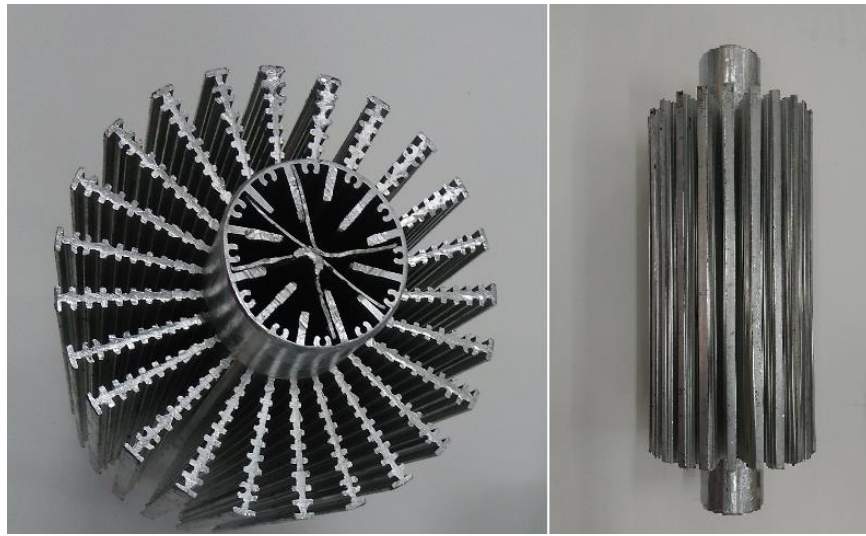


(b)

Şekil 4.12: a) Ara soğutucu öncesi bakır borulu türbülötörlü, b) ara soğutucu sonrası alüminyum iç-dış eksenel kanatlı ısı değiştiricilerin montaj görünümü

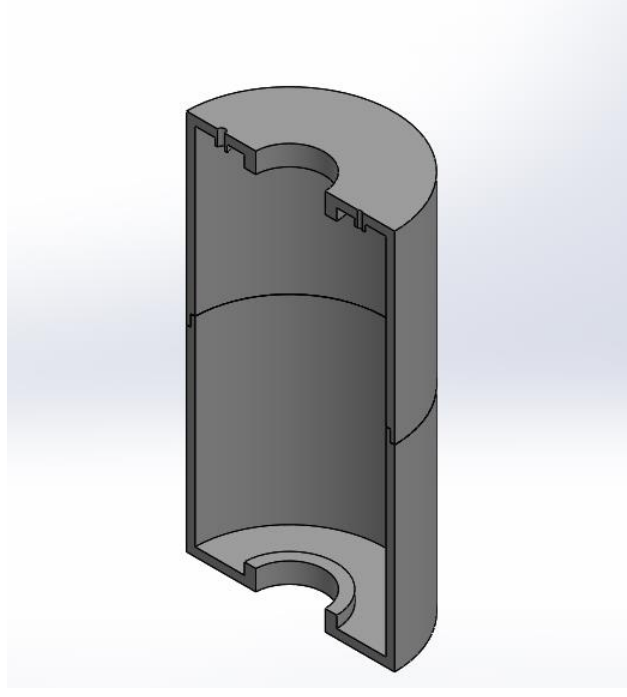
4.2.7 Ara Soğutucu Sonrası Alüminyum İç-Dış Kanatlı ve Su Soğutmalı Isı Değiştirici

İç-dış kanatlı alüminyum ısı değiştirici içerisine boru merkezindeki yüksek sıcaklığın boru duvarlarına daha fazla iletilmesi için alüminyum plakalar yerleştirilmiştir. Şekil 4.13’de ısı değiştiricisinin ön ve yan görünüşleri gösterilmiştir.

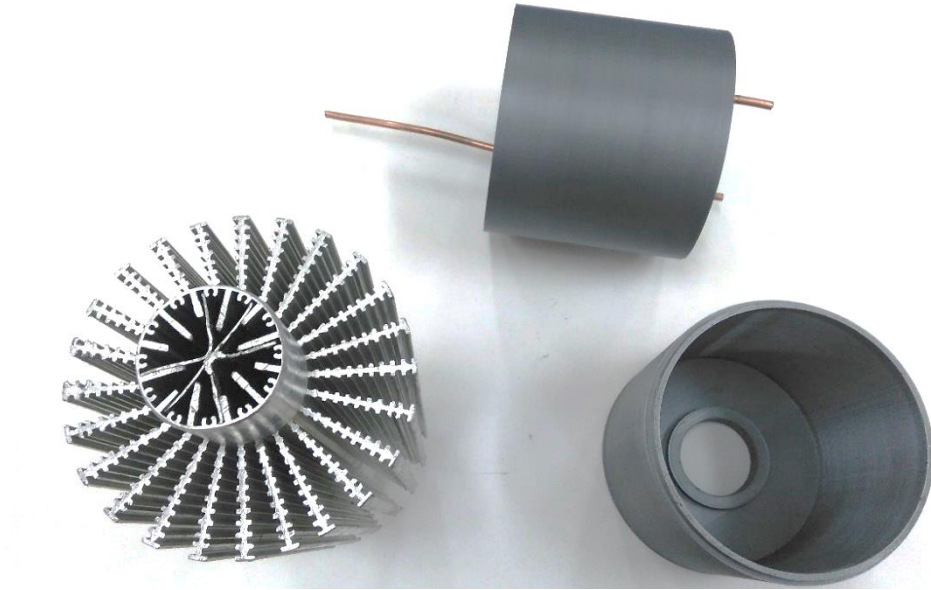


Şekil 4.13: İç-dış eksenel kanatlı alüminyum ısı değiştirici

Şekil 4.14 ve 4.15’de sırasıyla dış ünitenin montaj resmi ve üretilen dış ünite görülmektedir. Üst yüzeyinde iki adet su girişi bulunan dış ünite iki parça halinde üretilip kanatlı borunun ve su girişleri için kullanılan bakır boruların montajının yapılmasının ardından birleştirilmiştir.



Şekil 4.14: Dış ünitenin üç boyutlu katı model kesit görünümü



Şekil 4.15: Kanatlı boru ve 3D yazıcı ile imal edilen dış ünite

Şekil 4.16'da ara soğutucu ve emme manifoldu arasında montajlanan ısı değiştiricisinin motordaki konumu gösterilmiştir.



Şekil 4.16: Ara soğutucu sonrası ısı değiştiricisinin motordaki montaj görünümü

4.3 Deney Yöntemi

Önceki bölümde detayları verilen ısı değiştiricilerin etkilerini araştırmak için enjeksiyon pompası üzerindeki yakıt kontrol kolu % 70 oranında açılarak 2500 rpm dönme sayısında hem orijinal kauçuk boru hem de ısı değiştiricilerle testler yapılmıştır.

En etkili soğutmanın ara soğutucu sonrası alüminyum iç-dış kanatlı ve su soğutmalı ısı değiştirici ile sağlandığının tespit edilmesi üzerine daha detaylı deneyler bu ısı değiştiricisi ile gerçekleştirilmiştir. Detaylı deneyler; Tablo 4.2'de gösterildiği gibi enjeksiyon pompası üzerindeki yakıt kontrol kolu % 70 oranında açıldığı durumda 2000, 2500 ve 2750 rpm dönme sayılarında ve 2500 rpm sabit dönme sayısında 120 ve 80 Nm farklı motor yüklerinde gerçekleştirilmiştir. Bütün deneylerde ara soğutucuya gelen dış hava hızı 7, 10,5, 14 ve 21 m/s olacak şekilde uygulamalar yapılmıştır.

Tablo 4.2: Test detayları

			Hava Hızı (m/s)			
		Dönme Sayısı (rpm)	7	10,5	14	21
Sabit Yakıt Kontrol Kolu Açıklığı (% 70)	Kauçuk boru	2000	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4
		2500	Test 5	Test 6	Test 7	Test 8
		2750	Test 9	Test 10	Test 11	Test 12
	Isı Değiştirici	2000	Test 13	Test 14	Test 15	Test 16
		2500	Test 17	Test 18	Test 19	Test 20
		2750	Test 21	Test 22	Test 23	Test 24
			Hava Hızı (m/s)			
		Moment (Nm)	7	10,5	14	21
Sabit Dönme Sayısı (2500 rpm)	Kauçuk boru	120	Test 25	Test 26	Test 27	Test 28
		80	Test 29	Test 30	Test 31	Test 32
	Isı Değiştirici	120	Test 33	Test 34	Test 35	Test 36
		80	Test 37	Test 38	Test 39	Test 40

Motor giriş hava debisi, deney düzeneğinde bulunan ve Şekil 4.17’de gösterilen orifis plaka kullanılarak bulunmuştur. Hesaplamalarda (4.1) eşitliğinde verilen genel denklem kullanılmıştır.

$$\dot{Q} = C \cdot A_0 \cdot \left(2 \frac{\Delta P}{\rho \cdot (1 - \beta^4)} \right)^{0,5} \quad (4.1)$$

burada; C temel katsayı, A_0 orifis plaka küçük alan, ΔP basınç kaybı, ρ giriş hava yoğunluğu ve β orifis çapının boru çapına oranıdır. C 0,5959, orifis çapı 71,92 mm olması durumu için A_0 0.00406 m², giriş havası yoğunluğu ρ ortam hava basıncı ve sıcaklığı kullanılarak ideal gaz denkleminde hesaplanmıştır. Orifis plakaya giren

hava, bir borudan değil doğrudan ortamdan alındığından β çok küçük değer olacağı için sıfır olarak kabul edilmiştir. ΔP basınç farkı, eğik bir manometre ölçülmüştür.



Şekil 4.17: Motor giriş havası bölgesindeki orifis plaka

5. MOTOR DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRME

Deneyler, motor test sisteminde bulunan ara soğutucunun kauçuk esaslı orijinal bağlantı borularının kullanıldığı ve kauçuk esaslı borular yerine kısmi olarak metal ısı değiştiricilerinin kullanıldığı durumlarda ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Ön test çalışmaları; 4. bölümde detayları verilen farklı metal ısı değiştiricilerin sabit yakıt kontrol kolu açıklığında (% 70) ve 2500 rpm motor dönme sayısında ara soğutucuya 7, 10,5, 14 ve 21 m/s hızlarında dış hava akımı gönderilerek gerçekleştirilmiştir. Ön testler sonucunda, sayısal modelleme sonuçlarına benzer olarak iç-dış kanatlı ve dış kanatlarda su soğutmalı alüminyum ısı değiştiricisinin sıcaklık düşürülmesinde en etkili olduğu tespit edilmiştir. Bu çerçevede detaylı deneysel çalışmalar Tablo 4.2’de detayları verilen şartlarda bu ısı değiştiricisi ile gerçekleştirilmiştir. İlk detaylı testler sabit yakıt kontrol kolu açıklığında (% 70), 2000, 2500 ve 2750 rpm motor dönme sayılarında ara soğutucuya 7, 10,5, 14 ve 21 m/s hızlarında dış hava akımı gönderilerek yapılmıştır. Daha sonra sabit motor mili dönme sayısında (2500 rpm) iki farklı yüklerde (120 ve 80 Nm) yine 7, 10,5, 14 ve 21 m/s hızlarında dış hava akımı gönderilerek gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde şekiller üzerinde kullanılan ‘K’ kauçuk esaslı boru ve ‘ID’ iç-dış kanatlı ve dış kanatlarda su soğutmalı alüminyum ısı değiştiricisi kullanımını ifade etmektedir.

5.1 Ön Testlerin Sonuçları

4. Bölümde detayları verilen yedi farklı ısı değiştirici ile yapılan ön testlerde elde edilen sonuçlar bu kısımda özet olarak sunulmuştur. Ön testler, yukarıda belirtildiği üzere, sabit yakıt kontrol kolu açıklığında (% 70) ve 2500 rpm motor dönme sayısında ara soğutucuya 7, 10,5, 14 ve 21 m/s hızlarında dış hava akımı gönderilerek gerçekleştirilmiştir.

1. Ara soğutucu öncesi çelik ısı değiştiricisi

Dış kanatlı çelik ısı değiştiricinin ara soğutucu öncesine yerleştirilmesi ile kompresör çıkışındaki yaklaşık 115 °C sıcaklıktaki havanın sıcaklığı yaklaşık 24 °C

düşürülmüştür. Bu durum ısı değiştiricisine giren havanın sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farkın yüksek olması ve dolayısıyla artan ısı transferi ile açıklanabilmektedir. Bununla birlikte, ara soğutucuya daha düşük sıcaklıkta giren hava ile ortam sıcaklığı arasındaki fark azaldığı için ara soğutucudaki ısı transferi azalmıştır. Bu durumda çelik ısı değiştirici kullanımının orijinal kauçuk boru kullanımına göre emme manifoldu giriş hava sıcaklığında dikkate değer bir değişime sebep olmadığı tespit edilmiştir.

2. Ara soğutucu sonrası çelik ısı değiştiricisi

Kompresör çıkışı hava, ara soğutucu üzerinden geçen dış hava hızına bağlı olarak 29 - 56 °C sıcaklık düşümüne maruz kalmaktadır. Bu durumda ara soğutucu sonrası yerleştirilen dış kanatlı çelik ısı değiştiricisine giren hava sıcaklığı da 59 - 86 °C arasında değişmektedir. Isı değiştiricisine giren havanın sıcaklığının azalması ısı değiştiricisinin etkinliğinin azalmasına sebep olmaktadır. Bu konumda ısı değiştiricisinde en fazla 2 °C sıcaklık düşümü sağlanabilmiştir.

3. Ara soğutucu sonrasında türbülantörlü çelik ısı değiştirici

Dış kanatlı çelik ısı değiştiricisinde ısı transferini artırmak için iç kısma bir önceki bölümde en etkin olduğu tespit edilen “C” tipi alüminyum türbülantör yerleştirilmiştir. C tipi türbülantörlü ısı değiştiricinin ara soğutucu sonrasına montaj edilmiştir. Bununla birlikte, türbülantörlü ısı değiştirici, türbülantörsüz ısı değiştiricisine göre en fazla 4 °C sıcaklık düşümü sağlayabilmiştir.

4. Ara soğutucu sonrası alüminyum iç-dış eksenel kanatlı ısı değiştirici

Alüminyum iç-dış eksenel kanatlı ısı değiştiricinin ara soğutucu sonrasına yerleştirilmiş ve ısı değiştiricinin dış kanatları üzerinden 10 m/s dış hava geçirilmiştir. Ara soğutucunun üzerinden geçen hava hızının en az (7 m/s) olduğu durumda, en fazla 7 °C sıcaklık düşümü olmuştur. Bununla birlikte, ara soğutucu üzerinden geçen hava hızı arttıkça ısı değiştiricinin etkinliği azalmıştır.

5. Ara soğutucu sonrası bakır borulu ve türbülantörlü, su soğutmalı ısı değiştirici

Dış kanatları olmayan alüminyum boru dış yüzeyine içinden soğutulmuş su geçirilen bakır boru sarılmış ve boru içerisine “C” tipi türbülator yerleştirilerek elde edilen bu ısı değiştiricinin ara soğutucu sonrasına montajı ile yapılan testlerde ara soğutucu çıkışındaki hava sıcaklığında dikkate değer bir düşme tespit edilememiştir.

6. Ara soğutucu öncesi bakır borulu, türbülatorlü su soğutmalı ısı değiştirici ve ara soğutucu sonrası alüminyum iç-dış eksenel kanatlı ısı değiştirici

Bakır borular içerisinden su geçirilerek dıştan su soğutmalı ve içerisinde “C” tipi türbülator bulunan ısı değiştirici ara soğutucu öncesine ve alüminyum iç-dış eksenel kanatlı ısı değiştiricinin ara soğutucu sonrasına yerleştirilerek yapılan testlerde, motor emme manifoldu hava giriş sıcaklığında dikkate değer bir düşme tespit edilememiştir.

7. Ara soğutucu sonrası alüminyum iç-dış kanatlı ve su soğutmalı ısı değiştirici

Alüminyum iç-dış kanatlı ve dış kanatlarda su soğutmalı ısı değiştiricinin ara soğutucu sonrası yerleştirilmesi ile emme manifoldu hava giriş sıcaklığında dikkate değer düşmeler belirlenmiştir. Bu ısı değiştiricinin etkinliğinin belirlenmesi için farklı şartlarda testler yapılmış olup sonuçlar sonraki alt bölümlerde sunulmuştur.

5.2 Orijinal Motor Test Sonuçları

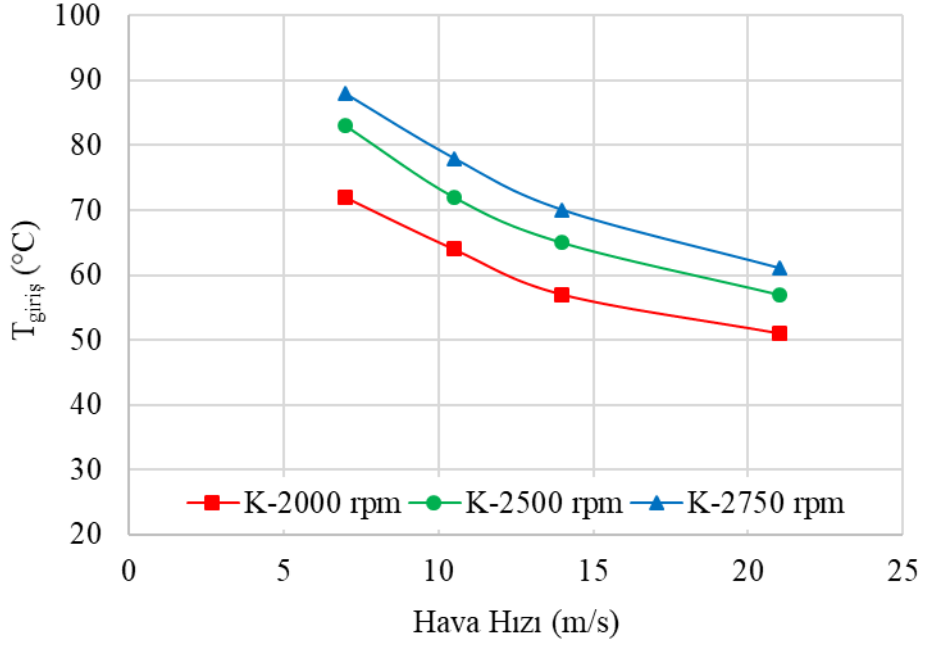
Motorun orijinal durumunda ara soğutucu çıkışı - emme manifoldu girişi arasındaki bağlantı Şekil 5.1’de kauçuk esaslı boru ile gerçekleştirilmektedir. Orijinal motor testleri bu kauçuk esaslı boru ile motor üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmadan gerçekleştirilmiştir. Kauçuk esaslı borunun kullanıldığı orijinal motor test detayları Tablo 4.2’de verilmiştir. İki farklı yöntem uygulanmıştır. Birincisinde enjeksiyon pompası üzerindeki yakıt kontrol kolu % 70 oranında açıldığı durumda 2000, 2500 ve 2750 rpm dönme sayılarında, ikincisinde ise 2500 rpm sabit dönme sayısında 120 ve 80 Nm farklı motor yüklerinde testler gerçekleştirilmiştir. Bütün deneylerde ara soğutucuya gelen dış hava hızı 7, 10,5, 14 ve 21 m/s olacak şekilde uygulamalar yapılmıştır.



