

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BENZİNLİ MOTORDA EMME MANİFOLDUNA SU
PÜSKÜRTMENİN MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Işıl İlay TAŞDEMİRCİ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Prof.Dr. İmdat TAYMAZ

Mayıs 2019

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BENZİNLİ MOTORDA EMME MANİFOLDUNA SU
PÜSKÜRTMENİN MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İşılray TAŞDEMİRCİ

Enstitü Anabilim Dalı

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

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

Prof.Dr.İmdat Tayman
.....

Jüri Başkanı



Prof.Dr.İsmet Çetink
.....

Üye



Prof.Dr.Recep Kozan
.....

Üye



BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Işılşay TAŞDEMİRCİ

02.05.2019

TEŞEKKÜR

3 silindirli direkt enjeksiyonlu benzinli motorda emme portuna su püskürtmenin motor performansına etkisi adlı yüksek lisans tez çalışmamı yaparken benden bilgi ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Prof.Dr. İmdat TAYMAZ 'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmam sırasında verdikleri büyük destekle ilerlememe yardım eden çalışma arkadaşlarım makine mühendisi İlkay KAL, makine yüksek mühendisi Oğuz ULUTÜRK ve otomotiv mühendisi Adem ORUZ 'a teşekkürü borç bilirim.

Benden desteğini esirgemeyen sevgili aileme sonsuz teşekkür ediyorum.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ.....	x
ÖZET.....	xi
SUMMARY	xii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2.	
KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Günümüz Benzinli Motor Teknolojileri.....	7
2.1.1. Değişken supap zamanlaması (VVT).....	8
2.1.2. Küçük hacimli yüksek performanslı motorlar (Downsizing).....	10
2.1.2.1. Aşırı doldurma uygulamaları	12
2.1.3. Dur kalk sistemleri	15
2.2. Değişken sıkıştırma oranı uygulanması	17
2.2.1. Benzin partikül filter (GPF)	18
2.2.2. Katalitik konverter.....	22
2.2.3. Hibrit araç teknolojisi.....	25
2.2.4. Su püskürtme (Water injection)	26
BÖLÜM 3.	
DENEYİN YAPILIŞI	39

BÖLÜM 4. BİLGİSAYAR SİMÜLASYONLARI	43
BÖLÜM 5.	
DENEYSEL VE SİMÜLASYON SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI...	51
BÖLÜM 6.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	64
KAYNAKÇA.....	67
ÖZGEÇMİŞ	71



SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

θ	: Krank açısı
xb	: Yanma kütle oranı
a	: Verim parametresi
AB	: Avrupa Birliği
ABK	: Görüntüleme kontrol kavramı
B	: Silindir çapı
BMEP	: Fren ortalama efektif basınç
BSEC	: Karadeniz ekonomik iş birliği teşkilatı
CARB	: Kaliforniya Hava Kaynakları Kurulu
CO	: Karbonmonoksit
CO ₂	: Karbondioksit
Cv	: Sabit hacimdeki özgülüsü
d/d	: Devir/dakika
DC	: Doğru akım
degC	: Celsius santigrat derece
DME	: Dijital motor elektroniği
DPF	: Dizel partikül filtre
EGR	: Egzoz gazları devridaimi
FTP	: Dosya transfer protokolü
GDI	: Benzin direkt enjeksiyon
GmbH	: Limited şirket
GPF	: Benzin partikül filtre
h	: Entalpi
H ₂ O	: Su
HC	: Hidrokarbon
HP	: Beygir gücü

i	: Motorun pistonu
ICCT	: Ulusal Taşımacılık Konseyi
IMEP	: Indike efektif ortalama basınç
K	: Kelvin
kJ/dm^3	: KiloJoule/desimetreküp
kJ/kg	: KiloJoule/kilogram
Km	: Kilometre
kW	: Kilowatt
LHV	: Düşük ısı değeri
m	: Kütle
M	: Şekil parametresi
MFB	: Kütle yanma oranı
N ₂	: Azot
Nm	: Newton metre
NO	: Azot
NO _x	: Azoroksitler
O ₂	: Oksijen
°CA	: Krank açısı
OH	: Hidroksit
p	: Yoğunluk
pH	: Hidrojen gücü
PM	: Partikül miktarı
Q	: Isı
R	: Evrensel gaz sabiti
RDE	: Gerçek sürüş emisyonları
ROHR	: Isı salınım oranı
Rpm	: Devir/dakika
S	: Silindir stroğu
T	: Sıcaklık
TSI	: Turbo süperşarjör enjeksiyon
TWC	: Üç yollu katalist
U	: İç enerji

V : Hacim



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Turboşarjlı buji ateşlemeli motor için Otto Çevrimi	14
Şekil 2.2. Volkswagen'in TSI motoru	15
Şekil 2.3. Değişken sıkıştırma oranı uygulamaları	18
Şekil 2.4. GDI AB'de yeni dizel olmayan binek otomobillerde GDI kayıtlarının payı, ICCT cüzdanı 2016/17.....	19
Şekil 2.5. PMP Inter-Laboratuvar korelasyon çalışması final raporu.....	19
Şekil 2.6. Direk enjeksiyonlu benzinli araçlarda Kaliforniya LEV II partikül emisyonları sertifikasyonu; CARB, 20th CRC On-Road Vehicle Emissions Workshop, San Diego, Mart 2010	20
Şekil 2.7. Partikül büyüklüğünün fonksiyonu olarak tuzaklama mekanizması	21
Şekil 2.8. GPF tasarımı için gereksinimler	22
Şekil 2.9. Bazı GPF uygulamaları.....	22
Şekil 2.10. Katalitik konvertörün şematik yapısı	25
Şekil 2.11.a Manifolda su püskürtülmesi.....	26
Şekil 2.12. b Emme manifolduna su püskürtülmesi.....	27
Şekil 2.13. c Yüksek basınçlı direk su püskürtme	27
Şekil 2.14. d Karışım veya emülsiyon püskürtme.....	28
Şekil 2.15. Üç farklı su enjeksiyonu yönteminin stokiometrik operasyon bölgesinde gerekli su oranları ve tüketimi	29
Şekil 2.16. Göreceli %50 yanmış kütle pozisyonu ve PM emisyonlarında çeşitli su enjeksiyon yöntemlerinin etkisi	30
Şekil 2.17. M4 GTS ve seri üretim aracın tork ve performans eğrilerinin karşılaştırılması	31
Şekil 2.18. M4 GTS su püskürtme sistemi şeması.....	32
Şekil 2.19. Fonksiyonel yapı şeması ve görüntüleme-operasyon kavramı	33
Şekil 2.20. Su geri kazanımı için farklı sistemler	34

Şekil 3.1. Motor dinamometresi şeması	40
Şekil 3.2. AVL 7351 marka yakıt debi sensörü	41
Şekil 3.3. AVL PUMA.....	42
Şekil 4.1. 3. Silindirli benzinli turboşarjlı doğrudan enjeksiyonlu motorun AVL Boost ile modellenmiş motor şeması.....	44
Şekil 4.2. Valf zamanlaması grafiği	45
Şekil 4.3. Motor özellikleri	46
Şekil 4.4. Enjektör bilgileri	46
Şekil 4.5. Denklemlerde kullanılan bazı terimlerin silindir üzerinde gösterilmesi.....	47
Şekil 4.6. Bazı kimyasalların a değerlerinin 1000-3000K ve 300-1000K sıcaklıklarında aldığı değerler (1/JANAF çoklu tablosu).....	49
Şekil 4.7. Silindir çapı, strok, üst ölü nokta (ÜÖN), alt ölü nokta (AÖN), silindir hacmi	49
Şekil 5.1. 3 silindirli GTDI (benzinli turboşarjlı doğrudan enjeksiyonlu motor) tam yük moment-motor hızı grafiği	51
Şekil 5.2. 1500rpm, 2000rpm ve 2500rpm için motorun dinamometre ve AVL-Boost tork grafiklerinin kıyaslanması	52
Şekil 5.3. 1500rpm, 2000rpm ve 2500rpm çalışma noktaları için motora giren hava miktarı, hava/yakıt oranı ve yakıt miktarı	53
Şekil 5.4. 1500rpm için emme hava miktarı, hava/yakıt oranı ve yakıt miktarı	53
Şekil 5.5. 2000rpm için emme hava miktarı, hava/yakıt oranı ve yakıt miktarı	54
Şekil 5.6. 2500rpm için emme hava miktarı, hava/yakıt oranı ve yakıt miktarı	54
Şekil 5.7. AVL Boost motor modelinde su uygulaması ile tork artış miktarı.....	55
Şekil 5.8. 500, 2000, 2500rpm için 1.silindir sıcaklığının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi 1	56
Şekil 5.9. 500, 2000, 2500rpm için 1.silindir sıcaklığının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi 2	57
Şekil 5.10. 1500, 2000, 2500rpm için 1.silindir sıcaklığının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi 3	58
Şekil 5.11. 1500, 2000, 2500rpm için 1.silindirinin su uygulamasız ve su uygulamalı olarak yanma odası basıncı grafikleri 1.....	60

Şekil 5.12. 1500, 2000, 2500rpm için 1.silindirinin su uygulamasız ve su uygulamalı olarak yanma odası basıncı grafikleri 2.....	61
Şekil 5.13. 1500, 2000, 2500rpm için 1.silindirinin su uygulamasız ve su uygulamalı olarak yanma odası basıncı grafikleri 3.....	62



TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Motor hacminin litresi başına güç ve tork-yaygın mevcut durum.....	11
Tablo 2.2. Motor hacminin litresi başına güç ve tork-gelecekteki durum	12
Tablo 5.1. 1.Silindir sıcaklığının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi	59
Tablo 5.2. Silindir basıncının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi	63

ÖZET

Anahtar kelimeler: İçten yanmalı motorlar, benzinli motor, su püskürtmesi, motor performans parametreleri

Günümüzde artan çevre kirliliği ve küresel ısınmaya istinaden, taşıtların emisyon değerleri, çeşitli ülkelerdeki yerel yönetimler tarafından belirlenen emisyon standartlarına göre azaltılmaya çalışılmaktadır. Emisyon oluşumunu azaltırken araçtan elde edilen torkta ve güçte azalma istenmemektedir.