Şekil 5.1: Ara soğutucu çıkışı - emme manifoldu girişi arasındaki orijinal kauçuk esaslı boru

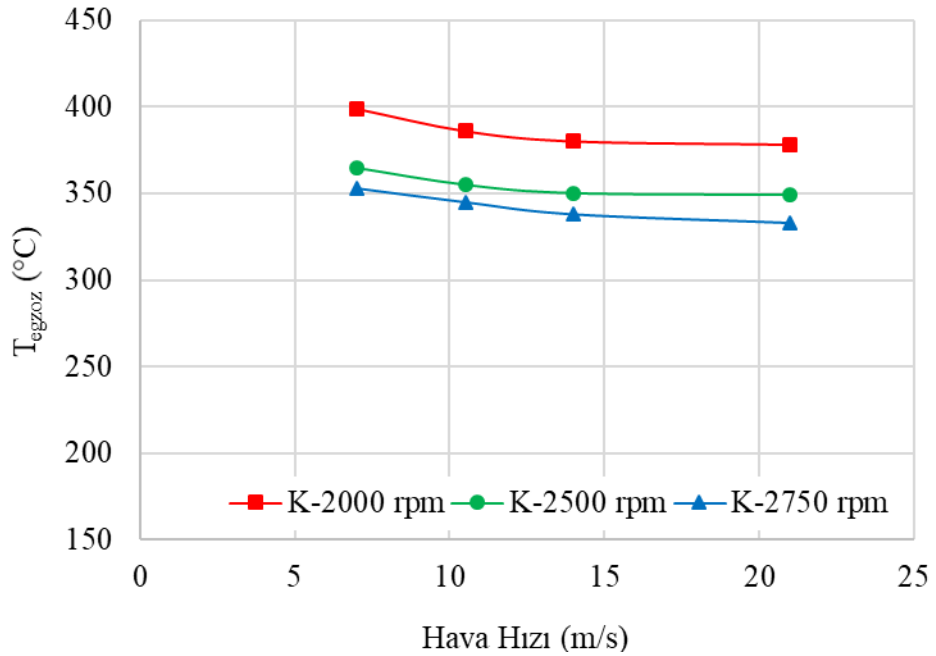
5.2.1 Yakıt Kontrol Kolunun Sabit % 70 Oranında Açılması ve Farklı Dönme Sayılarında Orijinal Motor Test Sonuçları

Yakıt enjeksiyon pompasında bulunan yakıt kontrol kolunun sabit % 70 oranında açılı iken; 2000, 2500 ve 2750 rpm motor dönme sayılarında testler gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.2’de motor emme manifoldu hava giriş sıcaklığının; 2000, 2500 ve 2750 rpm dönme sayılarında ara soğutucu üzerine gelen dış hava hızlarına göre değişimleri görülmektedir. Motor dönme sayısı arttıkça ve ara soğutucu üzerine gelen dış hava hızı azaldıkça emme manifoldu giriş havası sıcaklığı artmaktadır. Ara soğutucu üzerine gelen hava hızı azaldıkça zorlanmış taşınım ile ısı transferi de azalmaktadır. Dolayısıyla emme manifoldu giriş sıcaklıkları da artmaktadır. Dönme sayısı arttıkça turbo şarj sisteminde dış ortamdan alınan havanın basıncı da artmakta, artan basınçla birlikte hava sıcaklığı da arttığı değerlendirilmiştir. Bu yüzden yüksek dönme sayılarında ara soğutucuda soğutma yapılmasına rağmen emme manifoldu giriş hava sıcaklığı artmaktadır. Dış hava hızının 21, 14, 10,5, 7 m/s’ye azalmasıyla giriş havası sıcaklıkları; 2000 rpm’de sırasıyla 51, 57, 64, 72 °C, 2500 rpm’de sırasıyla 57, 65, 72, 83 °C, 2750 rpm’de ise sırasıyla 61, 70, 78, 88 °C olarak ölçülmüştür. Dış ortam hava hızının 21’den 7 m/s’ye azalmasıyla tüm dönme sayılarında hava giriş sıcaklıklarında ortalama % 30 artış olmuştur.



Şekil 5.2: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında emme manifoldu hava giriş sıcaklığı

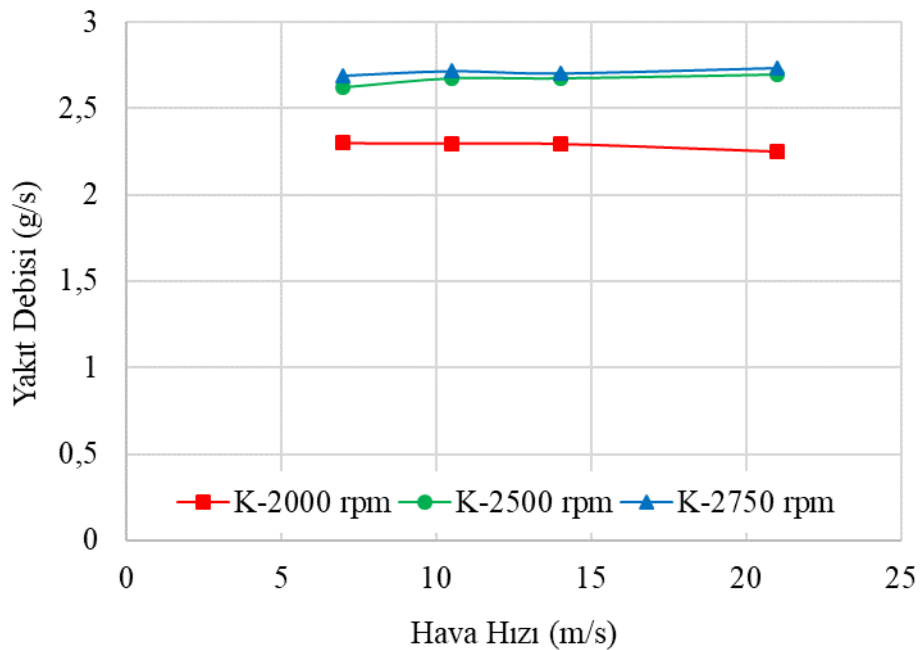
Şekil 5.3’de egzoz gaz sıcaklıklarının 2000, 2500 ve 2750 rpm dönme sayılarında ara soğutucu üzerinden geçen dış hava hızına göre değişimleri görülmektedir.



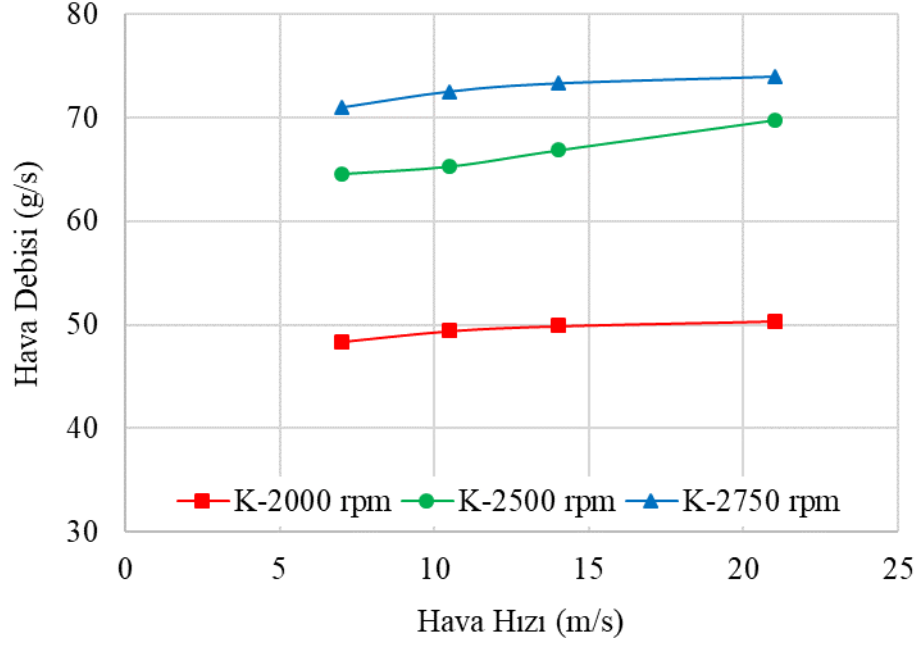
Şekil 5.3: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında motor egzoz sıcaklığı

Dış hava hızı azaldıkça giriş hava sıcaklıklarının artmasına bağlı olarak egzoz gaz sıcaklıkları da tüm dönme sayılarında artmıştır. Ara soğutucuya gelen dış hava hızının 21, 14, 10,5 ve 7 m/s'ye azalmasıyla giriş havası sıcaklıkları; 2000 rpm'de sırasıyla 378, 380, 386 ve 399 °C, 2500 rpm'de 349, 351, 355 ve 365 °C, 2750 rpm'de ise 333, 338, 345 ve 353 °C olarak ölçülmüştür. Dış ortam hava hızının 21'den 7 m/s'ye azalmasıyla tüm dönme sayılarında egzoz gaz sıcaklıklarında ortalama % 6 artış tespit edilmiştir.

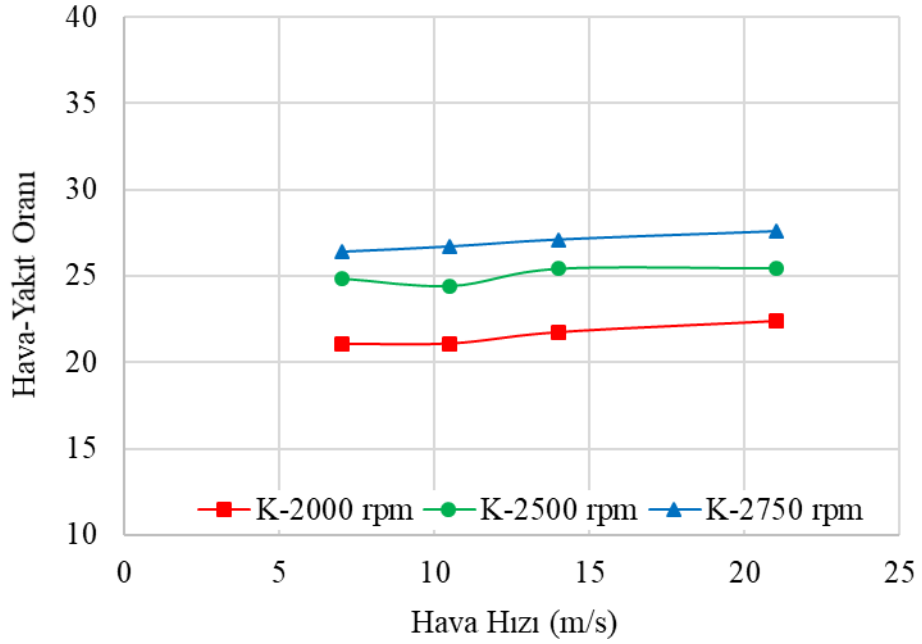
Şekil 5.4 ve 5.5'de yakıt ve hava debisinin; 2000, 2500 ve 2750 rpm dönme sayılarında, ara soğutucuya gelen dış hava hızlarına göre değişimi görülmektedir. Dış hava hızının azalmasıyla yakıt debilerinde genel olarak önemli miktarda değişim gerçekleşmemiştir. Ancak motor dönme sayısı arttıkça yakıt debisi artmaktadır. Hava debisi ise dönme sayılarında genel olarak dış hava hızının azalmasıyla bir miktar azalmaktadır. Dış hava hızının azalmasıyla emme manifoldu giriş hava sıcaklıklarının artması nedeniyle hava yoğunluğu düşmekte ve kütleli olarak motora emilen hava miktarı bir miktar azalmaktadır. Bu yüzden düşük dış hava hızlarında hava debileri azalmaktadır. Dış hava hızının azalmasıyla yakıt debilerinin sabit kalması, hava debilerinin ise azalması nedeniyle hava-yakıt oranlarında da az bir miktar azalma gerçekleşmiştir (Şekil 5.6).



Şekil 5.4: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında yakıt debisi

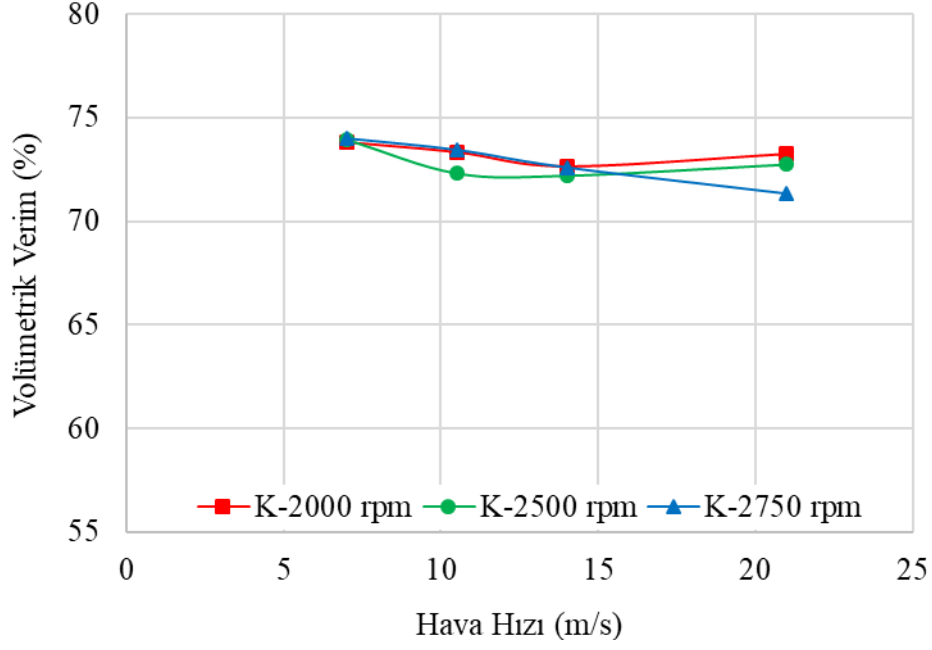


Şekil 5.5: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında hava debisi



Şekil 5.6: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında hava-yakıt oranı

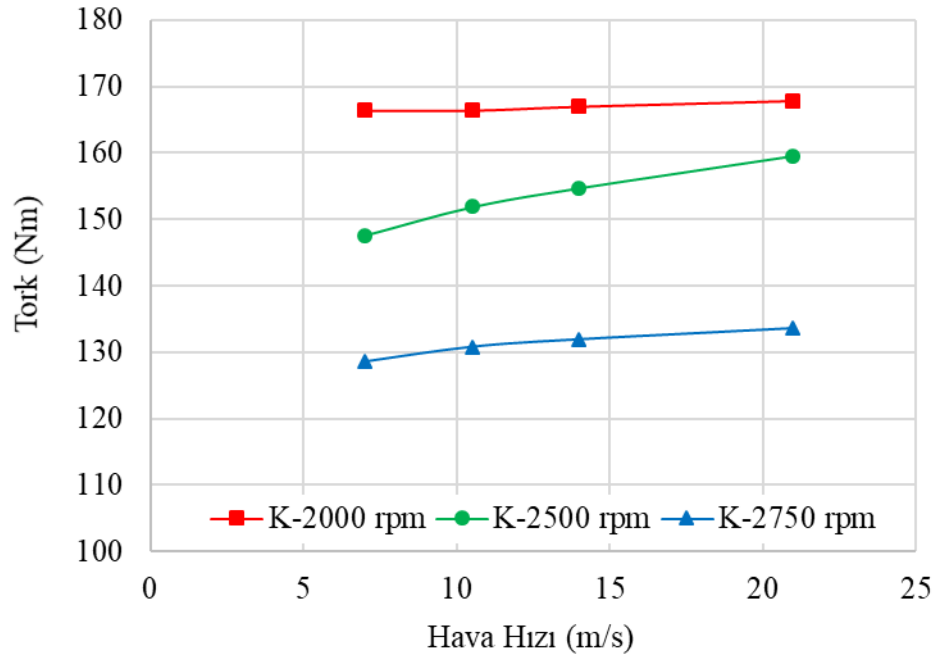
Şekil 5.7’de dış hava hızı ve motor dönme sayısının volümetrik verim üzerine etkisi görülmektedir. Genel olarak dikkate değer bir değişim olmadığı belirlenmiştir.



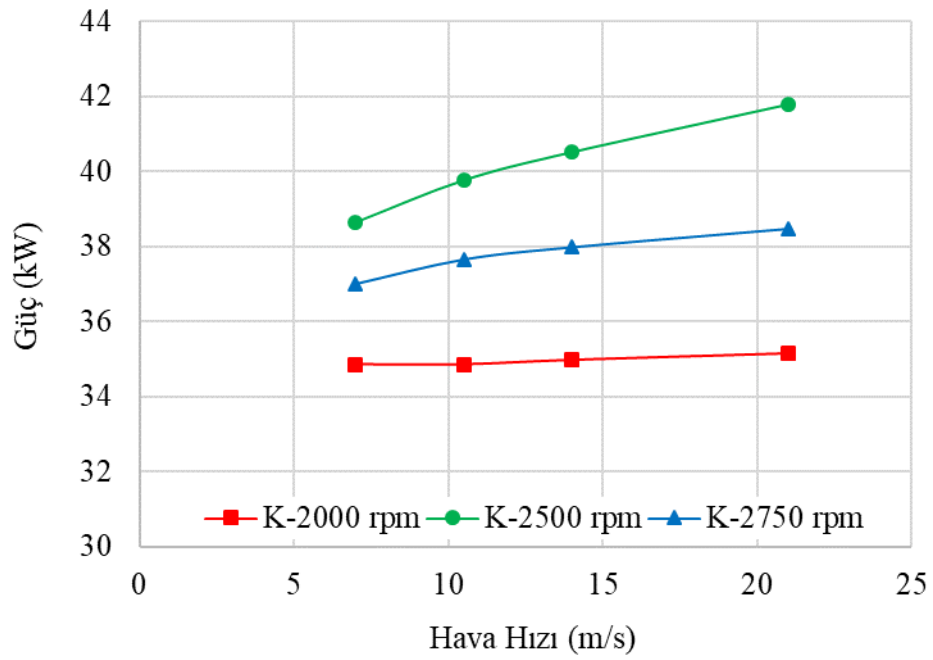
Şekil 5.7: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında volümetrik verim

Testlerde kullanılan dizel motorun üretici firma tarafından verilen motor özelliklerinde (Tablo 4.1) maksimum tork dönme sayısı 1800 rpm olarak verilmiştir. Bu çerçevede, Şekil 5.8’de görüldüğü gibi dönme sayısı arttıkça tork değerlerinde azalma beklenen bir durumdur. Ara soğutucu üzerinden geçen dış hava hızı azaldıkça 2000 rpm dönme sayısında dikkate değer bir değişim görülmemekle birlikte 2500 ve 2750 rpm dönme sayılarında genel olarak tork değerlerinde bir miktar azalma olmaktadır. Şekil 5.9’da görüldüğü gibi ara soğutucu üzerinden geçen hava hızının azalması motor gücü değerlerinde de tork değerlerine benzer değişime sebep olduğu tespit edilmiştir.

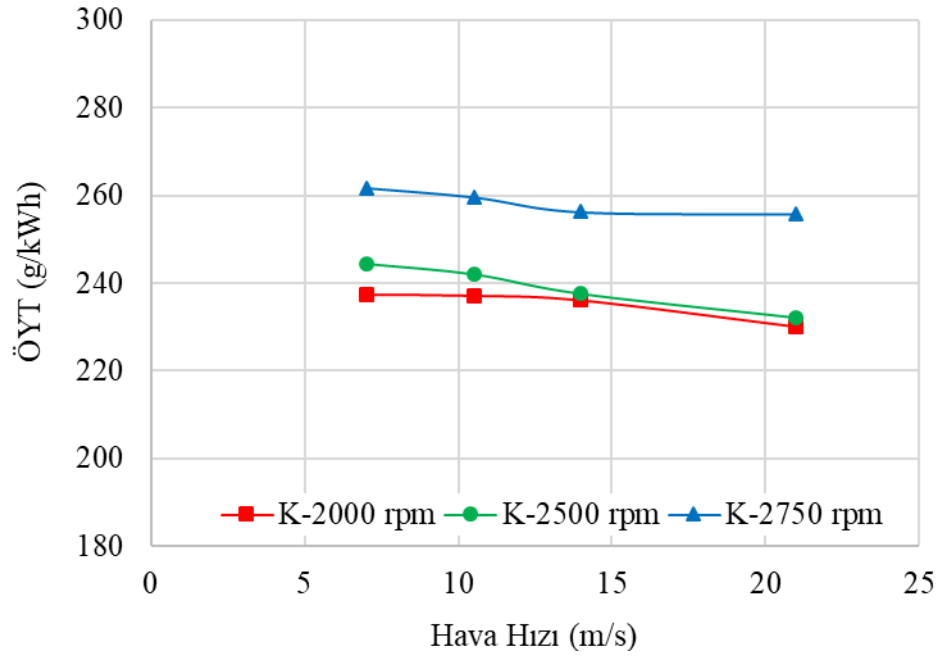
Şekil 5.10’da özgül yakıt tüketim değişimleri verilmektedir. 2000 rpm ve 2500 rpm dönme sayılarında ÖYT değerleri birbirine daha yakın değerlerde iken 2750 rpm dönme sayısında daha fazladır. Ara soğutucu üzerinden geçen dış hava hızının azalmasıyla; yakıt debilerinde önemli miktarda değişim olmaz iken, motor gücünün azalmasıyla tüm dönme sayılarında özgül yakıt tüketimlerinde artış gerçekleşmiştir. Örnek olarak, 2750 rpm dönme sayısında hava hızı 21 m/s’den 7 m/s’ye azaldığında, ÖYT % 4 arttığı belirlenmiştir.