Bu çalışmada 3 silindirli 4 zamanlı bir turbo şarjlı direkt püskürtmeli benzinli bir motorunun dinamometre dataları baz alınarak AVL-Boost programında model tabanlı analiz edilmiştir. Oluşturulan bu modelde emme portuna su püskürtme işlemi uygulanmış ve su püskürtmesinin motor performans etkisine sonuçları incelenmiştir.

AVL-Boost modelinde su püskürtme uygulanması yanma odası sıcaklığını düşürmüş, silindir içi basıncı arttırmış ve bu silindir içine giren hava miktarını arttırmıştır. Giren hava artışı ile birlikte torkta artış meydana gelmiştir.

EXAMINATION OF THE EFFECTS OF WATER SPRAY TO INTAKE MANIFOLD ON ENGINE PERFORMANCE

SUMMARY

Keywords: Internal combustion engine, gasoline engine, water injection, engine performance parameters

In this study, effect on water injection is examined to understand; what extent a water injection into the cylinder can have a positive effect on engine performance. This study is aimed to develop 1-D combustion model of three-cylinder, four strokes, spark ignited gasoline engine on various engine operating conditions. In the modeling and analyzing process of the engine; AVL Boost program has been employed. Inlet system boundary values were defined by the data coming from the dyno.

As a conclusion, at same engine operation, it has been observed that water injection has a positive effect on fuel consumption. Also, cylinder temperature has decreased. As a result of these effects, it is possible to obtain more torque with the similar inlet parameters.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde ve yakın gelecekte motorlu taşıtlarda fosil yakıtların kullanımı öncelikli olarak devam edecektir. Buna istinaden, içten yanmalı motorların tüm potansiyelini kullanma ve mümkün olan en yüksek verimi elde etme ihtiyacı oluşmuştur. Gelişen teknoloji ile birlikte araçlardan salınan emisyon miktarı otoriteler tarafından gittikçe daraltılmakta ve otomobil üreticileri çevreye ve insan sağlığına zararlı bu emisyon değerlerini azaltacak yeni teknolojiler aramaktadır [1].

İçten yanmalı motorların emisyon standartlarını sağlaması için araçlardan elde edilen emisyonların azaltılmasını sağlayan çalışmalar yapılmaktadır fakat, emisyonlar azaltılırken motordan elde edilen performansı kaybetmemek ve yakıt tüketimini arttırmamak istenir. Bu amaçlar doğrultusunda geliştirilen bazı teknolojiler; değişken supap zamanlaması, büyük hacimli motorlar yerine yardımcı teknolojiler kullanılarak aynı performansın elde edilebildiği küçük hacimli motorların kullanılmasıdır. Bu yardımcı teknolojilerden biriside aşırı doldurma teknikleridir. Dur kalk sistemleri, değişken sıkıştırma oranı teknolojisinde motor performansını arttırıcı uygulamalardandır. Bu uygulamaların yanı sıra motorun performansını arttırmanın bir yöntemi de motorun termik verimini arttırmaktır. Yanma odasının sıcaklığı arttırıldığında termik verimde artış görülebilir. Yanma odası sıcaklıklarının artması, yanma işlemine maruz kalan yakıtın daha yüksek sıcaklıklarda yakılmasını ve direk olarak yanmamış partiküllerden oluşan HC emisyonlarında bir azalmaya sebep olur. Bu azalmanın aksine NO_x emisyonları miktarında ise sıcaklık artışına bağlı olarak artışa neden olmaktadır. Bu nedenle yapılan çalışmalar performans parametrelerini iyileştirmeye ve emisyonuda düşürmeye çalışmaktadır [2].

Motor performansını iyileştirmek ya da aynı tutmak için elde edilen emisyon miktarı, motor çeşidine bağlı olarak dizel partikül filtreler ya da benzinli partikül filtrelerin ve katalitik konverter gibi teknolojilerin kullanılmasıyla düşürülmektedir [3].

İçten yanmalı motorlarda motor performansını artırıcı ve bununla birlikte emisyon miktarını azaltıcı bir teknoloji olan su püskürtme uygulaması kullanılmaktadır. Bu teknolojinin çeşitli uygulamaları mevcuttur. Suyun emme manifolduna püskürtülmesi, yanma odalarının emme portuna püskürtülmesi, direk yanma odasına püskürtülmesi bazı uygulamalarındandır. Su püskürtmekteki amaç yanma odası sıcaklığının suyun buharlaşma ısısı yardımıyla düşürülmesidir. Yanma odasındaki sıcaklık düşüşüyle birlikte daha yüksek basınç elde edilebilir ve motor performansında iyileşme görülür. Bununla birlikte sıcaklık düşüşü elde edilen NO_x miktarında azalma sağlamaktadır.

Su enjeksiyonunu geçmişte, bazı Formula1 ekipleri, örneğin ilk nesil turbo motorlarındaki gücü arttırmak için kullanılmıştır. Ralli araçlarında uygulanan su motor torkunun iyileştirilmesi için yaygın olarak uygulanmaktadır. Seri üretim olarak BMW'nun GTS serisinde kullanılmaktadır. Su püskürtme teknolojisinin daha fazla yaygınlaşması ve daha çok seri üretim araçta kullanılması için geliştirilmesi gerekmektedir. Günümüzde büyük dizel motorlarda, su enjeksiyonu, nitrojen oksit oluşumunu bastırmak için ayrı su enjeksiyonu veya emülsiyon enjeksiyonu olarak kullanılmaktadır [4].

BÖLÜM 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Nico Samec ve arkadaşları, dizel bir motorda su enjeksiyonu uygulama yöntemleri yardımıyla NO_x ve is emisyonlarının nümerik ve deneysel olarak azaltılmasını incelemiştir. Su enjeksiyon uygulama metotları olarak emme havasına su püskürtülmesi ve yakıtta su karıştırılması yöntemlerini kullanmıştır. Nümerik olarak emme havasına su püskürtülmesinin incelenmesi %10 ve %20 su oranlarında (karışımın) yapılmıştır. Bunun sonucunda su oranı arttıkça; yanma sıcaklığının düştüğü, NO kütle oranının azaldığı, OH kütle oranının azaldığı fakat is emisyonu üzerinde negatif olarak oldukça az bir etkisi olduğu görülmüştür. Bu çalışmada NO ve is emisyonlarını düşürmek için su püskürtme yöntemi nümerik ve deneysel olarak incelenmiştir. Birçok su püskürtme yöntemi geliştirilmiş olmasına rağmen, en iyi sonucu elde edebilmek için motor tipi ve çalışma koşulları göz önüne alınarak uygulanacak yöntemle karar verilmelidir [5].

Hadi Taghavifar ve arkadaşları 1.8 litre 4 silindirli düz sıralı dizel bir motorda hidrojen ve dizeli yakıt olarak kullanarak su püskürtme uygulamasının emisyon, motor verimine, tutuşma gecikmesine ve silindir içi sıcaklığa etkisini incelemiştir. Bu çalışmada saf hidrojen ve dizel yakıt olarak kullanılmış, 27 degA ve 60 degA sıcaklıklarında %5, %10 ve %15 hacimsel oranlarda su püskürtülmesi incelenmiştir. İki yakıt türü içinde yapılan su püskürtme uygulaması tutuşma gecikmesine sebep olmuştur. Dizel ve hidrojen yakıtında oluşan NO_x ve is emisyonları su enjeksiyonu uygulandıktan sonra incelendiğinde, emisyonlarda düşüş gözlemlenmiştir. Aynı derecedeki püskürtülen suyun oranı arttırıldığında, NO_x ve is emisyonlarının arttığı görülmüştür [6].

Wei Mingrui ve arkadaşları, farklı kütle oranlarında su püskürtme uygulamasının, hafif yük koşulları altında direkt enjeksiyonlu benzinli motorda motor performansına

ve emisyonlara etkisini analiz etmek için AVL-Fire programı ile simülasyonlar yapılmıştır. Bu çalışmanın amacı daha iyi motor performansı ve emisyon kontrolü için en iyi su/yakıt oranını belirlemektir. Su ve yakıt enjeksiyonu farklı enjektörlerden yanma odasına direkt olarak püskürtülmüştür. Yakıta %5, %10, %15, %20 ve %25 oranlarında ve motorun 2000rpm'i için su püskürtülmesi uygulanmıştır. Yanma modeli için Eddy break-up yanma modeli ve NO_x formasyonu için orijinal Heywood modeli kullanılmıştır. Püskürtülen su oranı arttıkça silindir içi sıcaklık düşmüş ve silindir içi basınç artmıştır. NO, is ve hidrokarbon emisyon oluşumu, su oranının artışına bağlı olarak düşmüş, çıkan CO₂ oranında artış olmuştur. NO, CO₂, HC, is emisyonları ve motor performansı açısından en iyi sonuçlar %15 su püskürtme oranında elde edilmiştir [7].