Şekil 5.8: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında üretilen tork

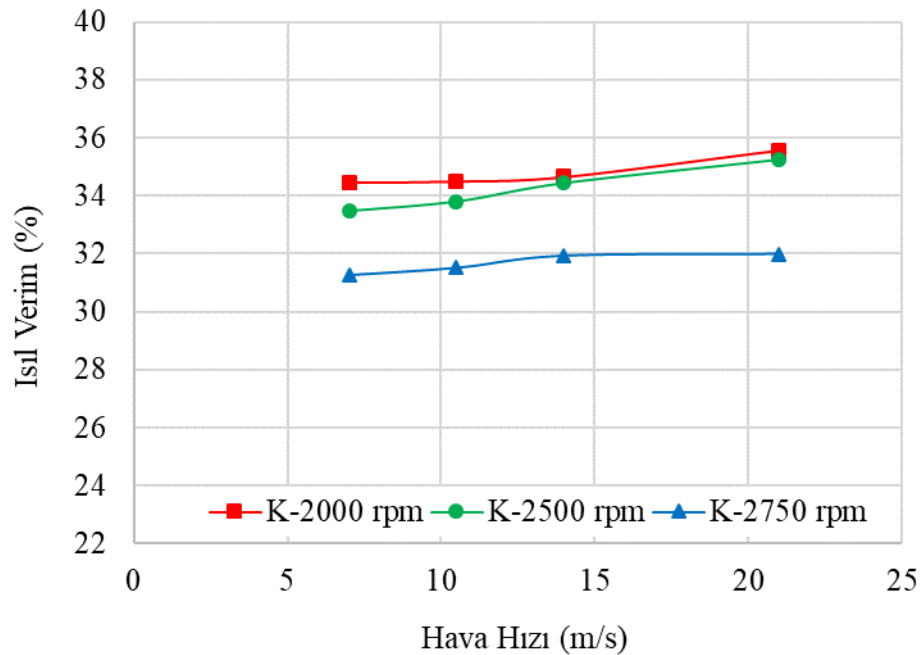


Şekil 5.9: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında üretilen güç



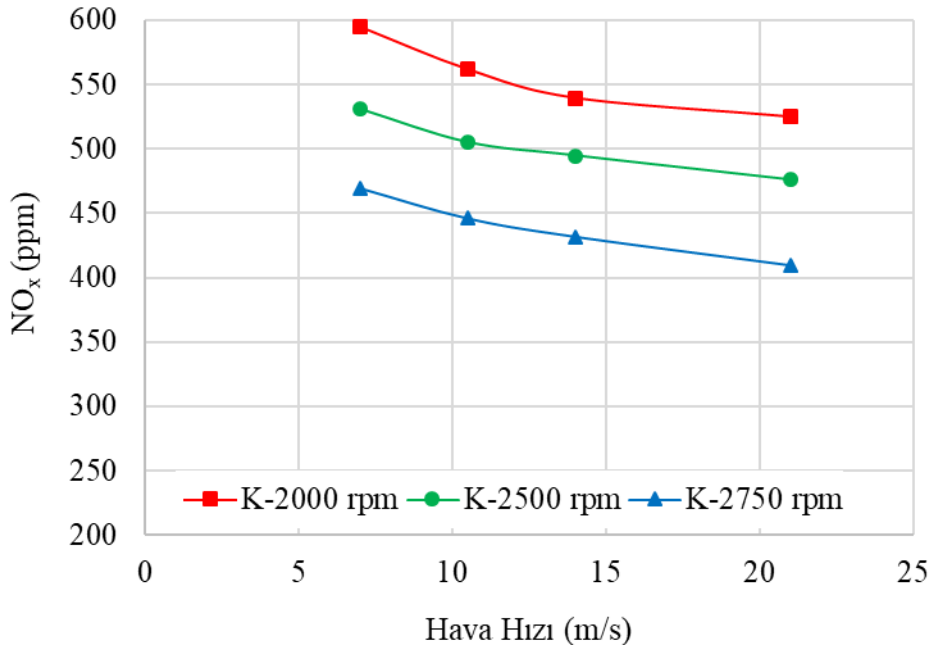
Şekil 5.10: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında özgül yakıt tüketimi

Isıl verim, Şekil 5.11’de görüldüğü gibi ara soğutucuya gelen dış hava hızının azalmasıyla genel olarak tüm motor dönme sayılarında azalmaktadır. Dış hava hızı 21’den 7 m/s’ye azaldığında ısı verimleri; 2000 rpm’de % 2, 2500 rpm’de % 3 ve 2750 rpm’de % 4 azalmaktadır. Aynı zamanda yüksek dönme sayılarına çıkıldıkça ısı verim düşmektedir.



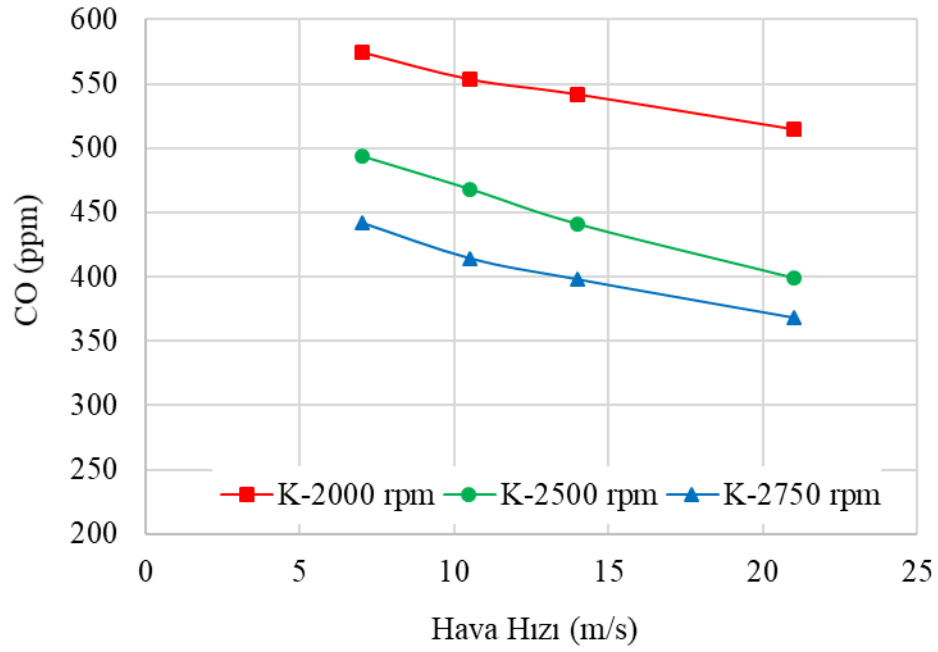
Şekil 5.11: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı verim

NO_x emisyonları motorda dönme sayısı ve ara soğutucuya giren dış hava hızının azalması ile artmaktadır. Şekil 5.12’de görüldüğü gibi 7 m/s hava hızında ve 2000 rpm dönme sayısında 595 ppm olan NO_x emisyonu 2500 rpm dönme sayısında 531 ppm ve 2750 rpm’de ise 469 ppm olarak ölçülmüştür. 2750 rpm dönme sayısında 21, 14, 10,5 ve 7 m/s dış hava hızlarında sırasıyla 410, 432, 446 ve 469 ppm olarak ölçülmüştür. Dış hava hızının 21 m/s’den 7 m/s’ye azalmasıyla 2000, 2500 ve 2750 rpm’de NO_x emisyonlarında sırasıyla % 12, % 10, % 15 artış olmuştur. Yüksek giriş sıcaklıkları, yüksek yanma sıcaklıklarına sebep olmaktadır. Bu nedenle dış hava hızının azalmasıyla motor emme manifoldu giriş sıcaklıkları artmakta dolayısı ile NO_x emisyonları da arttığı değerlendirilmektedir.



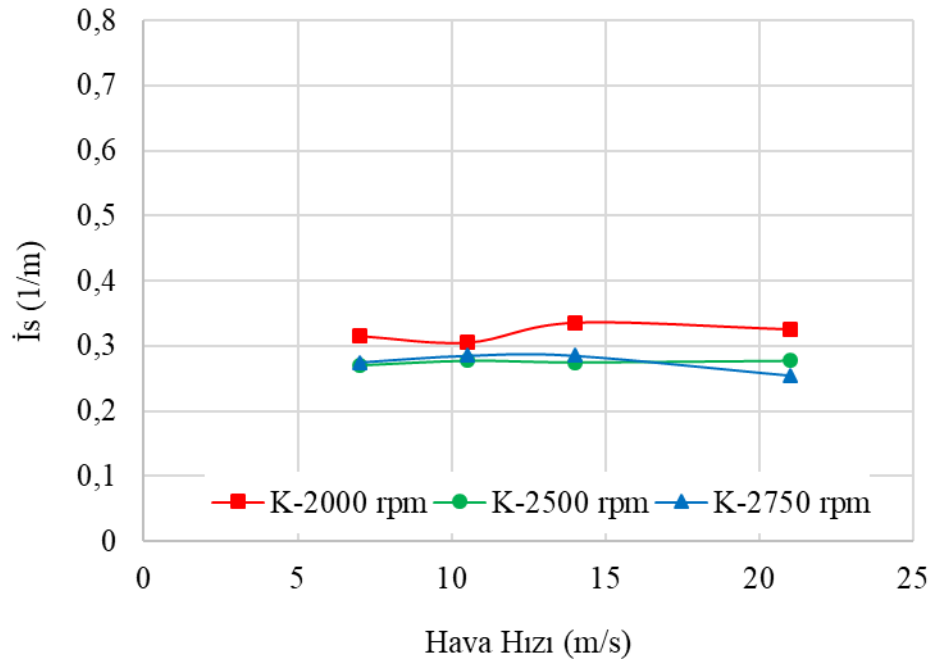
Şekil 5.12: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında NO_x emisyonu

CO emisyonu da aynı şekilde motorda dönme sayısı azaldıkça ve ara soğutucuya giren dış hava hızının azalması ile artmaktadır. Şekil 5.13’de örnek olarak 10,5 m/s hava hızında 2000 rpm dönme sayısında 554 ppm olan CO miktarı, 2500 ve 2750 rpm dönme sayılarında sırasıyla 468 ve 415 ppm olarak ölçülmüştür. Dış hava hızının 21 m/s’den 7 m/s’ye azalmasıyla 2000, 2500 ve 2750 rpm’de CO emisyonlarında sırasıyla % 11, % 19, % 16 artış olmuştur. Giriş sıcaklıkları arttıkça havanın yoğunluğu azalmaktadır. Dolayısıyla silindir içerisindeki hava kütlesi de azaldığından dolayı CO emisyonlarında artışlar meydana geldiği değerlendirilmiştir.



Şekil 5.13: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında CO emisyonu

İs emisyonlarında dönme sayısı ve dış hava hızına bağlı olarak Şekil 5.14’de görüldüğü gibi önemli miktarda bir değişim görülmemiştir. 2000 rpm’de diğer dönme sayılarına göre daha yüksek olup ortalama 0,32 l/m olarak ölçülmüştür.

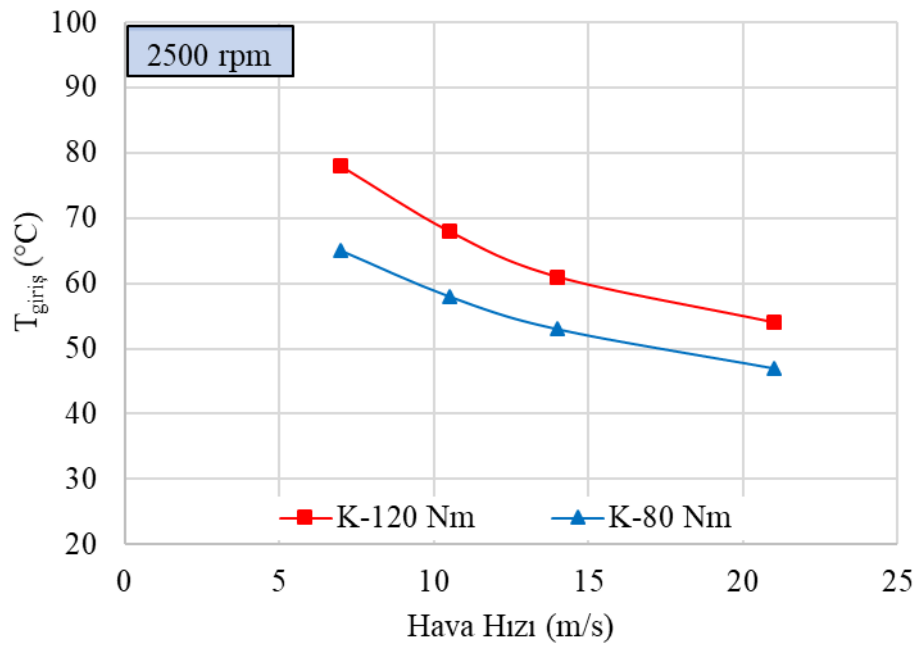


Şekil 5.14: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında is emisyonu

5.2.2 Sabit Dönme Sayısında Farklı Yüklerde Test Sonuçları

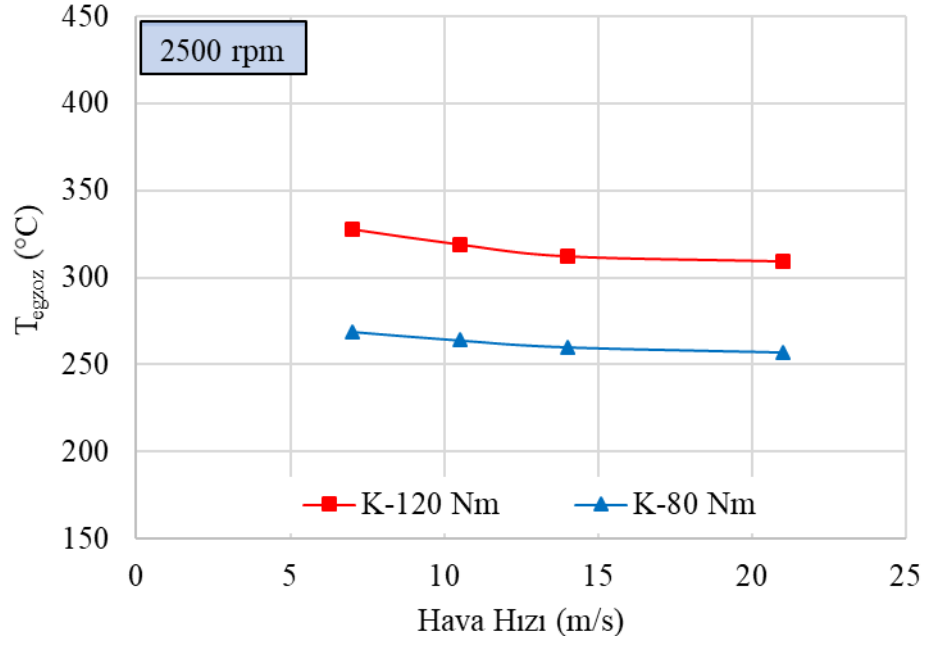
Motor dönme sayısı 2500 rpm’de sabit tutularak 120 ve 80 Nm motor yüklerinde ve her yük değeri için ara soğutucuya gelen dış hava hızının 7, 10,5, 14 ve 21 m/s olduğu şartlarda deneyler yapılmıştır.

Şekil 5.15’de dış hava hızına bağlı olarak emme manifoldu giriş hava sıcaklıklarının farklı yüklerdeki değişimleri görülmektedir. Motor yükünün artmasıyla ve dış hava hızının azalmasıyla hava giriş sıcakları artmaktadır. Dış hava hızının 21, 14, 10,5, 7 m/s’ye azalmasıyla giriş havası sıcaklıkları; 120 Nm’de sırasıyla 54, 61, 68 ve 78 °C ve 80 Nm’de ise sırasıyla 47, 53, 58 ve 65 °C olarak ölçülmüştür. Dış ortam hava hızının 21’den 7 m/s’ye azalmasıyla tüm motor yüklerinde hava giriş sıcaklıklarında ortalama % 29,5 civarı artış olduğu belirlenmiştir.



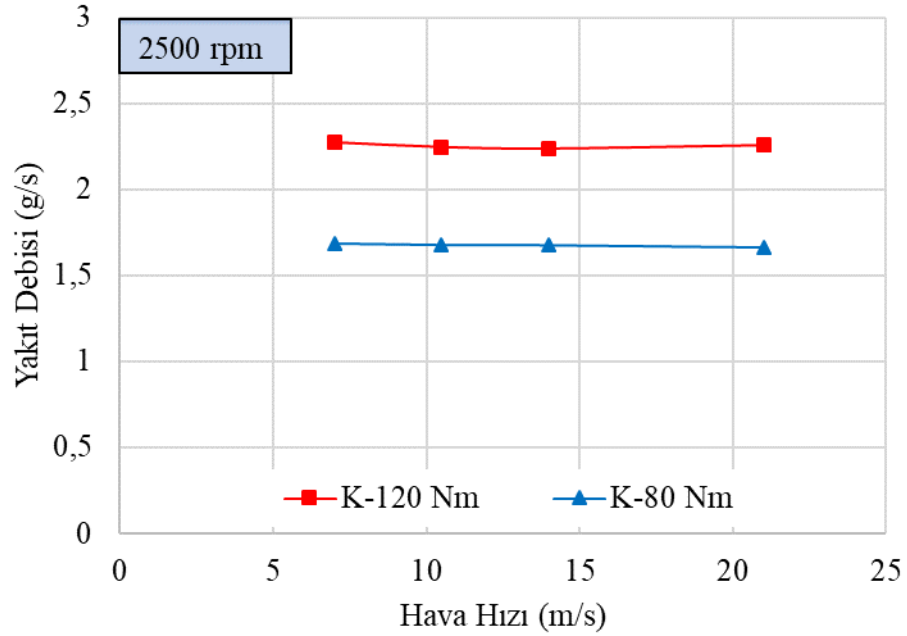
Şekil 5.15: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde motor hava giriş sıcaklığı

Şekil 5.16’da dış hava hızına bağlı olarak egzoz gaz sıcaklıklarının farklı yüklerdeki değişimleri görülmektedir. Motor yükü arttıkça ve dış hava hızının azalması nedeniyle emme manifoldu giriş hava sıcaklıkların artmasından dolayı egzoz sıcaklıklarının da arttığı görülmektedir. Dış ortam hava hızının 21’den 7 m/s’ye azalmasıyla tüm motor yüklerinde egzoz sıcaklıklarında ortalama % 5 artış olmuştur.



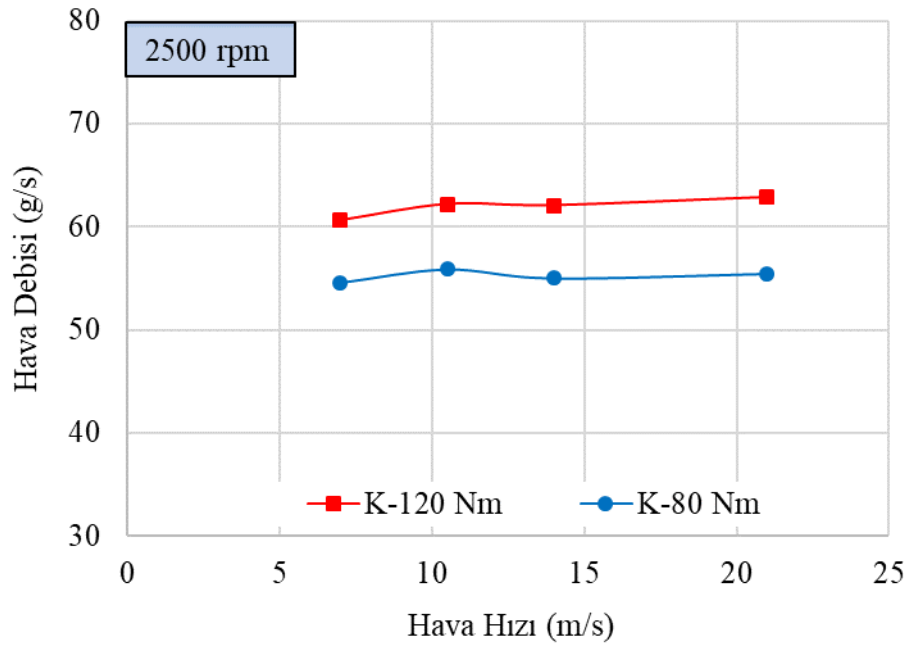
Şekil 5.16: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde egzoz sıcaklığı

Yakıt debileri, Şekil 5.17’de görüldüğü gibi motor yükünün artmasıyla artmaktadır. Dış hava hızının azalmasıyla tüm motor yüklerinde yakıt debilerinde dikkate değer miktarda değişim olmamıştır.