Titus Tschalamoff ve arkadaşları, tek silindirli bir benzinli motorda çeşitli operasyon noktalarında direkt yanma odasına su püskürtmenin NO_x emisyonlarına, motor performansına, vurutuya ve BMEP üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemiştir. %20 oranında su enjeksiyonu uygulaması NO_x üzerinde %50 civarında düşüşe sebep olmuştur. Su oranındaki fazla artışla birlikte daha az tam yanma gerçekleşmiş ve bunun sonucunda toplam HC ve CO emisyonlarında artış görülmüştür. Bunun yanında su enjeksiyonundaki artış yanmanın merkezini değiştirmiş ve verimini kötüleştirmiştir. Direkt olarak yanma odasına su püskürtmesinin NO_x emisyonlarını efektif olarak düşürdüğü, bunun emme zamanında yapılan püskürtmenin, sıkıştırma zamanının verimini arttırmasıyla mümkün olduğu ifade edilmiştir. Ayrıca bu çalışmada su enjeksiyonunun motor vurutusunu iyileştirici yönde etkisi olduğu gösterilmiştir [8].

Matthias Theves ve arkadaşları, tek silindirli bir deney motorunda yanma odasına yakıt ve suyu ayrı iki enjeksiyon yardımıyla direkt olarak uygulamış ve sonuçları emisyonlar, motor performansı, su enjeksiyonunun yakıt tüketimini azaltma potansiyeli ve su tüketimi açısından incelenmiştir. Yakıtın yanı sıra suyu basınçlandırmak için iki adet 200 bar yüksek basınçlı yakıt pompası kullanılmıştır. Su püskürtme teknolojisiyle birlikte yüksek yüklerde daha yüksek bir sıkıştırma oranı elde edilebilir olduğu ifade edilmiştir. Çalışmada %12, %25, %50, %70 ve

%90'lık su-yakıt oranı kullanılmış, su teknolojisi EGR ile birlikte çalışması incelenmiştir. Silindir içi sıcaklık düşmüş, motor vuruşu azaltılmıştır. Aynı zamanda daha az ısı kayıpları gözlemlenmiştir. Ancak daha uzun yanma gecikmesi ve süresi nedeniyle dezavantajların ortaya çıkabileceği ifade edilmiştir [1].

M.Nour ve arkadaşları bu çalışmada, deneysel olarak su soğutmalı 4 zamanlı 15 sıkıştırma oranlı tek silindirli dizel motor üzerinde egzoz manifolduna su püskürtmüş ve bu uygulamanın yanma ve emisyon üzerindeki etkisini farklı su enjeksiyon zamanlamalarında, EGR oranlarında ve su enjeksiyon miktarlarında incelemiştir. Emme manifoldu ağzındaki su enjektörü pompa sayesinde yüksek basınca çıkarılmıştır. Su enjeksiyon sistemi zaman ve miktar olarak kontrol edilmiştir. Püskürtülen su miktarı enjeksiyon zamanı yardımıyla hesaplanmıştır. Egzoz manifolduna su püskürtülmüş ve emme zamanında egzoz valfi de bir miktar açılmış, enjekte edilen su ve egzoz gazı yanma odasına tekrar girmiş, emme ve sıkıştırma zamanında yakıtla karışmıştır. Bu uygulama is ve NO_x emisyonlarının yanma sıcaklığını düşürmeden azaltmıştır. Sonuçlar yanma odası basıncının arttığını gösterir. Su enjeksiyonsuz EGR sisteminin tutuşma gecikmesi ile sonuçlar kıyaslanmıştır. Su uygulamasız EGR için IMEP, dizel yanmadan %14 daha düşüktür. Ancak su enjeksiyonu IMEP'i %11 arttırmıştır. NO_x emisyonları azaltılmıştır [9].

Fabio Bozza ve arkadaşları, turboşarjlı 2 silindirli benzinli bir motorda, yakıt ekonomisini tam yükte, motor vuruşunu iyileştirmek amacıyla 1D yaklaşımıyla 2 teknik kullanmıştır. Birinci teknikte harici EGR sistemi ve ikinci teknikte emme portuna su püskürtme teknolojisini incelemiştir. Çalışma nümerik olarak yapılmıştır. İnert gazın silindir içine girmesi motor vuruşunu ve karışımındaki aşırı yakıtı azaltır. Su buharlaşmasıyla çıkan ısı yakıt ekonomisini iyileştirir. Ancak yakıt ekonomisi silindir içindeki maksimum basınca, türbin giriş sıcaklığına turboşarj hızına ve silindire giren hava basıncına bağlıdır. En iyi yakıt tüketimi, %20 oranında EGR kullanımıyla elde edilmiştir. %30 oranında su-yakıt uygulamasıyla en iyi yakıt tüketimi elde edilmiştir. Yapılan çalışmada EGR ve su enjeksiyonu uygulamasının yakıt ekonomisini geliştirdiği görülmüştür [10].

Emre Arabacı ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, su enjeksiyonunun miktarının ve emisyon zamanının motor performansına ve emisyonlara etkisini 6 stroklu tek silindirli hava soğutmalı benzinli bir motorda deneysel olarak incelemiştir. Su enjeksiyonu 3 farklı aşama olmak üzere; üst ölü noktadan önce, üst ölü noktada ve üst ölü noktadan sonra sabit enjeksiyon zamanıyla dört farklı enjeksiyon basıncında (25, 50, 75 ve 100 bar) incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde egzoz gazı sıcaklığı ve özgül yakıt tüketimi yaklaşık olarak %7 ve %9 civarında düşmüştür. Buna karşılık su enjeksiyon uygulamasıyla birlikte yakıt tüketimi ve elde edilen güç %2 ve %10 civarında artmıştır. Termal verim %8,72 civarında artmıştır. CO ve HC emisyonları %21,97 civarında düştüğü gözlemlenmiştir. NO emisyonları su enjeksiyon uygulaması ile birlikte sıcaklık düşüşüne bağlı olarak azalmıştır. Sonuç olarak uygun enjeksiyon zaman ve miktarı seçildiğinde motor performansı artışı gözlemlenmiştir [11].

Xiaokang Ma ve arkadaşları yaptıkları çalışmada 4 zamanlı direkt enjeksiyonlu ve turboşarjlı dizel bir motorun yanma ve emisyon karakteristiklerini CFD paket programı kullanarak çalışmışlardır. Su püskürtme uygulaması silindir içi ortalama basıncı ve sıcaklığı düşürdüğü gözlemlenmiştir. Su püskürtmesinin yanma oranını ve yanma süresini azalttığı ifade edilmiştir. Ayrıca, NO_x ve is emisyonlarını da düşürücü etkisi olduğu görülmüştür [12].

Y. Karagöz ve arkadaşları, benzinli bir motorda hidrojen katkısının ve su enjeksiyonunun emisyon ve performans üzerine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Hidrojen ilavesiyle oldukça artan NO_x emisyonlarını azaltmak için motorun emme manifolduna su enjekte edilmiştir. Yapılan çalışmanın sonuçlarına göre, motor fren gücü, fren ısı verimliliği ve NO_x hidrojen ilavesiyle %11,7, %5,9 ve %141,1'e yükselmiştir. BSEC, toplam hidrokarbonlar ve CO %5,6, %74,5 ve %59,5 civarında hidrojen ilavesiyle düşer. Hidrojen ilavesiyle maksimum NO_x artışı emme portuna su enjeksiyonu ile %141,1'den %82,7'ye düşürülmüştür. Ancak hidrojen ilavesi ile elde edilen fren gücü, fren termal verimi, BSEC ve CO emisyonları, su püskürtme uygulaması ile azaltılmıştır [13].

2.1. Günümüz Benzinli Motor Teknolojileri

En önemli icatlardan olan otomobilin tarihi, dıştan yanmalı motor olan buhar makinesine kadar gitmektedir fakat asıl gelişimi içten yanmalı motorların icadıyla başlamaktadır. 1796 yılında kömür gibi katı olan yakıtlardan hava gazı elde edilmeye başlandıktan sonra içten yanmalı motorların ilk başarılı örneği olan 1860 yılında Fransız mühendis Jean Etienne Lenoir'in geliştirdiği motor, yakıt hava karışımının sıkıştırılmadığı için sadece %5 efektif verimle ve 1.5 hp güç elde edilmiştir. Aynı yıllarda, Lenoir'in çalışmalarını inceleyen başka bir Fransız bilim adamı Beau de Rochas, daha fazla güç ve verim için yakıt-hava karışımını sıkıştırarak yakmak gerektiğini ortaya koymuş ve 1862 yılında dört zamanlı motor prensibi için patent almıştır [14].

Alman mühendis Nicolaus August Otto 1876 yılında, Rochas'ın dört zamanlı içten yanmalı motor prensibini hayata geçirerek çalışan ilk motoru icat etmiştir ve bu motordan %14 efektif verim elde etmiştir. Nicolaus Otto aynı zamanda, elde ettiği bu başarı ile günümüzde kullanılan benzinli motorların çalışma prensibini oluşturan çevrime adını vermiştir [15].

Otto çevriminde; silindir içindeki pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya kadar yapmış olduğu harekete birinci strok denir ve bu strokta hacim artar, bu hacme yakıt-hava karışımı alınır. İkinci strokta piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareket ederken hacim azalır ve silindir içindeki yakıt-hava karışımı sıkıştırılır. Sıkıştırma sonu silindir içi basıncın en yüksek olduğu anda elektriksel bir kıvılcımla yakılan karışımın sağladığı yüksek basınç, pistonu iş üreterek aşağıya iterek üçüncü stroğu tamamlar. Dördüncü strokta piston üst ölü noktaya tekrar gelir, yanmış olan gazların silindir içinden tahliye edilmesiyle son strokta tamamlanır. Bundan sonraki yıllarda, Amerikan mühendis George Brayton, Otto çevrimiyle çalışan motorlarda yakıt olarak ilk kez benzin kullanmış, havagazının yerini tutabilmesi için benzini zerrelere haline getirmiş ve buharlaştırarak karbüratörün icadına vesile olmuştur [14].

Benzinli motorlarda teorik yanma; sıkıştırma zamanı sonunda sonsuz hızda meydana geldiği, sisteme ısı girişi anlık olarak olduğu ve genişleme zamanında piston alt ölü noktaya doğru inerken sisteme ısı girişinin olmadığı kabul edilerek, kullanılan çevrim “sabit hacimli çevrim” olarak adlandırılır. Günümüzde kullanılan dizel yakıtlı bir motordan alınabilecek en yüksek verim %45 civarında, benzin yakıtlı motorda ise %35 civarındadır [16].

2.1.1. Değişken supap zamanlaması (VVT)

Motor optimizasyonu, emisyonları ve yakıt tüketimini azaltmada en uygun yöntemlerden biridir. Teoride, içten yanmalı motor yüksek devirde çalıştığında, giriş valfleri ve egzoz valfleri açıklığı arasında azami çakışma gerekli olacaktır. Ancak daha düşük devirlerde, motor daha hafif yükte çalıştıkça, maksimum örtüşmeler yakıt tüketimlerini ve emisyonlarını azaltmak için kullanılabilir. Hava girişi ve egzoz valflerinin zamanlaması, genellikle eksantrik milinin şekilleri ve faz açıları tarafından belirlenir. Giriş havasını optimize etmek için, farklı hızlarda farklı valf zamanlamaları gerekir [17]. Motorun performans özellikleri büyük oranda supapların zamanlamasından etkilenmektedir. Supap zamanlaması bir motor devri ve yükü için en ideal olacak şekilde ayarlanır. Bu operasyon bölgesi motorun yüksek hız ve gaz keleşinin tam açık pozisyonunda olduğu çalışma durumudur [18].

İçten yanmalı motorlarda kam mili supapların açılıp kapanmasını sağlayarak güvenilir bir supap çalışması elde edilmesine yarar. Değişken olmayan sabit supap zamanlaması kullanılan motorlarda supap zamanlaması motorun en çok çalıştığı operasyon bölgesine göre ayarlanır. Bu operasyon noktasının dışında kalan bölgelerde motor düşük verim ile çalışır. Motorun yüksek ve düşük çalışma devirlerinde zıt özellikleri olan parametrelere sahip olmak için motorun bütün operasyon noktalarında silindir içine aldığı dolgu miktarı, tasarım sonucunda ortaya çıkarılan belirli bir operasyon bölgesindeki dolgu miktarına yakın değerlere getirilmesi gerekir [18].

Motorun elde edilen performansında artış sağlamak için supap zamanlaması üzerine çalışmalar devam ettirilmektedir. Yapılan çalışmalar sırasıyla, supapların çalışması sırasında oluşan kayıpların ortadan kaldırıldığı çoklu supap teknolojisi ile başlamaktadır. Bu teknoloji sayesinde silindir başına kullanılan supap sayısı arttırılarak her bir strokta silindir içine alınan karışımın en fazla miktarda olması hedeflenir. Bu teknolojiyi supapların emme ve egzoz zamanlarının motor çalışma bölgesine bağlı olarak değişebilir yapılması izler. Motor devri arttıkça pistonun hızı, hıza bağlı olarak silindir içine alınan dolgu malzemesinin hızı sürekli olarak değişeceği için supap zamanlamasının da buna bağlı olarak sürekli değişmesi gerekmektedir [18]. Bu amacın gerçekleşmesi için değişken supap zamanlaması diye adlandırılan motor teknolojisi kullanılır. Motorun devrine göre supapların açılış ve kapanış zamanı, açılacağı miktarı belirleyen mekanizmalar kullanılır. Bu sistem motorun çalışma koşullarına bağlı olarak olabildiğinde en iyi uyumu sağlayan, her devirde silindirlere alınan en yüksek dolu miktarı, performansı ve verimi sağlayabilir [19].

Genellikle bir yol motoru düşük yük ve düşük hız koşulları altında çalıştırılır. Buji ateşlemeli motorlarda yük azaltmanın geleneksel olarak, bir gaz keleşi valfi vasıtasıyla emme zamanı sırasında ilave kayıplar getirilmesiyle gerçekleştirildiğı bilinmektedir. Bu çalışma noktalarında, motor verimi tepe değerlerden daha düşük değerlere düşer. Emme ve egzoz valf zamanlaması için yapılacak optimizasyon, kısmi yüklerde pompalama kayıplarında önemli azalmalar sağlayabilir [20].

Motorda kullanılan değişken zamanlı supap teknolojisinin maliyeti, dayanıklılığı ve güvenilirliğinin yeterli olabilmesi için kullanılan elektronik kontrol sistemi mekanizmaları tasarlamak çok zordur. Teknoloji üreticileri genellikle daha düşük maliyet elde edebilmek için değişken supap zamanlamasını elde eden mekanizmaların bütünün ya da bir kısmının faydasını veren daha basit yöntemleri tercih eder. Bu teknolojilerde genellikle supapların erken açılması ve emme supaplarının erken kapatılması yani fazın kaydırılmasını sağlayan bir mekanizma vardır [17]. Bununla birlikte istenilen zamanlama varyasyonlarını kabul edilebilir maliyet, dayanıklılık ve güvenilirlikle üretebilen VVT mekanizmalarının

tasarlanması açıkça zor olduğu için, motor üreticilerinin bazılarını veya tümünü sunan daha basit alternatifleri takip etmeye devam etmeleri beklenebilir [20].

2.1.2. Küçük hacimli yüksek performanslı motorlar (Downsizing)

İçten yanmalı motorun küçültülmesi genellikle silindir sayısının azaltılması ve eş zamanlı olarak turboşarj yoluyla ortalama basıncın (IMEP) artırılmasıyla gerçekleştirilir. Buda azalan motor hacmiyle birlikte güç ve torkun korunmasına izin verir [20]. Araç sabit bir hızda sürüldüğünde, motor düşük yük koşullarında çalışır. Bu, özellikle bir gaz kelebeği tarafından kontrol edilen geleneksel mevcut benzinli motor için zayıf bir motor verimliliğine yol açar. Throttling pompalama kayıpları üretir ve verimliliği azaltır [21]. Termal ve mekanik kayıplar azalır, motor ağırlığı düşer, motor daha optimum yakıt ekonomisine sahip olabilir. Küçültme seviyesi motor bileşenlerinin termal ve mekanik dayanımına bağlı olarak sınırlanır. Bu limit değerlerini aşmamak için basınç ya da geometrik (hacimsel) sıkıştırma oranı azaltılmaktadır [22].

Yakıt ekonomisindeki bu gelişmenin nedeni, motorun aynı güç gereksinimi altında nispeten daha yüksek bir yükte çalışabilmesidir. Daha küçük bir motor kullanmak özellikle büyük benzinli motorların verimliliğinin genellikle düşük olduğu düşük güç gereksiniminde daha az sürtünme kayıpları anlamına gelir. Spesifik motor çıktılarında tork ve gücü arttırmak için çeşitli teknolojiler uygulanmaktadır. Bunlardan bir tanesi, emme havasını basınçlandırmak ve yanma odasına bu yüksek basınçlı havayı göndermektir. Bu şarjlama sisteminde motorun girişinde kompresöre ihtiyaç vardır. Turboşarjlı sistemlerde türbin egzoz gazı yardımıyla çalışmakta ve kompresörü çalıştırmaktadır. Kompresörün emme havasının basıncını arttırmasıyla tork ve güçte artış sağlanır [22].

Bu teknolojiye bir alternatifte kompresörün elektrikli motor tarafından çalıştırılmasıdır. Elektrikli tahrikli süperşarjlı motor (EDS), motor hızından bağımsız olarak gerektiğinde daha fazla hava almayı sağlar. Yüksek hızlar sürüşte, motorda ve

yataklarda problemlere sebep olurlar, bu yüksek maliyet ve düşük güvenlik demektir [22].