Şekil 5.17: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde yakıt debisi

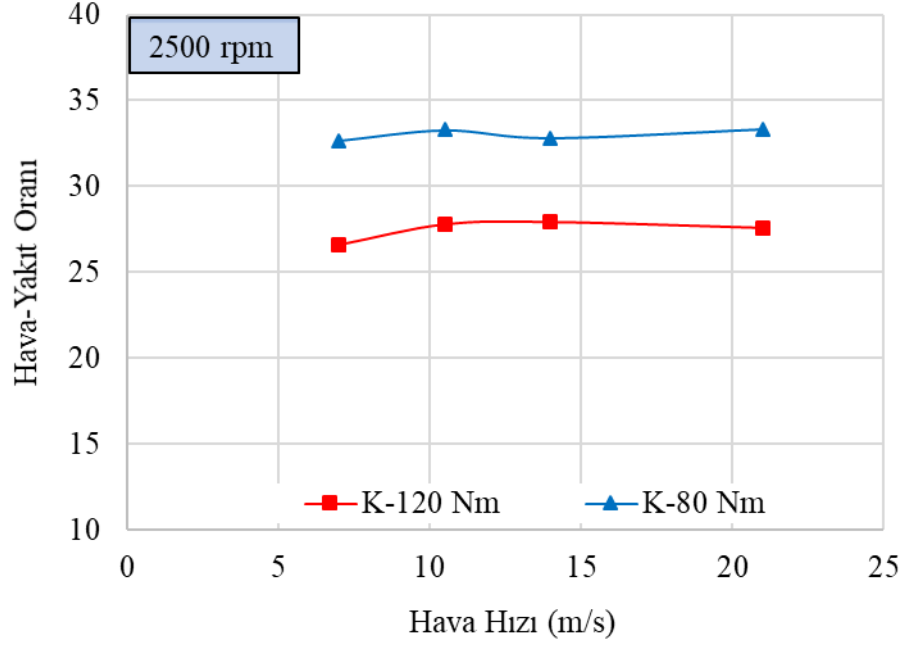
Motora giren hava debileri, Şekil 5.18’de görüldüğü gibi motor yükü arttıkça artmaktadır. Ancak dış hava hızının azalmasıyla tüm motor yüklerinde motora giren hava debisi bir miktar azalmaktadır. Dış hava hızının azalmasıyla giriş hava sıcaklıkları artmaktadır. Bu nedenle giriş hava yoğunluğu düştüğü için kütleli olarak silindirlere alınan hava miktarı da azalmaktadır.



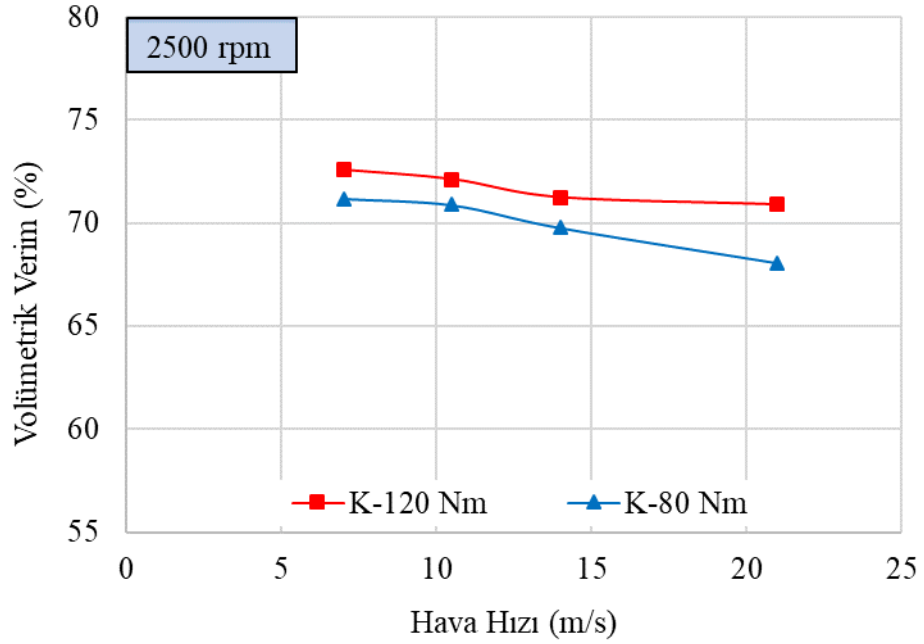
Şekil 5.18: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde hava debisi

Dış hava hızı azaldıkça yakıt debilerinde dikkate değer bir değişim olmazken hava debilerinin azalması nedeniyle, Şekil 5.19’da görüldüğü gibi hava-yakıt oranları da az bir miktar azalmaktadır. 80 Nm motor yükünde hava yakıt oranı, 120 Nm motor yükünden daha fazla olmasının sebebi ise düşük yakıt debisi ile açıklanabilmektedir.

Şekil 5.20’de volümetrik verimin değişimi verilmektedir. Motor yükünün artmasıyla volümetrik verim artmaktadır (Şekil 5.20). Dış hava hızının azalması, 120 Nm motor yükünde az bir miktar volümetrik verimde artışa sebep olurken 80 Nm motor yükünde bu artış biraz daha fazla olmaktadır. Dış hava hızının 21 m/s’den 7 m/s’ye azalmasıyla 120 ve 80 Nm motor yüklerinde sırasıyla % 1,7 ve % 3,2 artış gerçekleşmiştir.

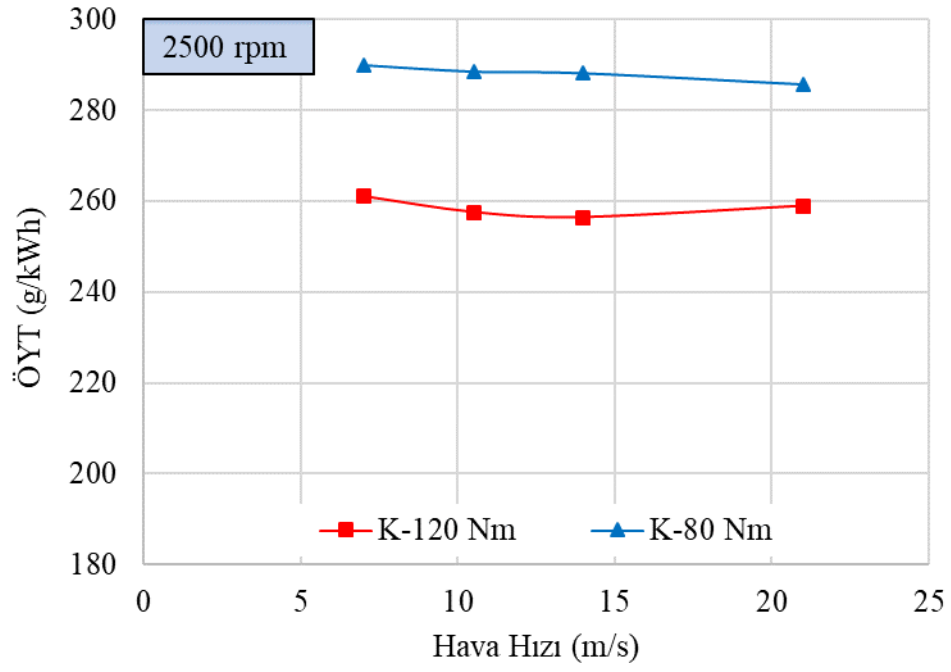


Şekil 5.19: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde hava-yakıt oranı

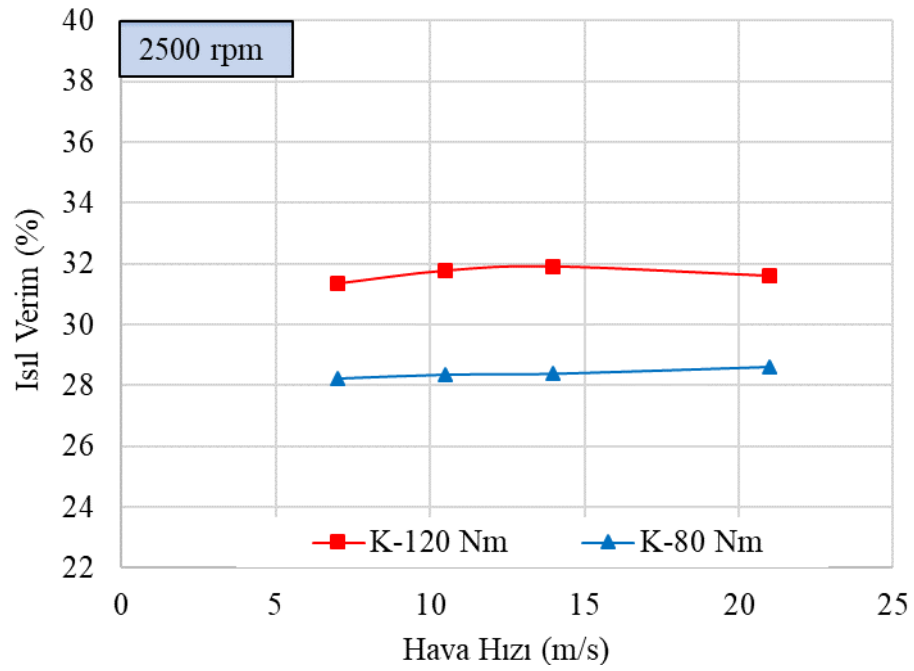


Şekil 5.20: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde volümetrik verim

Özgül yakıt tüketimlerinde, Şekil 5.21’de görüldüğü gibi dış hava hızının azalmasıyla önemli bir değişim olmamıştır. Buna bağlı olarak ısı verimlerinde de, Şekil 5.22’de görüldüğü gibi dış hava hızının azalmasıyla 120 ve 80 Nm yüklerinde önemli miktarda değişim olmadığı belirlenmiştir.

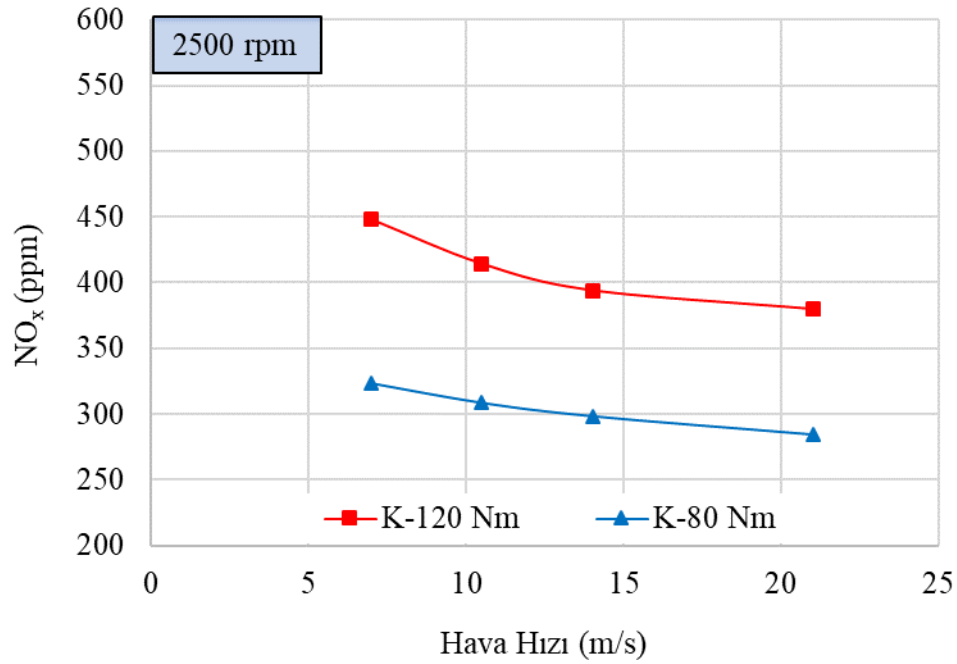


Şekil 5.21: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde özgül yakıt tüketimi



Şekil 5.22: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı verim

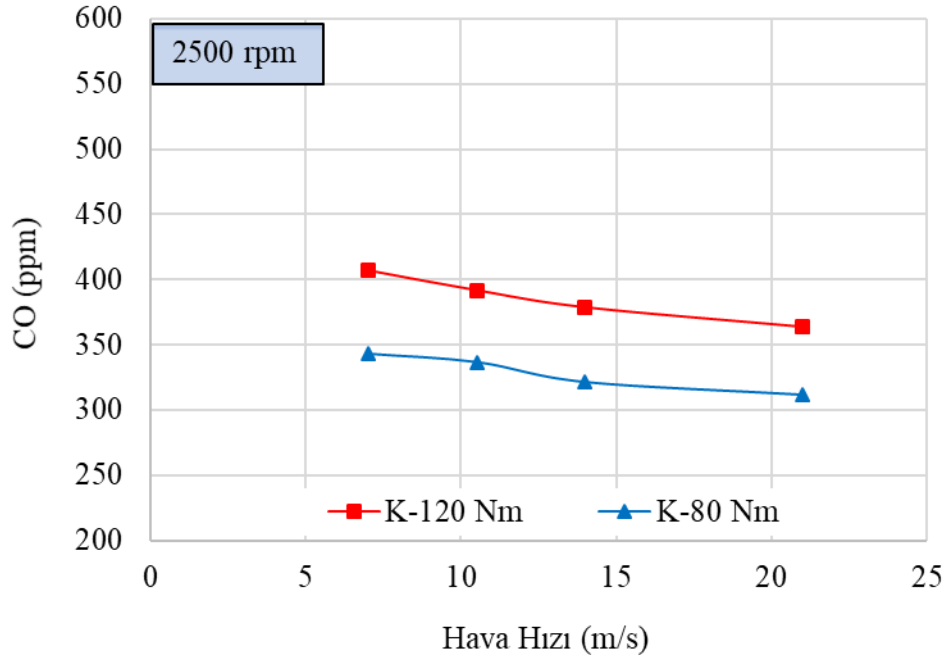
Motor yükü arttıkça NO_x emisyonlarının artmakta olduğu Şekil 5.23’de görülmektedir. Aynı zamanda dış hava hızı azaldıkça giriş hava sıcaklıklarının artmasına bağlı olarak NO_x emisyonları iki motor yükünde de artmaktadır. Hava hızının 21 m/s’den 7 m/s’ye azalmasıyla 120 ve 80 Nm motor yüklerinde sırasıyla 69 ve 39 ppm NO_x emisyonlarında artış tespit edilmiştir.



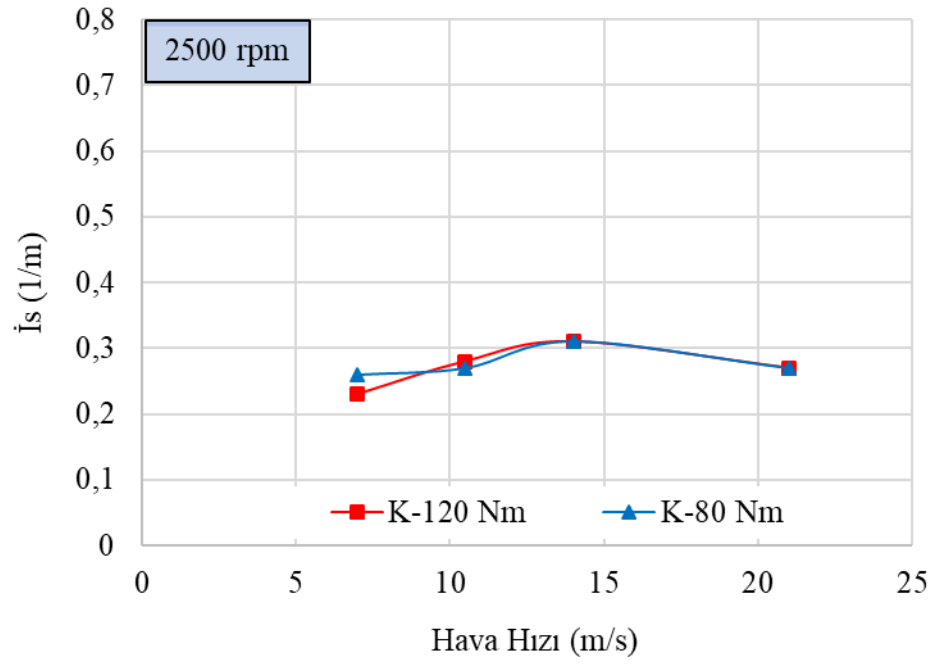
Şekil 5.23: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde NO_x emisyonu

Şekil 5.24’de görüldüğü gibi CO emisyonları, motor yükü azaldıkça azalmakta ve dış hava hızı azaldıkça tüm yüklerde artma eğiliminde olduğu tespit edilmiştir. Dış hava hızının azalmasıyla hava-yakıt oranlarının da azalmasıyla silindirler içerisine kütleli olarak daha az miktarda hava alınmaktadır. Dolayısıyla daha az miktarda oksijen bulunduğu için CO emisyonlarında artış gerçekleştiği değerlendirilmiştir. Dış hava hızının 21 m/s’den 7 m/s’ye azalmasıyla 120 ve 80 Nm motor yüklerinde sırasıyla 43 ve 31 ppm CO emisyonunda artış olmuştur.

İs emisyonları Şekil 5.25’de verilmiş olup, dış hava hızı ve motor yükü değişiminin is emisyonlarında dikkate değer bir değişime sebep olmadığı belirlenmiştir.



Şekil 5.24: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde CO emisyonu



Şekil 5.25: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde is emisyonu

5.3 Ara Soğutucu Sonrası Alüminyum İç-Dış Kanatlı Su Soğutmalı Isı Değiştiricisi Motor Test Sonuçlarının Karşılaştırılması

Ara soğutucu sonrası ile emme manifoldu arasına konumlandırılan alüminyum iç-dış kanatlı su soğutmalı ısı değiştiricisi Şekil 5.26’da gösterilmiştir. Bu bölümde bu durumda yapılan deneylerle orijinal motorda yapılan deneylerin karşılaştırılması yapılmıştır.

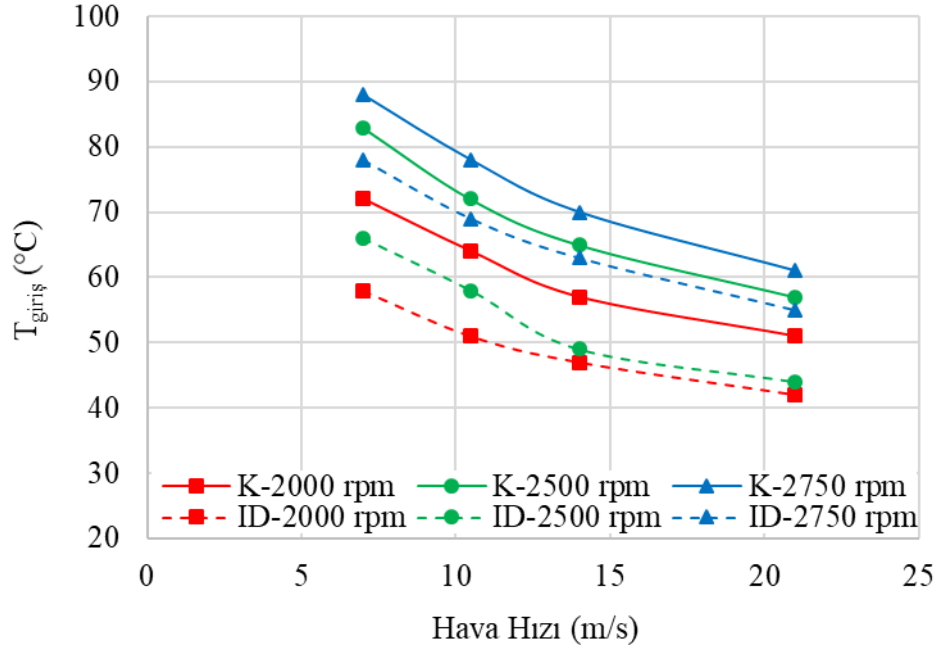


Şekil 5.26: Ara soğutucu sonrası alüminyum kanatlı su soğutmalı ısı değiştiricisi

Genel olarak, ısı değiştiricili motor testlerinde ara soğutucu üzerine gelen dış hava hızının motor performansı ve emisyonlarına etkisi, orijinal motor üzerindeki etkisine benzer olarak tespit edilmiştir.

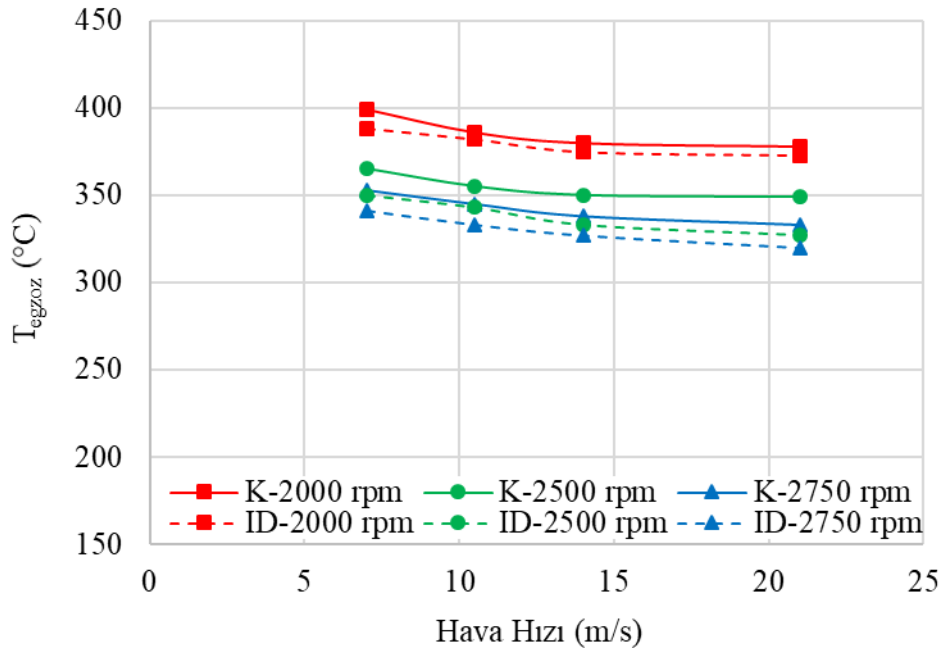
5.3.1 Yakıt Kontrol Kolunun Sabit % 70 Oranında Açılması ve Farklı Dönme Sayılarında Isı Değiştiricili Motor Test Sonuçları

Emme manifoldu giriş hava sıcaklıkları, su soğutmalı ısı değiştirici kullanımı ile azaltılmıştır. Şekil 5.27’de görüldüğü gibi 2000, 2500 ve 2750 rpm dönme sayılarında giriş hava sıcaklıkları ortalama olarak sırasıyla 11, 15 ve 8 °C düşürülmüştür.



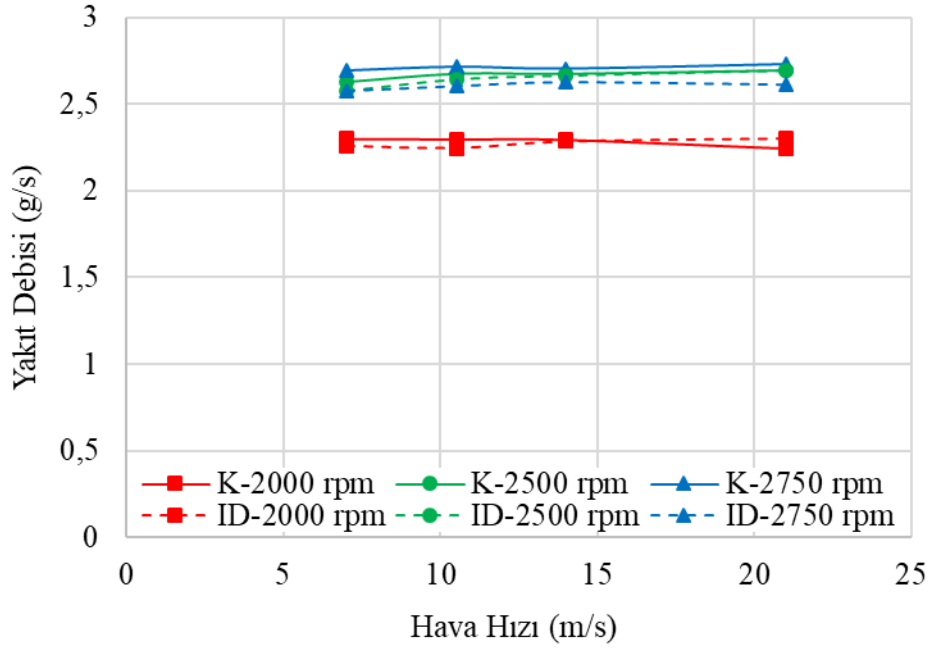
Şekil 5.27: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin giriş hava sıcaklığına etkisi

Motor egzoz gaz sıcaklıkları, giriş havasının soğutulmasından dolayı ve buna bağlı olarak yanma sıcaklıklarının düşmesiyle tüm dönme sayılarında azalmıştır. Şekil 5.28’de su soğutmalı ısı değiştiricisinin kullanılmasıyla 2000, 2500 ve 2750 rpm dönme sayılarında egzoz gaz sıcaklıkları ortalama olarak sırasıyla 7, 17 ve 12 °C azalmıştır.

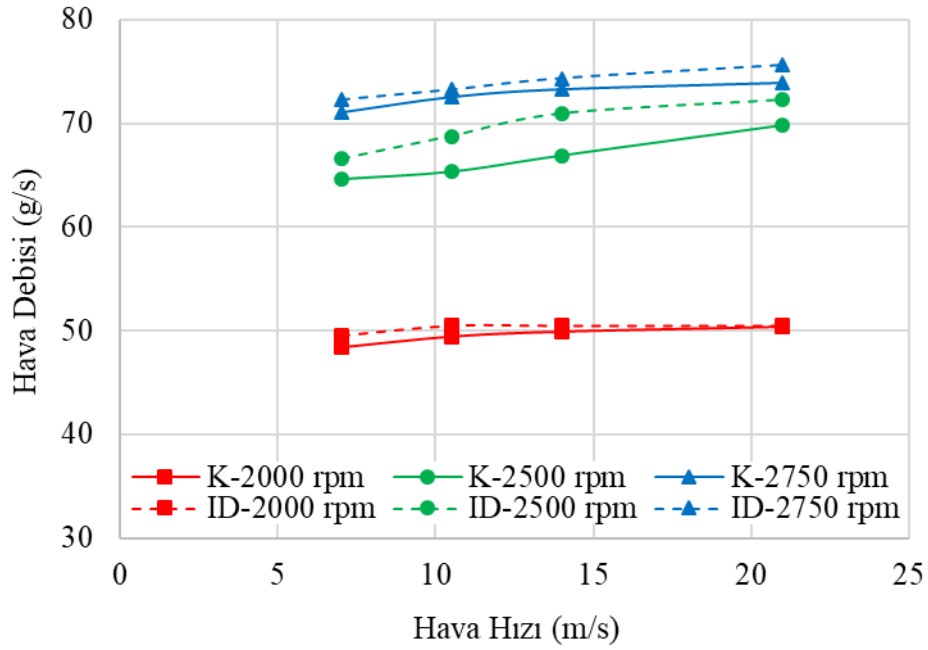


Şekil 5.28: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin motor egzoz sıcaklığına etkisi

Şekil 5.29 ve 5.30’da sırasıyla yakıt ve hava debisi değişimleri karşılaştırılmıştır. Genel olarak yakıt debisinde dikkate değer bir değişim görülmemektedir. Hava debisi ise ısı değiştiricisinin kullanıldığı durumda genel olarak artmıştır.

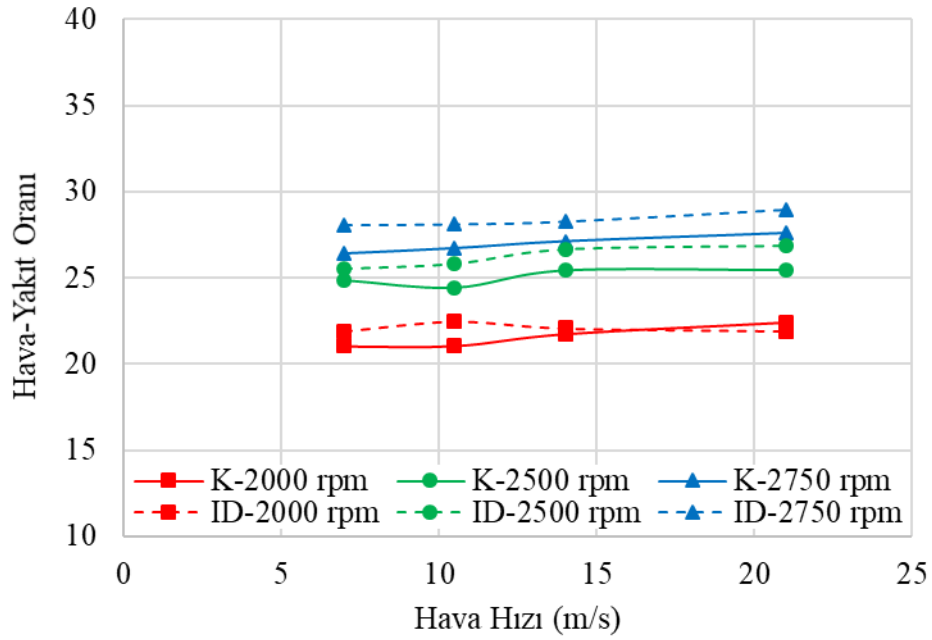


Şekil 5.29: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin yakıt debisine etkisi



Şekil 5.30: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin hava debisine etkisi

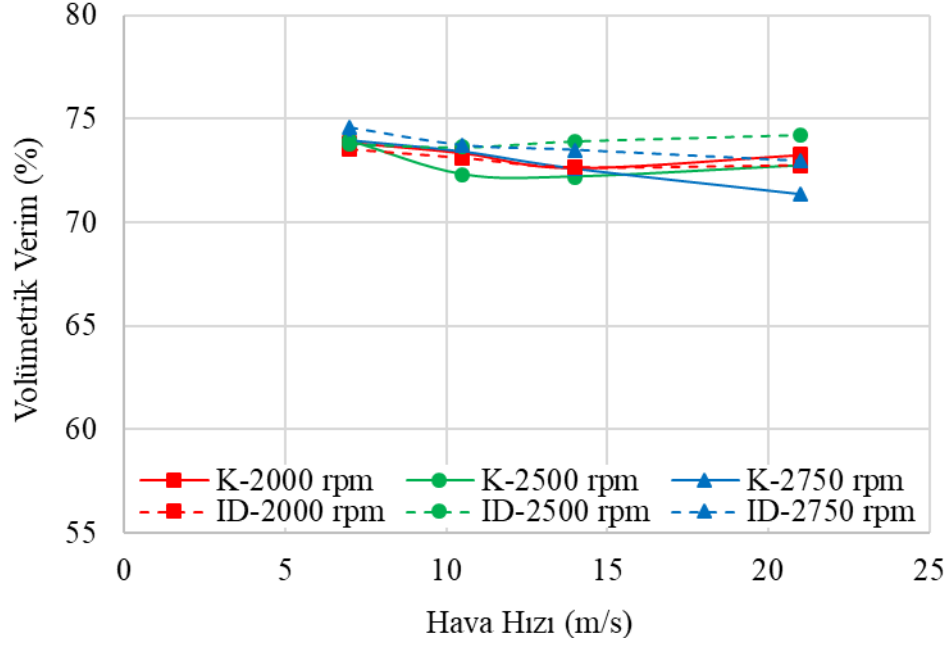
Şekil 5.31’de ısı değıştircisinin kullanıldığı durumdaki hava-yakıt oranının değışimleri gösterilmiştir. Hava-yakıt oranları tüm dönme sayılarında ısı değıştircisinin kullanılmasıyla artmıştır. Giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle havanın yoğunluğu artmaktadır. Bu yüzden silindirler içersine kütleel olarak daha fazla hava alınmıştır. Yakıt debisinde dikkate değeri bir değışme olmaması ve hava debisinin bir miktar artmasından dolayı hava-yakıt oranları da tüm dönme sayılarında artmaktadır.



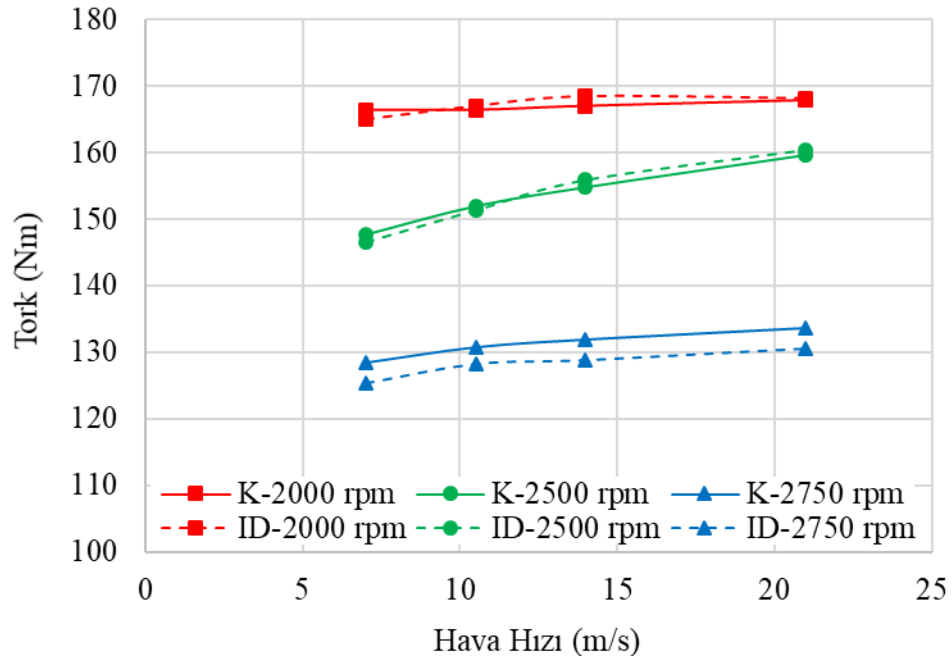
Şekil 5.31: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değıştircisinin hava-yakıt oranına etkisi

Volümetrik verim, Şekil 5.32’de görüldüğü gibi ısı değıştircisini kullanılması ile emme manifolduna giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle ve hava debisinin de artmasıyla genel olarak artmıştır.

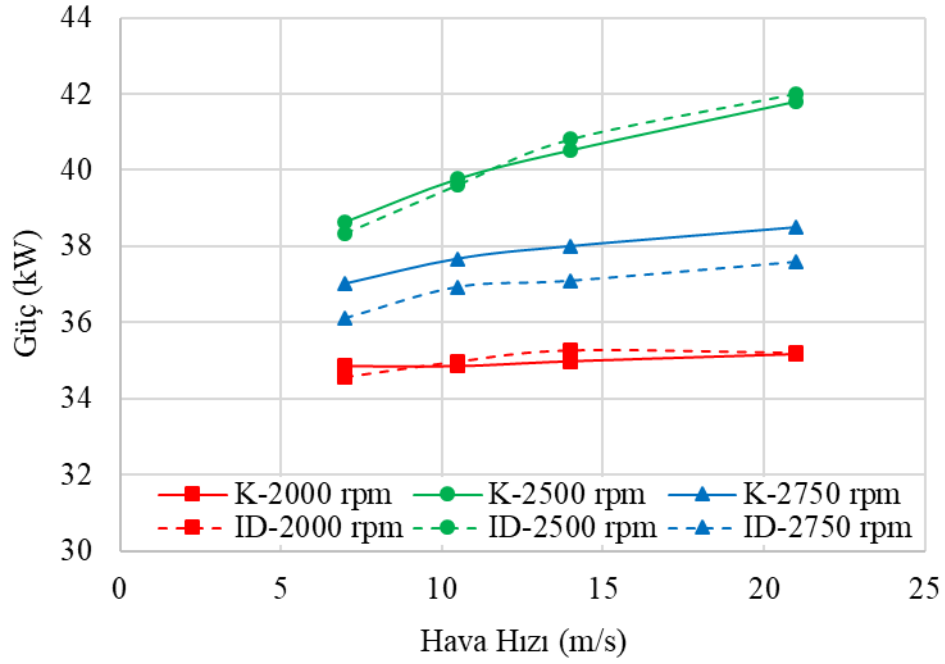
Ara soğutucu sonrası ısı değıştircisinin etkisiyle meydana gelen soğuma ile tork değeriinde, Şekil 5.33’de görüldüğü gibi 2000 ve 2500 rpm dönme sayılarında önemli miktarlarda değışim olmamıştır. Ancak 2750 rpm’de tork değeriinde bir miktar azalma gerçekleşmiştir. Şekil 5.34’de görüldüğü gibi motor güçlerinde, tork değeriilerine bağlı olarak giriş hava sıcaklıklarının azalmasıyla 2000 ve 2500 rpm dönme sayılarında önemli miktarlarda değışim olmamış, ancak 2750 rpm’de torkun bir miktar düşmesiyle güçte ortalama 0,7 kW azalma meydana gelmiştir.



Şekil 5.32: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin volümetrik verime etkisi



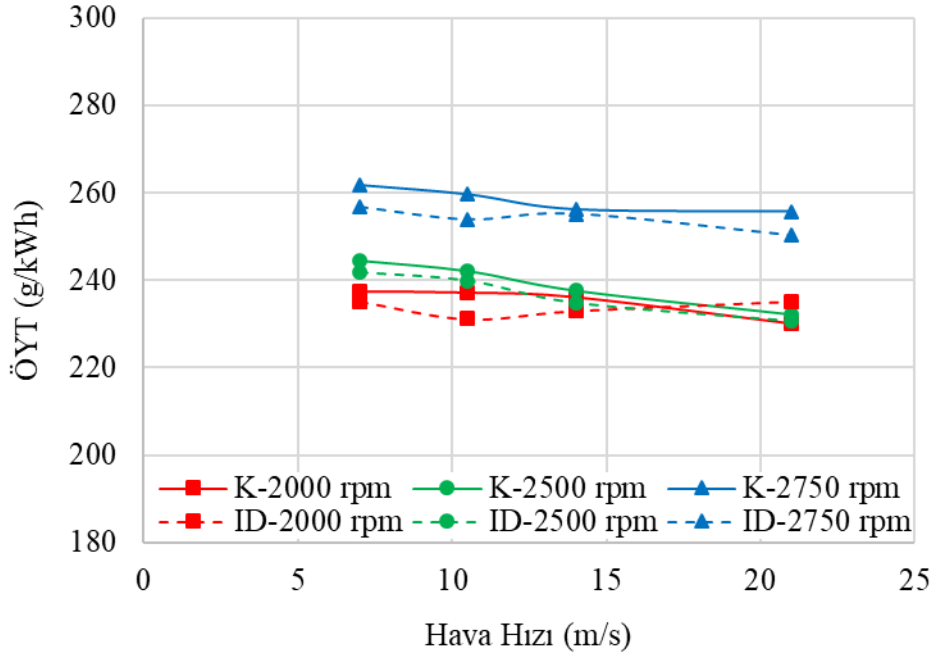
Şekil 5.33: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin motor torkuna etkisi



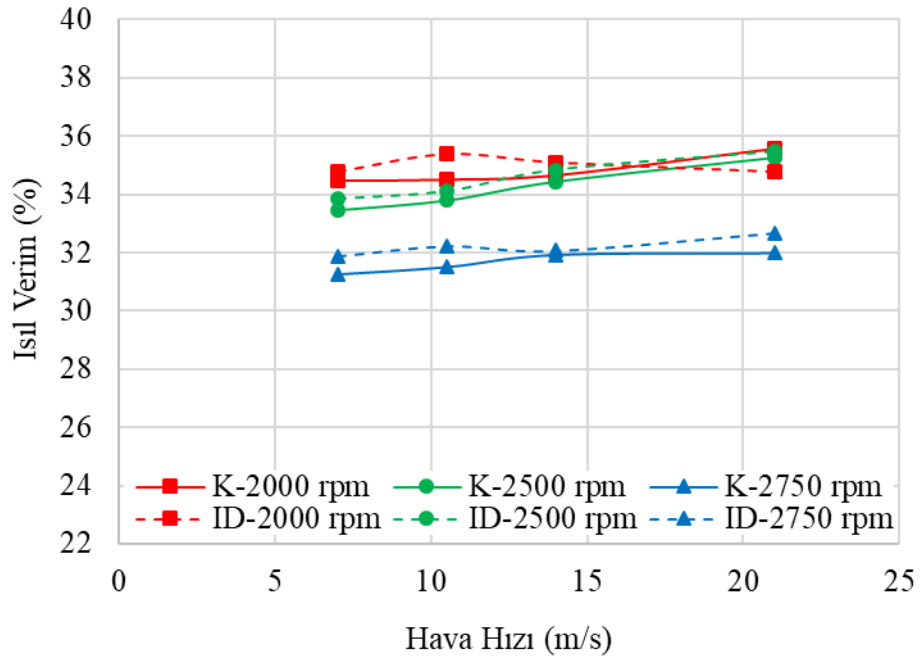
Şekil 5.34: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin motor gücüne etkisi

Özgül yakıt tüketimleri, ısı değiştirici kullanımı ile tüm motor dönme sayılarında Şekil 5.35’de görüldüğü gibi genel olarak azalmıştır (Gowthaman ve Sathiyagnanam 2018). Giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle 2000, 2500, 2750 rpm’de özgül yakıt tüketimleri sırasıyla 3,5, 0,2 ve 3,2 g/kWh azalmıştır. Cipollone ve diğ. (2017), giriş havası sıcaklıklarının 10-20 °C arasında azaldığı durumda özgül yakıt tüketimlerinde % 0,7-5,3 arasında azalmalar olduğunu rapor etmişlerdir. Ayrıca Di Battista ve diğ. (2018), 2400 rpm dönme sayısında ve 100 Nm motor yükünde giriş havasındaki soğumanın etkisiyle özgül yakıt tüketiminde 4,5 g/kWh azalma olduğunu rapor etmişlerdir.