Kullanılan motorunun hacminin küçültülmesi ve performansında artış sağlanması için kullanılan stratejileriyle;

- Daha küçük silindir hacmi sayesinde daha az sürtünme kayıpları
- Daha küçük silindir hacmi sayesinde hareketli olan kütlelerin azaltılması,
- Turbo besleme kullanılarak torkun geniş devir aralığına yayılması,
- Çift besleme (turbo + kompresör) kullanımı ile, turbo boşluğunu azaltılması ya da tamamen yok edilmesi,
- Gelecek yıllarda hibrid teknolojilerin, küçülen motor hacimlerini desteklemek için daha verimli olarak kullanılması,
- Küçük hacim teknolojisi kullanılan bu motorlarda iç soğutma daha iyi yapılabildiğinden, direkt enjeksiyon uygulamasının verimliliği artırılması
- İçten yanmalı motorda daha düzgün bir güç üretim aralığı elde etmek için değişken yükleme yapılabilmesi, diye sıralanabilir [23].

Günümüzde ve yakın gelecekte kullanılan motorların birim hacmine göre güç ve tork değişimleri Tablo 2.1. ve Tablo 2.2.'de gösterilmektedir. Şu an kullanılan içten yanmalı motorlarda bir litrelik motor hacmi başına süper şarjlı direkt enjeksiyonlu dizel motorlar için 65 kW ve süper şarjlı değişken sıkıştırırmalı benzinli motor için 110 kW güç üretimi sağlanmaktadır. Gelecekte geliştirilmiş olan teknolojilerle birlikte bir litrelik motor hacmi için; süper şarjlı direk enjeksiyonlu dizel motor için 80 kW ve süper şarjlı değişken sıkıştırırmalı benzinli motor için 130 kW güç üretimi elde edilmesi planlanmaktadır [23].

Tablo 2.1. Motor hacminin litresi başına güç ve tork-yaygın mevcut durum

	kW/l	HP/l	Nm/l
Süperşarjlı direk enjeksiyonlu dizel	65	87	150
Tabii emişli benzinli motor	65	87	100
Süperşarjlı değişken sıkıştırırmalı benzinli motor	110	147.5	200

Tablo 2.2. Motor hacminin litresi başına güç ve tork-gelecekteki durum

	kW/l	HP/l	Nm/l
Süperşarjlı direk enjeksiyonlu dizel	80	107	200
Tabii emişli benzinli motor	65	87	100
Süperşarjlı değişken sıkıştırılmalı benzinli motor	130	174	250

2.1.2.1. Aşırı doldurma uygulamaları

Aşırı doldurma teknolojisi ile birlikte içten yanmalı motorlarda birim zamandaki yapılan iş arttırılır, özgül yakıt tüketimi ve elde edilen emisyon değerleri düşürülür. Bu sistem hem üretici hem de çevre şartları için oldukça önemli bir iyileşmedir. Sistemi genel olarak açıklamak gerekirse aşırı doldurma işlemi, içten yanmalı motorun yanma odası atmosfer basıncında alabileceği hava miktarından kullanılan kompresör sayesinde daha basınçlı ve fazla miktarda sıkıştırılmış hava alabileceği anlamına gelir.

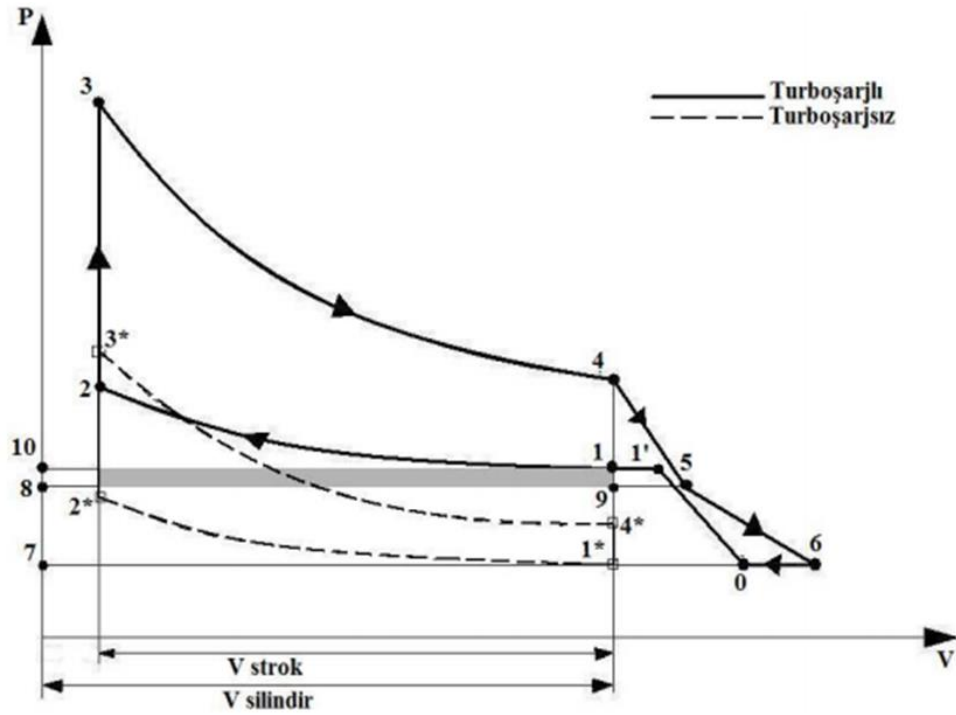
Bu teknoloji sabit hava yakıt oranı için, yanma odası içine daha fazla hava alınmasını sağlar ve hava yakıt oranı arttırılarak daha iyi yanma elde edilir. Aynı zamanda atmosfer basıncına olan bağımlılıkta azaltılmış olur. Aşırı doldurma teknolojisi ile birlikte küçük hacimli motorlardan aynı güç değerleri elde edilebilir. Küçük hacimli motor kullanılmasıyla motor ağırlığında azalma elde edilmiş olur, sürtünme ve mekanik kayıplar azalır, motor daha yüksek devirlerde çalışabilir. Bu teknolojiler ve iyileştirmeler sayesinde motorda verim artışı ve özgül yakıt tüketiminde düşüş elde edilir. Aşırı doldurma teknolojileri tahrik edilme kaynaklarına göre sınıflandırılabilirler [24].

Turbo aşırı doldurma uygulaması, Turboşarj, yakıt tüketimini azaltmak ve CO₂ emisyonlarını düşürmek için benzinli motorların geliştirilmesinde giderek daha önemli bir rol oynamaktadır. Turboşarj tasarımı, benzin motorunun performansını iyileştirmek için kullanılan önemli bir tekniktir [25]. Egzoz gazı ile tahrik edilen aşırı doldurma sistemleri düşük motor devirlerinde elde edilen performansı arttırma sağlamaktadır. Değişken geometrili türbin (VGT), türbin kanatlarına yönlendirilen egzoz gazı, elektronik bir eyleyici sayesinde kapalı çevrimi kontrol etmektedir. Bu

sayede kompresörün çıkışında elde edilen basınç oldukça hassas olarak kontrol edilmektedir [26].

Turboşarj sistemleri bir kompresörden (sıkıştırıcı/doldurucu), kompresörü tahrik eden bir milden ve mile güç veren bir türbinden oluşur. Bunların yanında sistemde bazı yardımcı elemanlar mevcuttur. Kompresör çarkının hızlandığı hava akışı bir yayıcıda yavaşlatılarak kinetik enerjisi basınç enerjisine dönüştürülür. Türbin tarafında ise egzoz gazlarının enerjisinden daha fazla iş elde etmek amacı ile, gaz kanalları türbin kanat profiline uygun olarak şekillendirilmiştir. Günümüzde binek araçların büyük çoğunluğunda, diğer aşırı doldurma sistemlerine göre sahip olduğu avantajlar nedeniyle turboşarj tercih edilmektedir. Turboşarj sistemi diğer doldurucu sistemlere göre boyut olarak daha küçük ve daha hafiftir. Bununla birlikte egzoz gürültüsünü azaltır ve motorda daha az güç kaybına neden olur. Türbin yüksek devirlerde (100.000-240.000 d/d) döndüğü için kompresör daha kararlı çalışır [27].

Benzinli motor için turboşarjlı ve turboşarjsız Otto çevrimi Şekil 2.1.'de verilmiştir. Şekilde verilen Otto çevriminde sürekli çizgiler turboşarjlı çevrimi, süresiz çizgiler ise turboşarjsız çevrimi göstermektedir. 4-5 noktaları arasında elde edilen egzoz gazları git gide genişlemekte ve en son türbine geldiklerinde atmosfer basıncına kadar düşerek iş üretmektedir. Türbinde üretilen bu iş kompresörün çalışmasında kullanılarak atmosfer basıncındaki havayı 1 noktasına kadar sıkıştırmakta ve ara soğutucuya girerek sabit basınç ile soğutup 1 noktasına gelmektedir. Şekilde gri alan olarak gösterilen 1-9-8-10 noktaları arasındaki alan kompresör çıkışındaki basınç ve türbin girişindeki fark kullanılarak hesaplanır. Kompresör çıkışındaki basıncın türbin girişindeki basınçtan daha küçük olduğu durumlarda pozitif iş elde edilir, kompresör çıkışındaki basınç türbinin girişindeki basınçtan küçük olduğunda piston fazladan süpürme işi yapmış olur. Turboşarj uygulamalı ve turboşarj uygulamaz çalışmaları kıyaslandığında bir çevrimde turboşarj sayesinde daha fazla iş elde edildiği görülmüştür. Aynı zamanda turboşarjlı motorun yüksek basınca dayanıklı malzemelerden imal edilmesi gerektiği görülmektedir [27].