Isıl verim, Şekil 5.36’da görüldüğü gibi özgül yakıt tüketimlerinin düşmesine bağlı olarak emme manifoldu hava giriş giriş sıcaklıklarının düşmesiyle genel olarak az miktarda artmıştır. Di Battista ve diğ. (2018) ve Gowthaman ve Sathiyagnanam (2018) de çalışmalarında giriş havası sıcaklığının azalmasıyla ısı veriminde genel olarak bir miktar artış olduğunu rapor etmişlerdir.



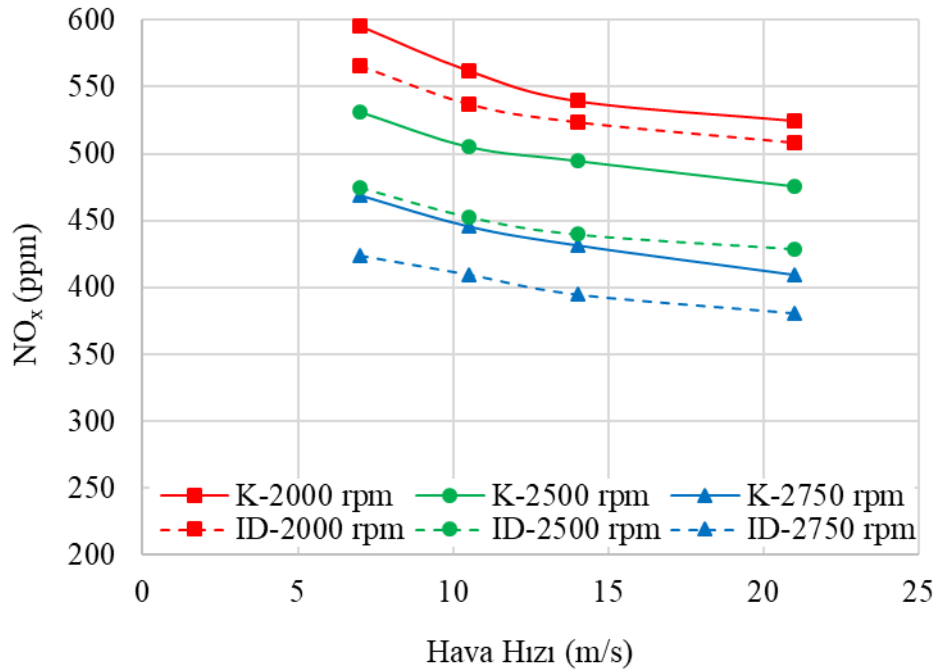
Şekil 5.35: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin özgül yakıt tüketimine etkisi



Şekil 5.36: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin ısı verime etkisi

NO_x emisyonları, motor emme manifoldu giriş hava ve yanma sıcaklıklarının düşüşüne bağlı olarak tüm dönme sayılarında azalmaktadır (Şekil 5.37). Egzoz gaz sıcaklıkları da azaldığı için düşük yanma sıcaklıklarında daha az miktarda NO_x

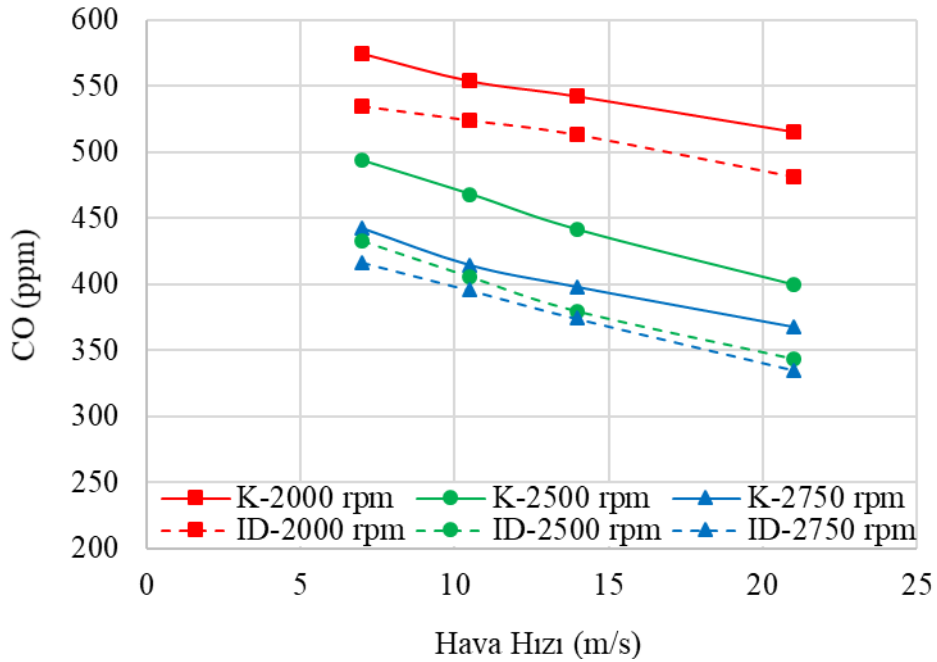
emisyonu olduğu değerlendirilmiştir. Ara soğutucuya gelen dış hava hızı arttıkça NO_x emisyonlarında tüm dönme sayılarında yine azalma meydana gelmiştir. Aynı zamanda en fazla soğumanın gerçekleştiği 2500 rpm dönme sayısında NO_x emisyonlarında en fazla azalmanın olduğu tespit edilmiştir. Giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle 2000, 2500, 2750 rpm’de NO_x emisyonlarında sırasıyla % 4, % 10, % 8 azalma olmuştur. Benzer sonuçlar literatürde farklı çalışmalarda da rapor edilmiştir. Di Battista ve diğ. (2018), deneysel çalışmalarında emme manifolduna giriş havası sıcaklığı 25 °C azaldığında NO_x emisyonunun yaklaşık 10 g/kWh azaldığını tespit etmişlerdir. Cipollone ve diğ. (2017), 200 Nm motor yükünde ve 3000 rpm dönme sayısında giriş havası sıcaklıklarının 17,5 °C azaldığı durumda NO_x emisyonlarında % 14,5 azalma olduğu rapor etmişlerdir. Jo ve diğ. (2019) ise giriş hava sıcaklığının 80 °C’den 20 °C’ye düşürüldüğü durumda NO_x emisyonlarının 17,5 g/kWh değerinden 10 g/kWh değerlerine düştüğü rapor edilmiştir.



Şekil 5.37: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin NO_x emisyonuna etkisi

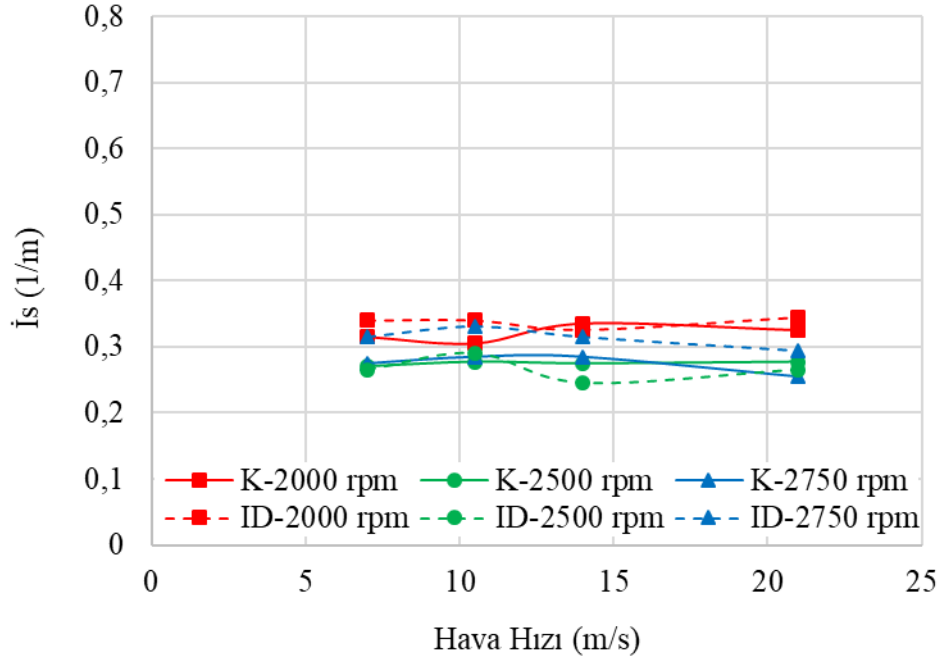
CO emisyonu giriş havası sıcaklığındaki azalmalara bağlı olarak azalmıştır. Şekil 5.38’de gösterildiği gibi en fazla azalma, soğumanın en fazla olduğu 2500 rpm dönme sayısında gerçekleşmiştir. Giriş hava sıcaklığındaki düşüşün etkisiyle hava yoğunluğundaki artış, silindir içerisine giren hava miktarının da artmasını sağlamıştır. Bu duruma bağlı olarak daha az miktarda CO emisyonu üretilmiştir. Isı

değiştiricisinin kullanımı ile CO emisyonu; 7, 10,5, 14 ve 21 m/s hava hızlarında sırasıyla 61, 63, 62 ve 57 ppm azalmıştır. Giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle 2000, 2500, 2750 rpm’de CO emisyonlarında sırasıyla % 6, % 13, % 6 azalma olmuştur. Cipollone ve diğ. (2017), 200 Nm motor yükünde ve 3000 rpm dönme sayısında giriş havası sıcaklıklarının 17,5 °C arasında azaldığı durumda CO emisyonlarında % 12 azalma olduğunu rapor etmişlerdir. Bununla birlikte, Jo ve diğ. (2019); giriş hava sıcaklığının 80 °C’den 20 °C’ye düşürüldüğü durumda CO emisyonu 1,5 g/kWh’den 3 g/kWh değerine çıktığını belirtmişleridir. Aşırı soğutmanın etkisiyle yanma sıcaklıklarının çok düşmesinden dolayı CO emisyonunda artış olduğu ifade edilmiştir.



Şekil 5.38: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değiştiricisinin CO emisyonuna etkisi

İs emisyonları, Şekil 5.39’da görüldüğü gibi giriş hava sıcaklığındaki azalmalardan önemli ölçüde etkilenmemiştir. Di Battista ve diğ. (2018), is emisyonun dönme sayısı ile birlikte bir miktar arttığını, ancak giriş havasındaki soğumanın etkisiyle bu emisyonda önemli miktarda bir değişimin olmadığını rapor etmişlerdir. Gowthaman ve Sathiyagnanam (2016), giriş hava sıcaklıklarının 40 ve 50 °C olduğu durumlarda is emisyonu, birbirine yakın değerlerdeyken 60 °C olduğunda bir miktar artış olduğunu gözlemlemişlerdir.



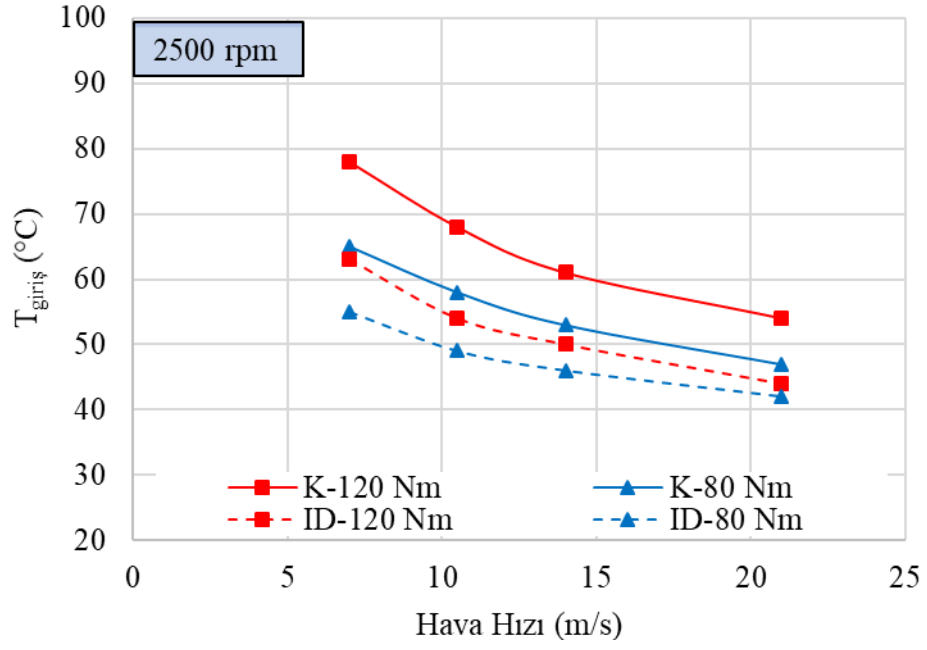
Şekil 5.39: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor dönme sayılarında ısı değıştiricisinin is emisyonuna etkisi

5.3.2 Sabit Dönme Sayısında Farklı Yüklerde Isı Değıştiricili Motor Test Sonuçları

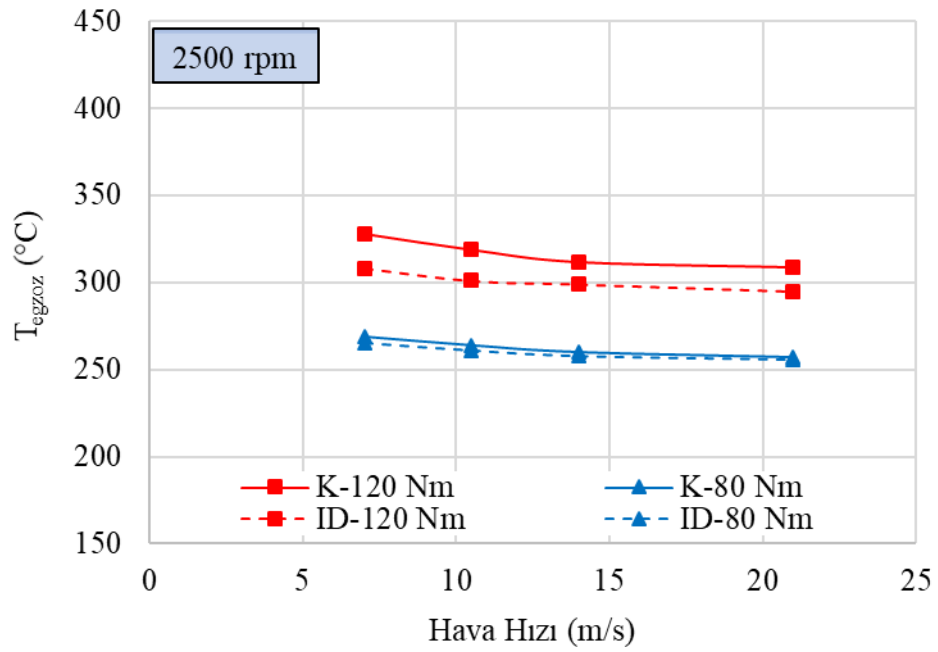
Sabit 2500 rpm motor dönme sayısında, 120 ve 80 Nm motor yüklerindeki 7, 10,5, 14 ve 21 m/s ara soğutucu dış hava hızlarında testler yapılmıştır. Şekil 5.40’da görüldüğü gibi ısı değıştirici kullanımı ile bütün şartlarda emme manifoldu giriş hava sıcaklıkları azalmıştır. Azalma miktarı 120 Nm yükte ortalama 12 °C olurken, 80 Nm motor yükünde ortalama 8 °C civarı olmuştur.

Şekil 5.41’de görüldüğü gibi benzer düşüşler egzoz gaz sıcaklıklarında da gerçekleşmektedir. Bununla birlikte, ısı değıştiricisi kullanımıyla egzoz gaz sıcaklıklarında düşüş 120 Nm yükte ortalama 15 °C olurken, 80 Nm motor yükünde düşüş miktarı ancak 3 °C civarı olmuştur.

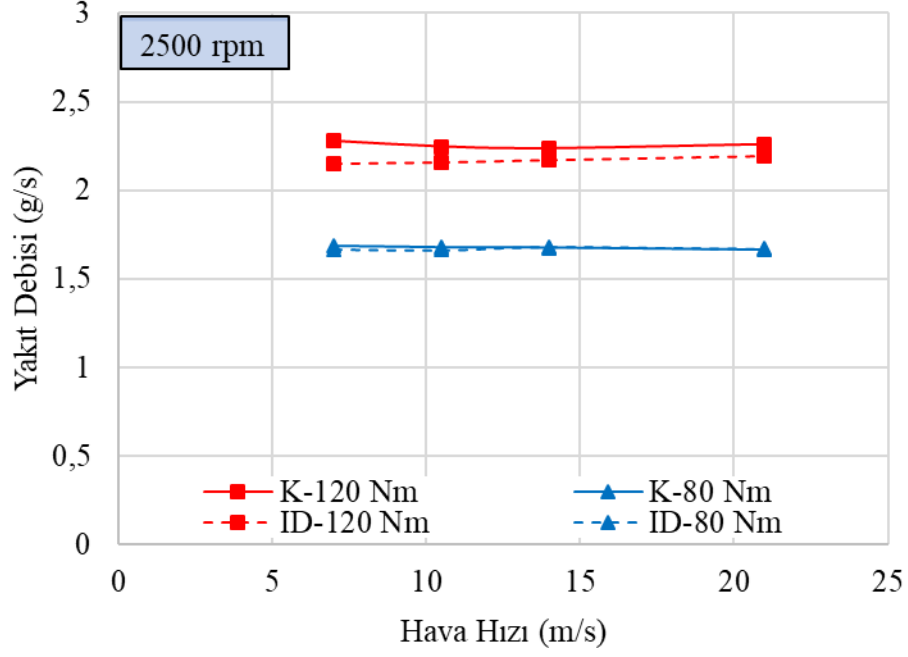
Şekil 5.42’de yakıt debilerinin değışimi verilmektedir. Genel olarak yakıt debilerinde dikkate değer bir değışim tespit edilememiştir.