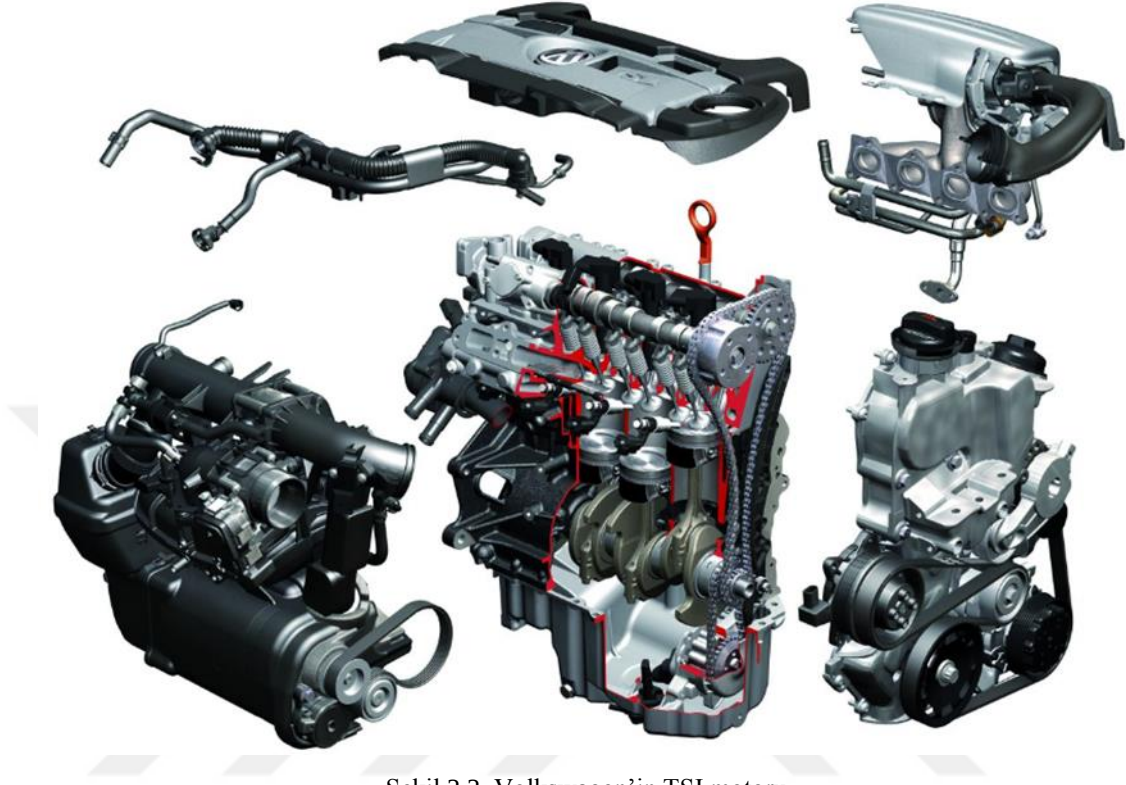
Şekil 2.1. Turboşarjlı buji ateşlemeli motor için Otto Çevrimi

Mekanik aşırı doldurma (süperşar/kompresör) uygulaması, kompresörün çalıştırılması için gerekli olan enerji, motorun krank milinden veya harici olarak bir kaynaktan güç verilerek alınır. Mesela; TSI motorlarda kompresör uygulamalarında tahrik morou tarafından kayışla yapılabilmektedir. Manyetik kavramayla da devreye girebilir, bu uygulamada bazı devir aralıklarında ve kompresöre ihtiyaç duyulması dahilinde kullanılır [27].

Hem turbo hem de mekanik aşırı doldurmanın birlikte uygulanması, çift beslemeli motor teknolojileriyle, kompresör uygulamasının düşük devirlerdeki gücü ve turbonun yüksek devirlerde yüksek performansı birlikte kullanılarak kesintisiz bir performans sağlanabilmektedir. Küçük hacimli motorlara rağmen motorun performans özelliklerinden herhangi bir ödün verilmeden yakıt tüketimi düşürülmektedir.

Daha küçük hacimli motor kullanılmasına rağmen, yüksek güç ve torkta düşüş olmaksızın yakıt tüketimi düşürülmektedir. Motordan elde edilen güç ile mekanik olarak tahrik edilen kompresör ve egzoz gazları tarafından tahrik edilen turboşarj seri

bağlı olarak motorda çift beslemeli ve kesintisiz güç uygulanmasını sağlar. Örnek uygulama, Şekil 2.2.'de gösterilen Volkswagen TSI motordur [27].



Şekil 2.2. Volkswagen'in TSI motoru

2.1.3. Dur kalk sistemleri

Dur-kalk (stop-start) uygulaması, içten yanmalı motorun çalıştırılmasına ihtiyaç duyulmadığında motorun durdurulması prensibine dayanır. Bu uygulama, aracın kırmızı ışıktaki ya da trafikte durması gerektiğinde, şehir içi toplu taşıma için kullanılan araçların duraklarda bekleme süresince, araçların motorlarını otomatik olarak durdurarak motorun sadece çalışması gerektiğinde çalışır duruma getirir. Bu teknoloji sayesinde araçlarda kullanılan motorların çalışma süreleri en aza indirilerek yakıt tüketimi ve CO₂ emisyonlarında azalma elde edilir.

Dur-kalk sistemine sahip olan araçlarda yakıt tüketiminde ve CO₂ emisyonlarında %5'e kadar azalma sağlanabilmektedir. Her geçen yıl daha da daralan emisyon standartları göz önüne alındığında gelecekte üretilen araçların çoğunda dur kalk sistemlerinin kullanılacağı ön görülmektedir [27].

Motorun durdurulma ve yeniden çalıştırılma stratejisi dört ana husustan oluşmaktadır.

Bunlar;

- Motorun durdurulduğunun algılanması
- Durdurma sürecinin kontrolü
- Motorun çalıştırılması gerektiğinin algılanması
- Çalıştırma sürecinin kontrolü

Manuel vites kutulu araçlarda araç durduğunda, ayak debriyaj pedalından çekildiğinde; otomatik vitesli araçlarda ise araç durduktan sürücünün ayağı frene basılı olduğu sürece sistem çalışır ve otomatik olarak motoru durdurur. Bu süre boyunca araç gösterge paneli üzerinde "Start-Stop" yazısı görülür. Motoru yeniden çalıştırmak için manuel vitesli araçlarda debriyaj pedalına basıldığında, otomatik araçlarda ise ayak frenden çekilmeye başlandığında sistem motoru yeniden çalıştırmaya başlar [27].

Start stop'un aktif olduğu zamandan motorun çalışması yani krank alması sırasında yakıt ekonomisi bozulduğu için, motorun rölanti stratejisi önem kazanmaktadır. Motorun rölantide çalışma anında harcadığı yakıt, motorun durması ve tekrar çalışması için gerekli olan yakıtı telafi edememe durumu olan “geçersiz rölanti durması” oldukça önemlidir [28].

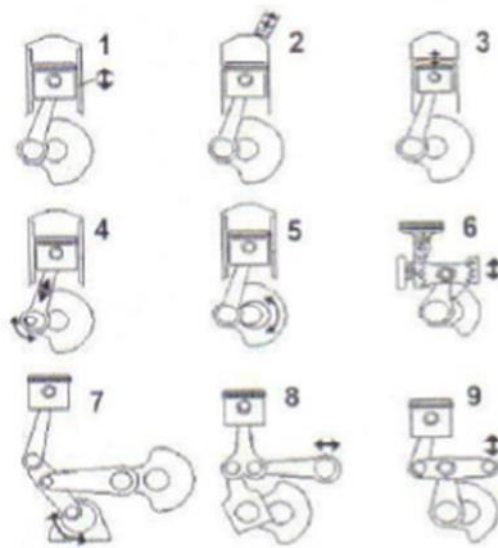
Yakıt ekonomisi dışında, motorun hızlı çalışması ve sürülebilirliğine dikkat edilmelidir. Dur kalk uygulaması motorlarda ekstra titreşim ve sese sebep olur. Sürücünün konforu azalmamalıdır. Motorun dur kalk geçişleri sırasında motor çıkış emisyonları oldukça yükselir, bu anda katalizörler hava yakıt oranı sitokiyometrik olarak tutturulamadığı ve sıcaklığı düştüğü için yüksek verimde çalışamazlar. Bunları önlemek için çeşitli motor stratejileri vardır [28].

2.2. Değişken sıkıştırma oranı uygulanması

İçten yanmalı bir motorda sıkıştırma oranı, motor hacminin yanma odasının en büyük ve en küçük hacmi arasındaki oran anlamına gelir [29,30]. Yüksek sıkıştırma oranı motordan daha fazla enerji elde etmeyi sağlar. 1876'da Nicolaus Otto tarafından dizayn edilen ilk buji ateşlemeli motorun sıkıştırma oranı 2,5:1'dir. Benzinli motorlarda sıkıştırma oranını motorda kullanılan malzeme dayanımı ve vuruşu oluşumu limitler. Genelde petrol kullanılan motorlarda sıkıştırma oranı 10:1'dan fazla değildir fakat 1995-1972 yılları arasında bazı motorlarda 13:1 sıkıştırma oranından fazla oranlara izin verilmiştir. İlk değişken sıkıştırma motoru Harry Ricardo tarafından 1920 yılında yapılmıştır ve günümüzde hala kullanılmaktadır [31].