Şekil 5.40: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin motor hava giriş sıcaklığına etkisi

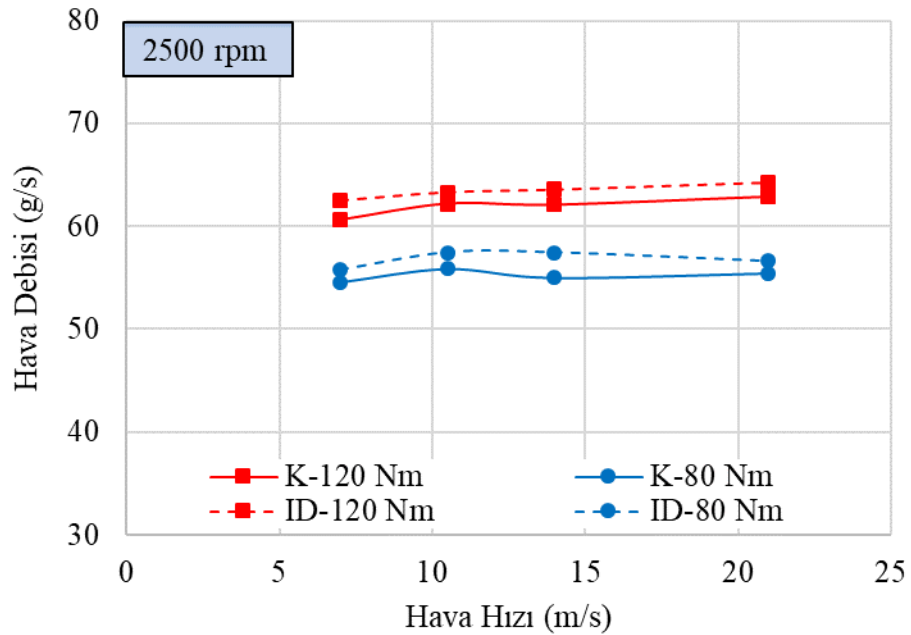


Şekil 5.41: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin egzoz sıcaklığına etkisi

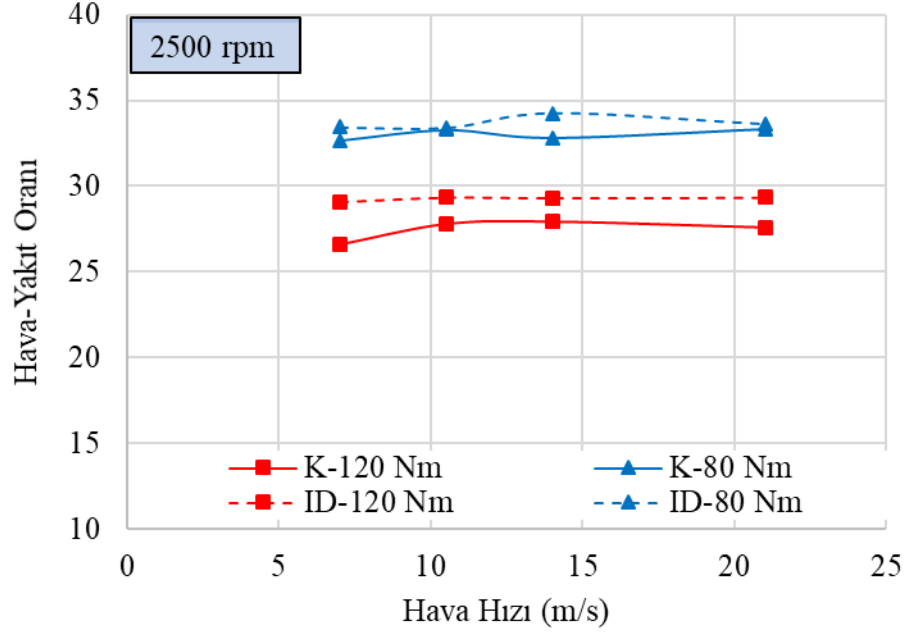


Şekil 5.42: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin yakıt debisine etkisi

Isı değiştirici kullanımı ile genel olarak hava debilerinde artış olmuştur (Şekil 5.43). Bu durum, emme manifoldu giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle havanın yoğunluğunun artması ve dolayısıyla silindirler içerisine daha fazla miktarda hava alınması ile açıklanabilmektedir. Hava debisinin artması ve yakıt debilerinde de dikkate değer bir değişim olmamasından dolayı Şekil 5.44’de görüldüğü gibi hava-yakıt oranlarında genel olarak artış gerçekleşmiştir.

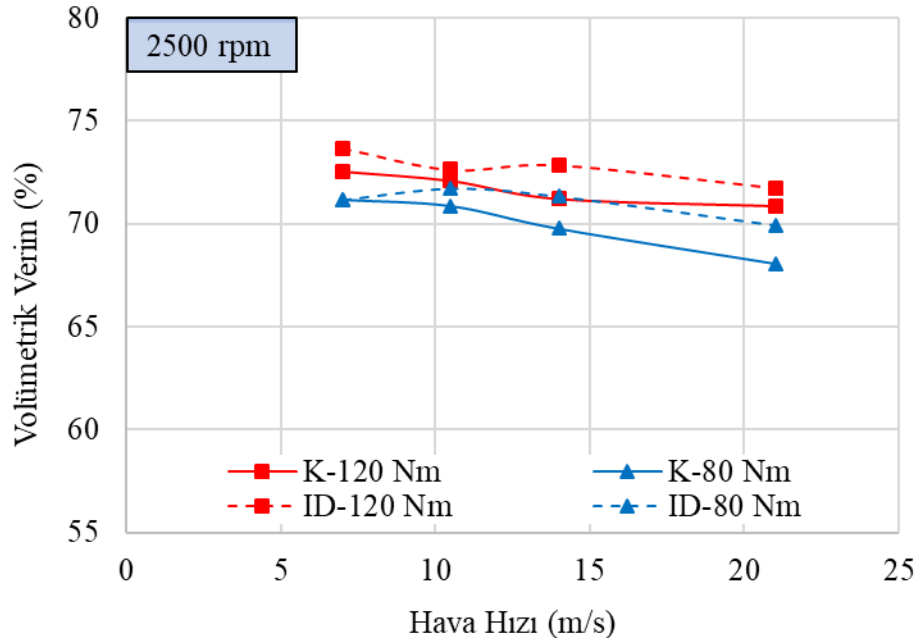


Şekil 5.43: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin hava debisine etkisi



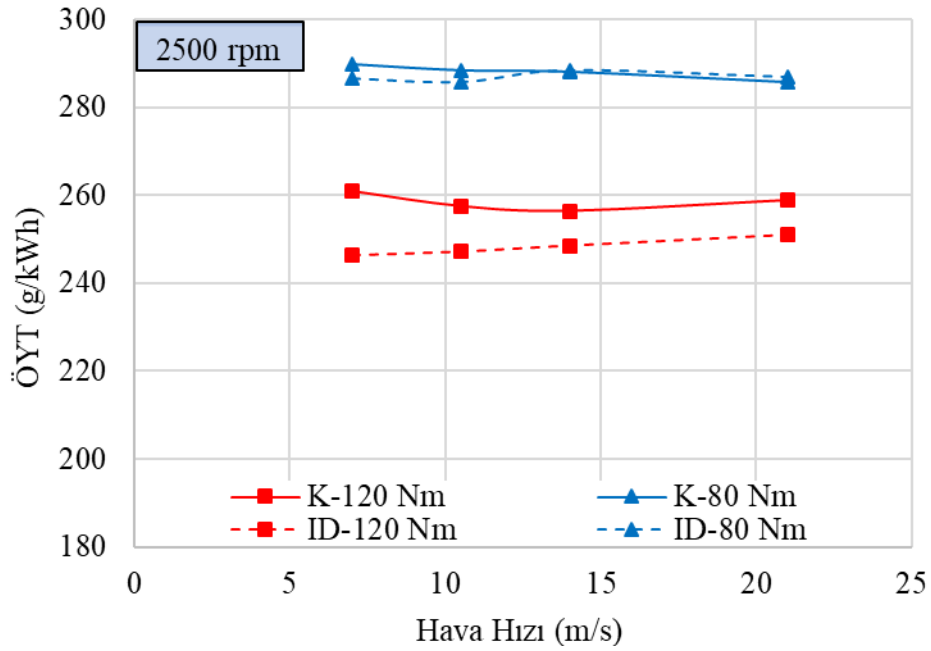
Şekil 5.44: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin hava-yakıt oranına etkisi

Hava debisinin artmasına bağlı olarak ısı değiştirici kullanımı ile volümetrik verimlerde de bir miktar artış gerçekleşmiştir. Şekil 5.45’de ara soğutucuya giren dış hava hızına bağlı olarak farklı yüklerdeki volümetrik verim değişimleri verilmiştir.

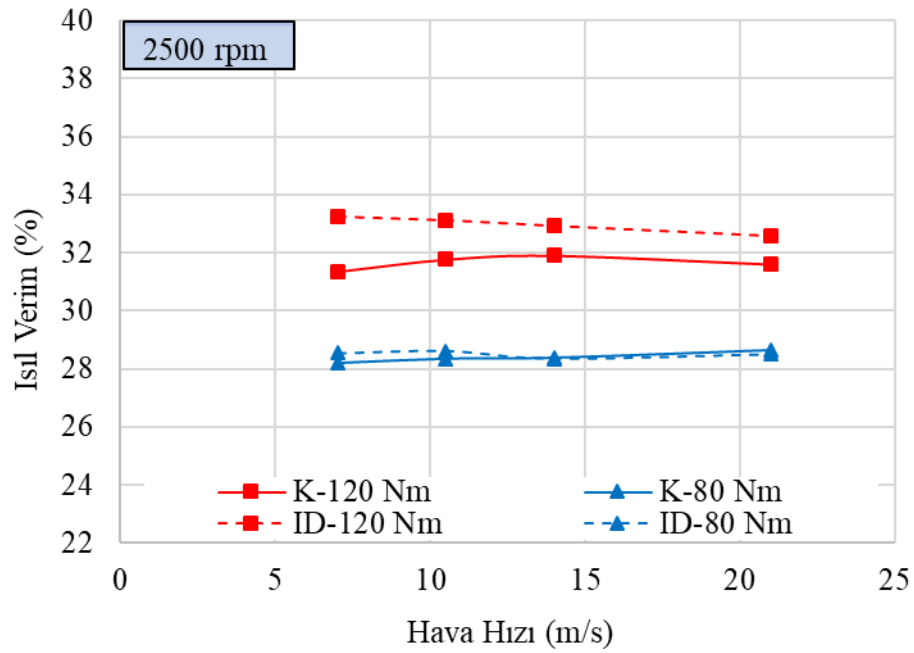


Şekil 5.45: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin volümetrik verime etkisi

Şekil 5.46’da görüldüğü gibi ısı değiştiricisinin kullanılmasıyla 80 Nm motor yükünde özgül yakıt tüketiminde dikkate değer bir değişim görülmezken, 120 Nm’de ortalama 10,2 g/kWh azalmıştır. Benzer şekilde ısı verimleri de özgül yakıt tüketimlerine bağlı olarak Şekil 5.47’de görüldüğü gibi değişiklikler gerçekleşmiştir. Pan ve diğ. (2015) ve Di Battista ve diğ. (2018) de bu sonuçlara paralel sonuçları rapor etmişleridir.

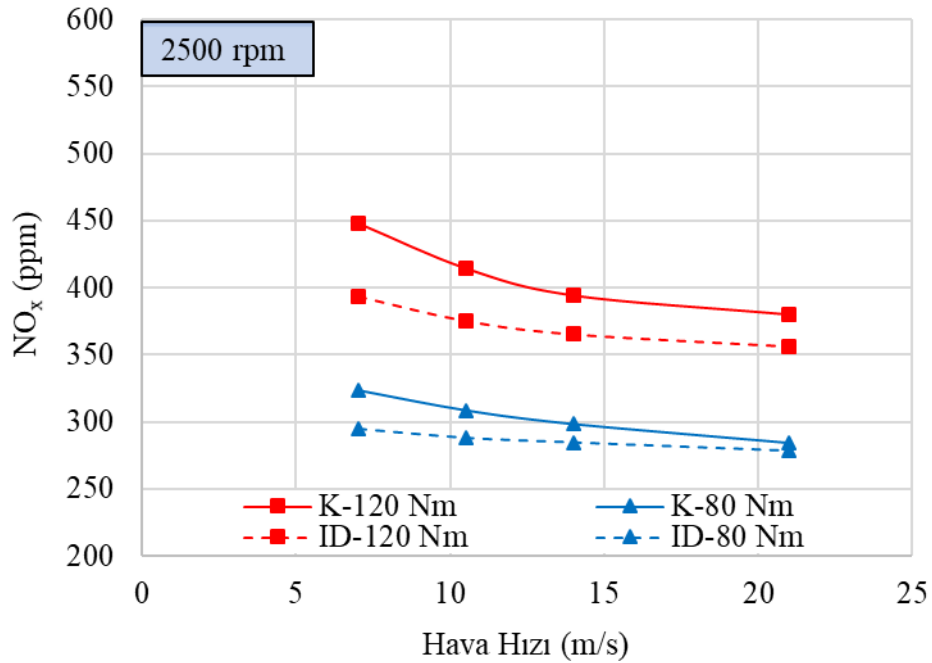


Şekil 5.46: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin özgül yakıt tüketimine etkisi



Şekil 5.47: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin ısı verimine etkisi

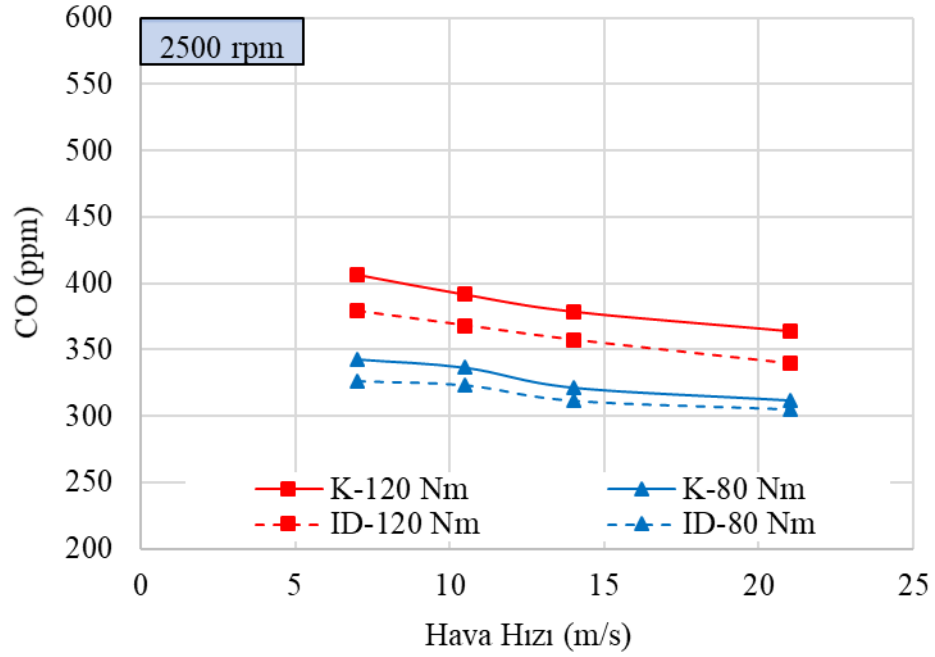
Bilindiği gibi NO_x emisyonları, motor yükü arttıkça artmaktadır. Şekil 5.48’de görüldüğü gibi tüm dış hava hızı değerlerinde ısı değiştiricisinin kullanıldığı durumda orijinal motora göre daha az miktarda NO_x emisyonu üretilmiştir. 80 Nm motor yükünde 120 Nm motor yüküne göre daha az miktarlarda NO_x emisyonlarında azalma tespit edilmiştir. Isı değiştiricisinin kullanılmasıyla 120 Nm motor yükünde 7, 10,5, 14 ve 21 m/s hava hızlarında NO_x emisyonlarında sırasıyla 55, 40, 27 ve 23 ppm azalma olmuştur. Azalma oranları sırasıyla; % 12,3, % 9,6, % 6,9 ve % 6,1’dir. Pan ve diğ. (2015), deneysel çalışmalarında giriş hava sıcaklıklarının artmasıyla NO_x emisyonlarının düzenli olarak arttığını tespit etmişlerdir. Kumar ve Raj (2013), giriş hava sıcaklığının 60 °C olduğu durumda 40 °C’ye göre daha fazla NO_x üretildiğini belirtmişlerdir.



Şekil 5.48: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin NO_x emisyonuna etkisi

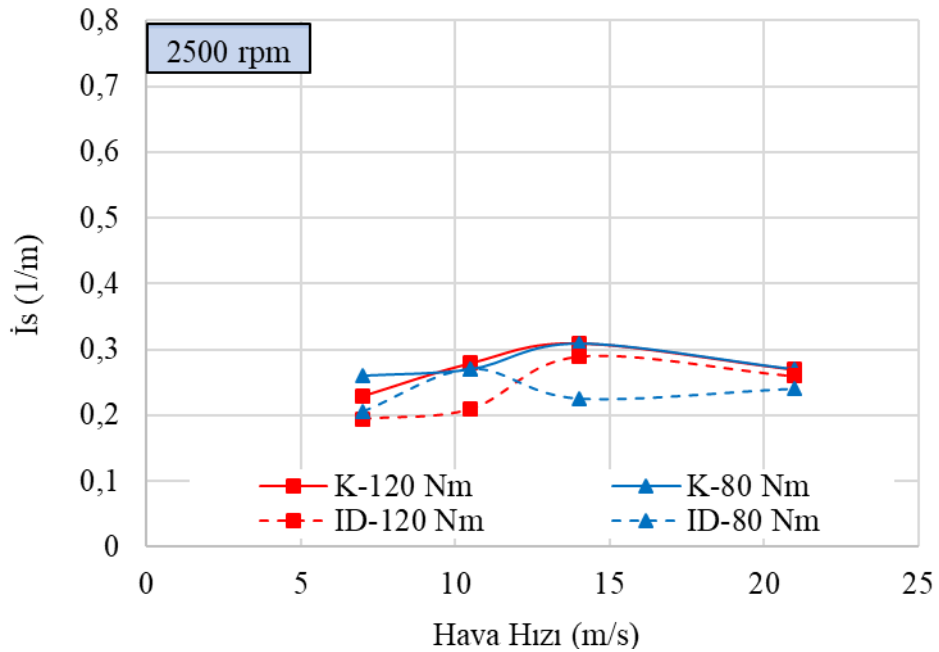
CO emisyonları, Şekil 5.49’da görüldüğü gibi motor yükünün azalmasıyla ve dış hava hızının artmasıyla genel olarak azalmaktadır. Isı değiştirici kullanımı ile bütün şartlarda CO emisyonunda azalma belirlenmiştir. Bu durum hava debisinde ve hava-yakıt oranlarındaki artışlar ile açıklanabilir. Isı değiştiricisinin kullanılmasıyla 120 Nm motor yükünde 7, 10,5, 14 ve 21 m/s hava hızlarında CO emisyonlarında sırasıyla 27, 24, 22 ve 25 ppm azalma olmuştur. Azalma oranları sırasıyla; % 6,7, % 6,1, % 5,8 ve % 6,9’dur. Cipollone ve diğ. (2017), giriş sıcaklığının yaklaşık 12 °C

azalmasıyla CO emisyonunda % 12,3 ve 11,7 °C azalmasıyla CO emisyonunda % 3,1 azalma olduğunu tespit etmişlerdir.



Şekil 5.49: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin CO emisyonuna etkisi

Isı değiştirici kullanımı ile genel olarak az da olsa is emisyonunda azalmalar olmuştur. Şekil 5.50’de is emisyonu değişimleri verilmiştir.



Şekil 5.50: Ara soğutucuya gelen dış hava hızına bağlı olarak farklı motor yüklerinde ısı değiştiricisinin is emisyonuna etkisi

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez kapsamında dizel motorlarda emme manifoldu giriş havası sıcaklığındaki değişimin motor performans ve zararlı emisyonlar üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Motor giriş havası sıcaklığını azaltmak için orijinal motordaki turbo şarj sisteminde kullanılan emme manifoldu öncesindeki kauçuk bağlantı boruları yerine birçok farklı ısı değiştiricisi tasarımları ve deneyleri yapılmıştır.