Değişken sıkıştırma oranı çeşitli yükler altında yakıt verimini artırır [32]. Benzinli motorlarda sıkıştırma zamanında maksimum basınç, hava-yakıt karışımı bozulması sebebiyle limitlenir. Daha çok güç elde etmek için daha fazla yakıt kullanılmakta ve daha çok havanın yanma odasına gönderilmesi ihtiyacını oluşturmaktadır. Bu durumda eğer sıkıştırma oranı düşürülmezse motorda vuruş meydana gelebilir. Çözüm olarak farklı motor hız ve yüklerinde çeşitli giriş basıncı ve ayarlanabilir sıkıştırma oranı kullanılmasıdır [31]. Motorda değişken sıkıştırma oranı elde etmek için bazı değişiklikler yapılması gerekir. Bunlardan bazıları aşağıdaki gibidir ve Şekil 2.3.'de gösterilmektedir;

- 1- Mafsallı motor bloğu
- 2- Yanma odasına ek hacim eklenmesi
- 3- Piston geometrisinde değişim
- 4- Eksantrik biyel-krank kolu kullanımı
- 5- Eksantrik krank şaft kullanımı
- 6- Dişli krank mekanizması kullanımı
- 7- Krank kolu ve biyel kolu arasında ekstra mafsal kullanımı
- 8- Krank kolu ve biyel kolu arasında ekstra mafsal kullanımı
- 9- Krank kolu ve biyel kolu arasında ekstra mafsal kullanımı

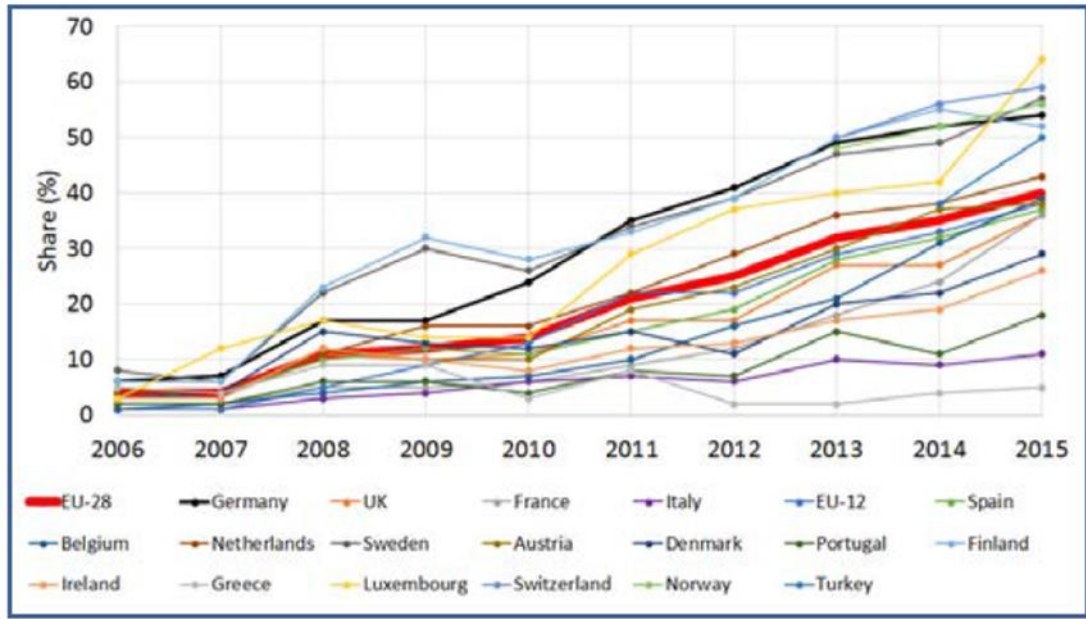


Şekil 2.3. Değişken sıkıştırma oranı uygulamaları

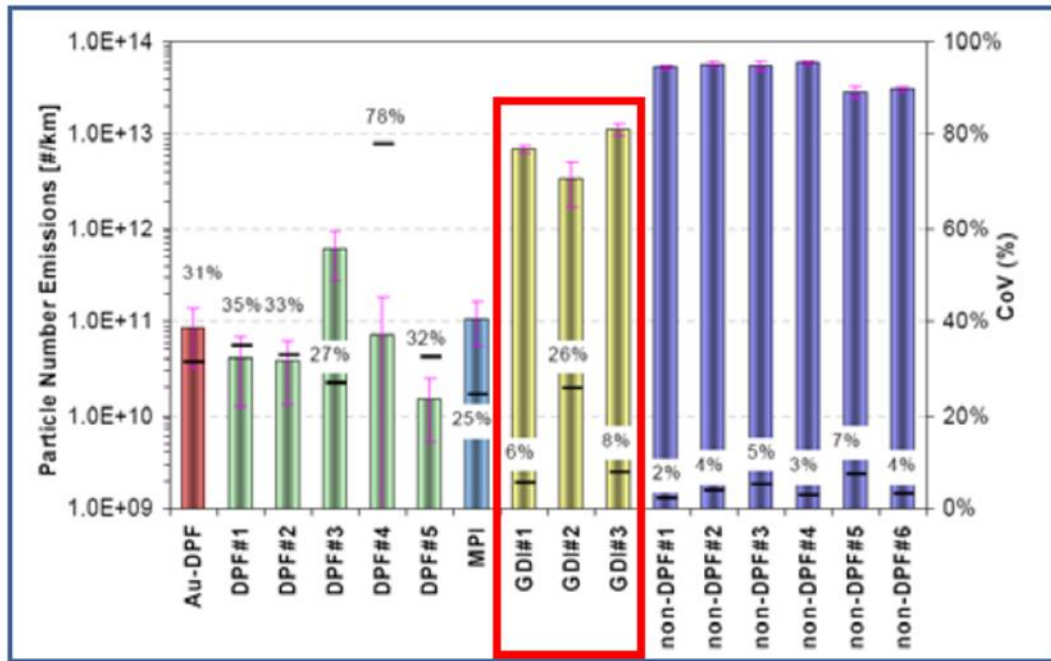
Uygulanan diğer motor teknolojileri ise; küçük hacimli motorların kullanılması, yüksek performanslı motor teknolojilerine yönelik uygulamalar; silindir başına düşen supap sayısının artırılması, geliştirilmiş yanma konsepti, hibrit motorların kullanılması, oksijen sensörü için kullanılan farklı stratejiler, yağlama sistemleri, aşırı doldurma uygulamalı direkt enjeksiyonlu aşırı doldurmalı ve dual enjeksiyon uygulamalarıdır [27].

2.2.1. Benzin partikül filtre (GPF)

Son yıllarda, Avrupa birliği iklim politikası ve binek araçlardan kaynaklanan CO₂ emisyonlarını düşürmek için GDI (gasoline direct injection) teknolojisini desteklemiştir. Ulusal Taşımacılık Konseyi (ICCT)'nin 2015 yılında belirttiği üzere, AB'de yeni dizel olmayan binek otomobillerin %40'ı GDI'dır (Şekil.2.4.). CO₂ mevzuatı AB'de yakıt tasarrufu sağlayan GDI araçlarını teşvik eder fakat GDI araçlarının yaydığı parçacıklar, özellikle gerçek sürüş koşullarında 6×10¹¹km'lik Euro 6c sınırından daha yüksektir [3].



Şekil 2.4. GDI AB'de yeni dizel olmayan binek otomobillerde GDI kayıtlarının payı, ICCT cüzdanı 2016/17



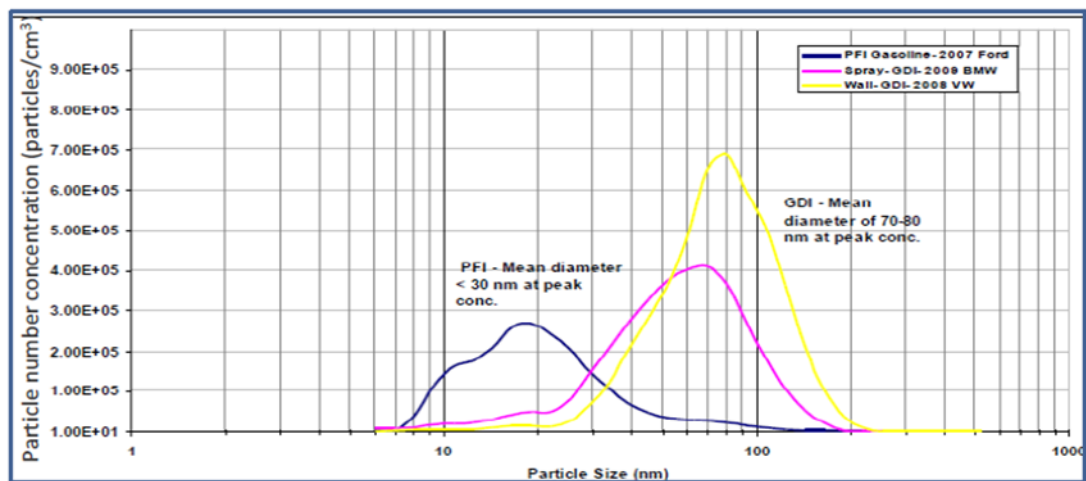
Şekil 2.5. PMP Inter-Laboratuvar korelasyon çalışması final raporu

Benzin partikül filtre (GPF) tüm sürüş koşullarında ultra ince partiküllerin sayısını azaltmak için etkili bir yol sunmaktadır.