Öncelikle dış yüzeyi dairesel kanatlı ısı değiştirici tasarımı üzerine çalışılmıştır. Dış yüzeydeki kanat sayısı, kanat kalınlığı, kanat aralığı ve kanar yüksekliği gibi parametreler optimize edilmiştir. Dairesel kanatlı ısı değiştiricisinin uzunluğu, motorda emme manifoldu bölgesindeki kauçuk borunun uzunluğunun sınırlı olmasından dolayı bu bölgede kullanılabilecek maksimum uzunluğa göre belirlenmiştir. Isı değiştiricisinin iç hacmi için ise farklı turlarda ve geometrilerde türbülötörler tasarlanmıştır. Türbülötör kullanılmasının amacı; iç taraftan geçen akışkanın doğrusal bir yol izlememesi ve dönerek hareket etmesinden dolayı ısı değiştiricisi içerisinde ısı transferine daha fazla maruz kalmasıdır. Ayrıca dönme hareketinden dolayı türbülans oranı arttığı için ısı taşınım katsayısının da artması ısı transferini artırıcı bir faktördür. Beş farklı türbülötör (A, B, C, D ve E) tasarlanmıştır. Optimize edilmiş dış yüzey ve bu türbülötörlerden oluşan ısı değiştiricilerinin akış analizleri bir CFD yazılımı ile ayrı ayrı yapılmıştır. Isı değiştiricilerindeki sıcaklık değişimi, basınç düşümü ve yoğunluk değişimleri sonuçları değerlendirilmiştir. Genel olarak türbülötörlerdeki tur sayısı arttıkça daha fazla ısı transferi gerçekleşmiştir. Isı değiştirici çıkışında hava sıcaklıkları daha da azalmıştır. Hava yoğunlukları ise sıcaklık düşüşlerini destekler nitelikte tur sayıları arttıkça artmıştır. Bununla beraber basınç düşümleri de tur sayıları arttıkça artmıştır. 3 tur olan ve tur sayısı en fazla olan C türbülötöründe en fazla sıcaklık düşüşü gerçekleşmiştir. Diğer önemli parametreler olan havanın basıncındaki düşüş ve yoğunluğundaki artış değerlerine bakıldığında C türbülötörü optimum özellikleri sağlamıştır. Ayrıca, alüminyum iç-dış kanatlı ve su soğutmalı ısı değiştirici tasarımı üzerine de çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu tip ısı değiştiricinin kabul edilebilir seviyede basınç düşümü ile en fazla sıcaklık düşümü sağladığı tespit edilmiştir.

Deneyisel çalışmalar çerçevesinde yedi farklı tip ısı değiştirici motor test ünitesine montaj yapılarak testler gerçekleştirilmiştir. Bunlar; ara soğutucu öncesi çelik ısı değiştirici, ara soğutucu sonrası çelik ısı değiştirici, ara soğutucu sonrası türbülantörlü çelik ısı değiştirici, ara soğutucu sonrası alüminyum iç-dış eksenel kanatlı ısı değiştiricisi, ara soğutucu sonrası bakır borulu ve türbülantörlü su soğutmalı ısı değiştiricisi, ara soğutucu sonrası alüminyum iç-dış kanatlı ve su soğutmalı ısı değiştiricileridir. İlk altı ısı değiştirici tipiyle yapılan ön testlerde genel olarak emme manifoldu giriş hava sıcaklığında dikkate değer düşüşler gerçekleşmediği tespit edilmiştir. Bununla birlikte, ara soğutucu sonrası alüminyum iç-dış kanatlı ve su soğutmalı ısı değiştiricisini dikkate değer sıcaklık düşümüne sebep olduğu belirlenmiştir. Bu yüzden detaylı testler ara soğutucu sonrası alüminyum kanatlı ve su soğutmalı ısı değiştiricisi ile yapılmıştır.

Öncelikli olarak orijinal motor koşullarında enjeksiyon pompası üzerindeki yakıt kontrol kolu % 70 oranında açıldığı durumda 2000, 2500 ve 2750 rpm dönme sayılarında testler yapılmıştır. Orijinal durumdaki motor performans parametreleri belirlenmiş ve emisyon değerleri ölçülmüştür. Genel olarak ara soğutucuya gelen dış hava hızı azaldıkça ara soğutucudaki zorlanmış ısı transferi azalmış ve emme manifoldu giriş hava sıcaklığı artmıştır. Genel olarak performans parametrelerinde dikkate değer değişim olmamakla birlikte tüm dönme sayılarında NO_x ve CO emisyonlarının arttığı tespit edilmiştir. Yüksek emme manifoldu giriş hava sıcaklıklarındaki artışlar yanma sıcaklıklarının artmasına dolayısıyla NO_x miktarlarında da artışa sebep olduğu değerlendirilmiştir. Giriş havasındaki sıcaklık artışı; hava yoğunluğunun azalmasına, dolayısıyla silindirlere giren hava kütesinin azalmasına neden olmaktadır. Bu da CO emisyonlarının artışına sebep olduğu değerlendirilmiştir. İş emisyonlarında önemli bir miktarda değişim gerçekleşmediği belirlenmiştir.

Ara soğutucu çıkışı ile emme manifoldu girişi arasına alüminyum kanatlı ve su soğutmalı ısı değiştiricisi yerleştirilerek aynı testler gerçekleştirilmiştir. Motor emme manifoldu giriş hava sıcaklıklarında; 2000, 2500 ve 2750 rpm dönme sayılarında sırasıyla yaklaşık 11, 15 ve 8 °C sıcaklık düşüşleri gerçekleşmiştir. NO_x emisyonları, dış ortam hava hızı arttıkça ve ısı değiştiricisinin kullanıldığı durumda hava giriş ve egzoz sıcaklıklarının azalmasıyla tüm dönme sayılarında azalmaktadır.

Giriş hava sıcaklık düşüşünün en fazla olduğu 2500 rpm’de, NO_x miktarındaki en fazla azalma gerçekleşmiştir. Giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle 2000, 2500, 2750 rpm’de NO_x emisyonlarında sırasıyla % 4, % 10 ve % 8 azalma olmuştur. CO emisyonları da ortam hava hızı arttıkça ve ısı değiştiricisinin kullanıldığı durumda bütün dönme sayılarında azalmaktadır. Azalmanın en fazla olduğu dönme sayısı yine 2500 rpm’dir ve ortalama 62 ppm azalma olmuştur. Giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle 2000, 2500, 2750 rpm’de CO emisyonlarında sırasıyla % 6, % 13, % 6 azalma olmuştur. Hava-yakıt oranları, soğumanın etkisi ile dönme sayılarında genel olarak artmaktadır. İş emisyonlarında soğumanın etkisiyle önemli miktarda değişim görülmemiştir. Motor performans parametrelerinde, tork ve güç değerlerinde dikkate değer bir değişim belirlenmiştir. Giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle 2000, 2500, 2750 rpm’de özgül yakıt tüketimleri sırasıyla ortalama 1,5, 2,3 ve 4,3 g/kWh azalmıştır. Isıl verimlerde ise giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle 2000, 2500, 2750 rpm’de sırasıyla % 0,22, % 0,33 ve % 0,54 artış olduğu belirlenmiştir.

120 ve 80 Nm olmak üzere iki farklı motor yükünde ve 2500 rpm dönme sayısında orijinal motorda ve alüminyum kanatlı ve su soğutmalı ısı değiştiricisinin bulunduğu durumda yine motor performans ve emisyon testleri yapılmıştır. Su soğutmalı ısı değiştiricisi kullanılarak emme manifoldu giriş havasının soğutulmasıyla NO_x emisyonları azalmıştır. 120 Nm’de sıcaklık düşüşü daha fazla gerçekleştiği için NO_x emisyonları da 80 Nm’ye göre daha fazla oranda azalmıştır. NO_x emisyonlarında giriş havası sıcaklıklarının düşmesiyle 120 ve 80 Nm’de sırasıyla % 8,8 ve % 5,6 azalma olduğu tespit edilmiştir. CO emisyonlarında da benzer sonuçlar elde edilerek giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle birlikte tüm motor yüklerinde azalma olduğu tespit edilmiştir. Giriş hava sıcaklıklarının düşmesiyle beraber hava-yakıt oranlarındaki artış CO emisyonlarının azalmasını sağladığı değerlendirilmiştir. CO emisyonlarında giriş havası sıcaklıklarının düşmesiyle 120 ve 80 Nm’de sırasıyla % 6,3 ve % 3,6 azalma meydana gelmiştir. İş emisyonlarında ise yine belirgin bir değişim gözlemlenmemiştir. Isı değiştiricisinin kullanılmasıyla özgül yakıt tüketimlerinde özellikle 120 Nm motor yükünde % 3,9 oranında azalma, ısıl verimlerde ise yine özellikle 120 Nm’de % 1,3 artış meydana gelmiştir.

Genel olarak, motor emme manifoldu giriş havası sıcaklığının artması dizel motorlar için çok önemli olan NO_x emisyonlarını artırdığı için ara soğutucuya ek

olarak farklı yöntemlerle giriş havası sıcaklığının belirli miktarlarda azaltılmasının faydalı olacağı değerlendirilmiştir. Bu alanda çalışacak araştırmacıların giriş havası soğutulması için daha etkili olabilecek farklı yöntemler geliştirmesi önerilmektedir. Bununla birlikte giriş havasının aşırı soğutulmasının yanmayı olumsuz yönde etkileyerek performans parametrelerinde ve özellikle CO ve is emisyonlarında artışa sebep olacağının dikkate alınması gerektiği değerlendirilmiştir.

7. KAYNAKLAR

Abed, K. A., Gad, M. S., El Morsi, A. K., Sayed, M. M., Abu Elyazeed, S., “Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions”, *Egyptian Journal of Petroleum*, 28, 183–188, (2019).

Abu-Hamdeh, N. H., Alnefaie, K. A., “A Comparative Study of Almond Biodiesel-Diesel Blends for Diesel Engine in Terms of Performance and Emissions”, *Hindawi Publishing Corporation BioMed Research International*, <http://dx.doi.org/10.1155/2015/529808>, (2015).

Cinar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H., Sahin, F., Polat, S., Yilmaz, E., “Effects of intake air temperature on combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fueled with the blends of 20% n-heptane and 80% isooctane fuels”, *Fuel Processing Technology*, 130, 275-281, (2015).

Cipollone, R., Di Battista, D., Vittorini, D. “Experimental assessment of engine charge air cooling by a refrigeration unit”, *Energy Procedia*, 126, 1067-1074, (2017).

Di Battista, D., Di Bartolomeo, M., Cipollone, R., “Flow and thermal management of engine intake air for fuel and emissions saving”, *Energy Conversion and Management*, 173, 46–55, (2018).

Fenimore, C. P., “Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames”, *Proceedings of 13th Symposium (International) on Combustion*, The Combustion Institute, 373-380, (1971).

Genceli, O. F., *Isı Değiştiricileri*, İstanbul: Birsen Yayınevi, 321, (2010).

Gowthaman, S., Sathiyagnanam, A. P., “Analysis the optimum inlet air temperature for controlling homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine”, *Alexandria Engineering Journal*, 57, 2209–2214, (2018).

Gowthaman, S., Sathiyagnanam, A. P., “Effects of charge temperature and fuel injection pressure on HCCI engine”, *Alexandria Engineering Journal*, 55, 119–125, (2016).

Halıcı, F., Gündüz, M., *Örneklerle Isı Geçişi Isı Transfери*, İstanbul: Birsen Yayınevi, 159-163, (2013).

Haşimoğlu, C., İçingür, Y., “Dizel Motorlarında Azot Oksit (NO_x) Kontrol Yöntemleri”, *Selçuk-Teknik Online Dergisi*, 2, (2000).

Haşimoğlu, C., İçingür, Y., Öğüt, H., “Dizel motorlarında egzoz gazları resirkülasyonunun (EGR) motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel analizi”, *Turkish J. Eng. Env. Sci.*, 26, 127-135, (2002).

Jo, S., Park, S., Kim, H. J., Lee, J. T., “Combustion improvement and emission reduction through control of ethanol ratio and intake air temperature in reactivity controlled compression ignition combustion engine”, *Applied Energy*, 250, 1418–1431, (2019).

Kimura, S., Aoki, O., Kitahara, Y., Aiyoshizawa, E., "Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards", *SAE Technical Paper*, doi:10.4271/2001-01-0200, (2001).

Koebel, M., Elsener, M., Kleemann, M., “Urea-SCR: a promising technique to reduce NO_x emissions from automotive diesel engines”, *Catalysis Today*, 59, 335-345, (2000).

Kröcher, O., “Chapter 9 Aspects of catalyst development for mobile urea-SCR systems — From Vanadia-Titania catalysts to metal-exchanged zeolites”, *Studies in Surface Science and Catalysis*, In: P. Granger and V.I. Parvulescu, Editors, *Studies in Surface Science and Catalysis. Past and Present in De NO_x Catalysis, From Molecular Modelling to Chemical Engineering*, 171, 261–289, (2007).

Kumar, K. S., Raj, R. T. K., “Effect of Fuel Injection Timing and Elevated Intake Air Temperature on the Combustion and Emission Characteristics of Dual Fuel Operated Diesel Engine”, *Procedia Engineering*, 64, 1191-1198, (2013).

Laurinaitis, K., Slavinskas, S., “Influence of Intake Air Temperature and Exhaust Gas Recirculation on HCCI Combustion Process Using Bioethanol”, *Engineering for Rural Development*, Jelgava, (2016).

Lazaro, J. L., Garcia-Bernad, J. L., Perez, C., Galindo, J., Climent, H., Arnau, F. J., “Cooled EGR Modulation: a Strategy to Meet EURO IV Emission Standards in Automotive DI Diesel Engines”, *SAE Technical Paper*, doi:10.4271/2002-01-1154, (2002).

Lei, J., Bi, Y., Shen, L., “Performance and Emission Characteristics of Diesel Engine Fueled with Ethanol-Diesel Blends in Different Altitude Regions”, *Journal of Biomedicine and Biotechnology*, doi:10.1155/2011/417421, (2011).

Leskovjan, M., Kočí, P., Maunula, T., “Simulation of diesel exhaust aftertreatment system DOC—pipe—SCR: The effects of Pt loading, PtO_x formation and pipe configuration on the deNO_x performance”, *Chemical Engineering Science*, 189, 179-190, (2018).

Li, G., Wang, J., Zhang, C., “Effects of intake temperature on performance and operation range of an HCCI engine fueled with n-butanol”, *3rd International Conference on Materials Engineering, Manufacturing Technology and Control (ICMEMTC 2016)*, (2016).

El Maakoul, A., El Metoui, M., Abdellah, A. B., Saadeddine, S., Meziane, M., “Numerical investigation of thermohydraulic performance of air to water double-pipe heat exchanger with helical fins”, *Applied Thermal Engineering*, 127, 127–139, (2017).

Mamat, R., Abdullah, N. R., Xu, H., Wyszynski, M. L., Tsolakis, A., “Effect of Boost Temperature on the Performance and Emissions of a Common Rail Diesel Engine Operating with Rapeseed Methyl Ester (RME)”, *Proceedings of the World Congress on Engineering 2010 Vol II*, London, (2010).

Mofijur, M., Rasul, M., Hassan, N. M. S., Uddin, M. N., “Investigation of exhaust emissions from a stationary diesel engine fuelled with biodiesel”, *Energy Procedia*, 160, 791–797, (2019).

Mutlu, İ., Keskin, A., “Dizel Partikül Filtreleri ve Malzemeleri”, *6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11)*, Elazığ, (2011).

Nathan, S. S., Mallikarjuna, J. M., Rameh, A., “Effects of charge temperature and exhaust gas re-circulation on combustion and emission characteristics of an acetylene fuelled HCCI engine”, *Fuel*, 89, 515-521, (2010).

Nazha, M. A. A., Rajakaruna, H., Wagstaff, S. A., "The Use of Emulsion, Water Induction and EGR for Controlling Diesel Engine Emissions", *SAE Technical Paper* doi: 10.4271/2001-01-1941, (2001).

Pan, W., Yao, C., Han, G., Wei, H., Wang, Q., “The impact of intake air temperature on performance and exhaust emissions of a diesel methanol dual fuel engine”, *Fuel*, 162, 101-110, (2015).

Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H. E., Soruşbay, C., *İçten Yanmalı Motorlar*, İstanbul: Birsen Yayınevi, 9-12, (2013).

Sinay, J., Puškár, M., Kopas, M., “Reduction of the NOx emissions in vehicle diesel engine in order to fulfill future rules concerning emissions released into air”, *Science of the Total Environment*, 624, 1421–1428, (2018).

Tat, M. E., “Investigation of oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fueled engines”, Ph.D Thesis, *Iowa State University*, 16-18, Iowa, (2003).

Topgül, T., Yücesu, H. S., Okur, M., “Buji ile Ateşlemeli Bir Motorda Çalışma Parametrelerinin Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi”, *Politeknik Dergisi*, 8, 43-47, (2005).

Uyumaz, A., Boz, F., Yılmaz, E., Solmaz, H., Polat, S., “Taşıt egzoz emisyonlarını azaltma yöntemlerindeki gelişmeler”, *Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi Özel Sayı*, 1, 15-24, (2017).

Wang, Q., Yao, C., Dou, Z., Wang, B., Wu, T., “Effect of intake pre-heating and injection timing on combustion and emission characteristics of a methanol fumigated diesel engine at part load”, *Fuel*, 159, 796-802, (2015).

Zhu, S., Hu, B., Akehurst, S., Copeland, C., Lewis, A., Yuan, H., Kennedy, I., Bernards, J., Branney, C., “A review of water injection applied on the internal combustion engine”, *Energy Conversion and Management*, 184, 139-158, (2019).

Zhang, Z., E, J., Chen, J., Zhu, H., Zhao, X., Han, D., Zuo, W., Peng, Q., Gong, J., Yin, Z., “Effects of low-level water addition on spray, combustion and emission characteristics of a medium speed diesel engine fueled with biodiesel fuel”, *Fuel*, 239, 245–262, (2019).

Zhang, Z., Kang, Z., Jiang, L., Chao, Y., Deng, J., Hu, Z., Li, L., Wu, J., “Effect of direct water injection during compression stroke on thermal efficiency optimization of common rail diesel engine”, *Energy Procedia*, 142, 1251-1258, (2017).

Url-1, (<http://www.petder.org.tr/Uploads/Document/2043e9ca-927d-4ea5-9fe7-3632a0552647.pdf?v-6369975375731850979>), 23 Kasım 2018.

Url-2, (<http://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2014/01/20140125-9.doc>), 26 Kasım 2018.

Url-3, (<https://slideplayer.biz.tr/slide/10181835/33/images/42/2.7+Teorik+Motor+%C3%87evrimleri+%C3%96rne%C3%87%C3%B6z%C3%BCmler.jpg>), 07 Aralık 2018.

Url-4, (http://selahattincelik.com/wp-content/uploads/2014/01/MOTORLAR_DERS-NOTU_Ders1_Ders_2.pdf), 20 Aralık 2018.

Url-5, (<https://otomobilteknoloji.blogspot.com/2016/06/turbo-nedir-turbo-sarj-sistemi-calisma-prensibi.html>), 20 Aralık 2018.

Url-6, (<https://malzemebilimi.net/dizel-motorlarda-asiri-doldurma-sitemeleri-turbosarj-supersarj.html>), 09 Ocak 2019.

Url-7, (<https://www.sekizsilindir.com/2016/07/turbo-motorlarda-intercooler-ne-ise.html>), 09 Ocak 2019.

Url-8, (<https://docplayer.biz.tr/124546983-Karbonmonoksit-co-olusumu.html>), 18 Şubat 2019.

Url-9, (https://www.academia.edu/9978371/Nitrojen_Dioksit_NO_2), 18 Şubat 2019.

Url-10, (http://www.tougher-whatever-the-conditions.com/fileadmin/fm-dam/mtu-bauma/MTU_White_Paper_SCR_EN.pdf), 17 Mart 2019.

Url-11, (https://primeserv.man-es.com/docs/librariesprovider5/primeserv-documents/ham.pdf?sfvrsn=1c955aa2_2), 19 Mart 2019.

Url-12, (https://acikders.ankara.edu.tr/pluginfile.php/59521/mod_resource/content/1/10.%20HAFTA.pdf), 25 Mart 2019.

8. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Zafer Şahin

Doğum Yeri ve Tarihi : Sungurlu – 29.08.1995

Lisans Üniversitesi : Pamukkale Üniversitesi

Elektronik posta : zsahinpau@gmail.com

İletişim Adresi : Ulukavak Mah. Adnan Özejder Cad. No:32H
Daire:15 Çorum

Yayın Listesi : Şahin, Z., Usta, N., “Investigation of the Effect of Intercooler Air Velocity and Temperature on Engine Performance and Emissions in Turbocharged Diesel Engines”, *The 1st International Symposium on Automotive Science and Technology (ISASTECH)*, Ankara, (2019).