Benzin partikül filtresi (GPF) yaygın bir kirletici madde olan partikül emisyonlarını yakalamak ve azaltmak için benzinli araçların egzoz borusuna monte edilebilen bir cihazdır [34].

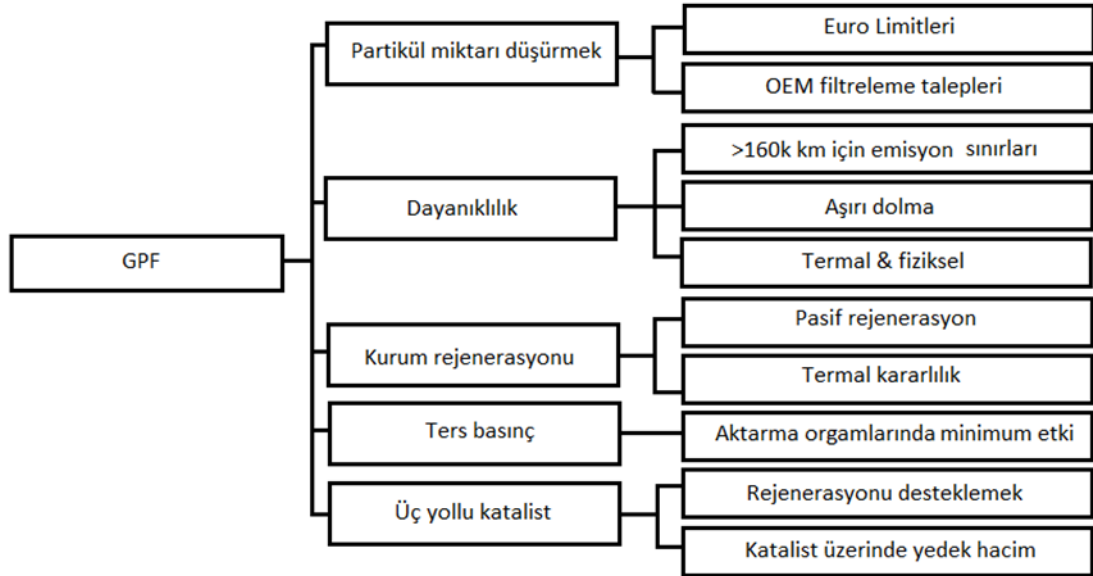
GDI (gasoline direct injection) araçlarındaki partiküllerde temel ve organik karbon ile ilgili olarak, Kaliforniya Hava Kaynakları Kurulu (CARB) FTP test çevrimi 1.fazında toplam karbonun en yüksek olduğunu ve bu toplam karbonun %70-90'ını temek karbondur. FTP testinin 2. ve 3. fazı için, toplam karbon oldukça düşer ve toplam karbonun %50-80'i organik karbondur. Benzinli motorların partikül büyüklüğü CARB tarafından tanımlanmıştır. Şekil 2.6.'da direk enjeksiyonlu benzinli araçlarda Kaliforniya LEV II partikül emisyonları sertifikasyonu CARB gösterilmiştir [3].

Port yakıt enjeksiyonlu araçlarda genel olarak, FTP çevrimi sırasında motorun soğuk çalışması sırasında 30nm'den daha düşük partikül büyüklüğüne sahiptir. Motorun soğuk çalışmasında 1.faz boyunca, GDI motorlarında partiküller genellikle daha büyük boyuttadır. Yani partikül çapları pik konsantrasyonunda 70-80nm ve ortalama 50-90nm arasındadır [3].



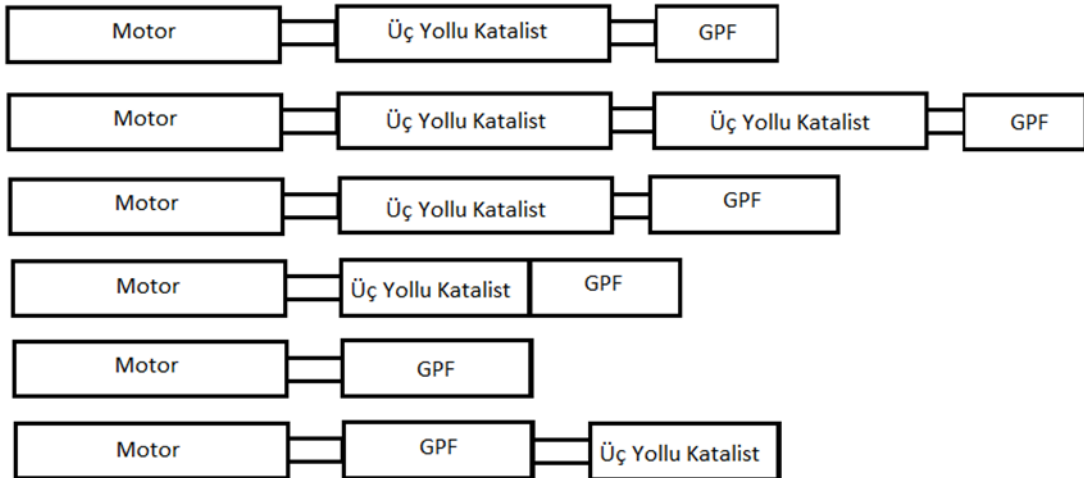
Şekil 2.6. Direk enjeksiyonlu benzinli araçlarda Kaliforniya LEV II partikül emisyonları sertifikasyonu; CARB, 20th CRC On-Road Vehicle Emissions Workshop, San Diego, Mart 2010

GPF'ler için 3 tip tuzaklama mekanizması vardır, önleme, sıkıştırma ve difüzyon. Tuzaklama mekanizması partikül büyüklüğüne bağlıdır. Küçük partiküller



Şekil 2.8. GPF tasarımı için gereksinimler

Birçok olası GPF kullanımı şeması vardır. Bunlardan bazıları Şekil 2.9.'da gösterilmektedir.



Şekil 2.9. Bazı GPF uygulamaları

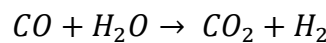
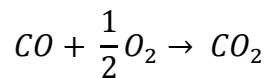
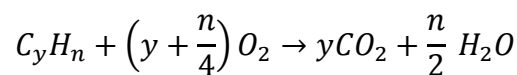
2.2.2. Katalitik konvertör

İçten yanmalı motorlarda kullanılan yakıtın yanması ile birlikte hidrokarbon kökenli yakıtların yanması ile karbondioksit, su buharı ve azot bileşikleri elde edilir. Fakat bu yanma sırasında ideal koşulların sağlanamaması sebebiyle tam yanma gerçekleştirilemez ve çevre sağlığına zararlı, hava kirliliğine sebep olan CO, HC,

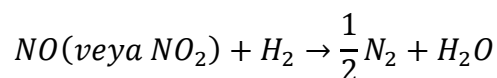
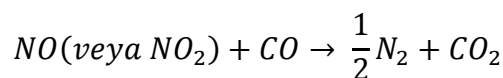
NO_x, partikül madde ve aldehitler oluşmuş olur. Havada bulunan CO, HC ve NO_x emisyonlarının oluşmasında en büyük etken içten yanmalı motorlardır. Bu emisyonlar insan sağlığı açısından ve çevreye zararlıdır. Örneğin; NO_x emisyonu, su buharı ile reaksiyona girdiğinde nitrik asit ve güneş ışınları ile reaksiyona girerek sis üretebilmektedir [35].

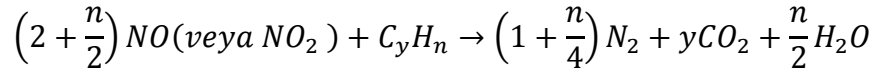
Günümüzde üretilen motorlarda kullanılan elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sistemleri benzinli ve dizel motorların sebep olduğu emisyon üretimini oldukça azaltmaktadır. Bununla beraber, katalitik konvertörlerin kullanımıyla birlikte elde edilen egzoz emisyonlarında düşme meydana gelmektedir. İlk uygulaması 1970'lerin başında yapılan katalitik konvertör kullanımıyla birlikte, sadece CO ve HC emisyonlarının kontrolü sağlanabilmiştir. 1980'lerde kullanılan katalitik konvertörlerde ise NO_x emisyonlarının kontrolü sağlanmış ve üç yollu konvertör “threeway converter” olarak isimlendirilmiştir. İçten yanmalı motorlarda kullanılan katalitik konvertörler ile birlikte %97'ye yakın oranda HC, %96'ya varan oranlarda CO ve %90'a yakın oranlarda NO_x emisyonlarında azalma elde edilebilmektedir. Aşağıdaki denklemler üç yollu katalitik konvertörlerin çalışma prensibini açıklamak için kullanılabilir [35].

CO ve HC emisyonlarının CO₂ ve H₂O formuna dönüşümü;

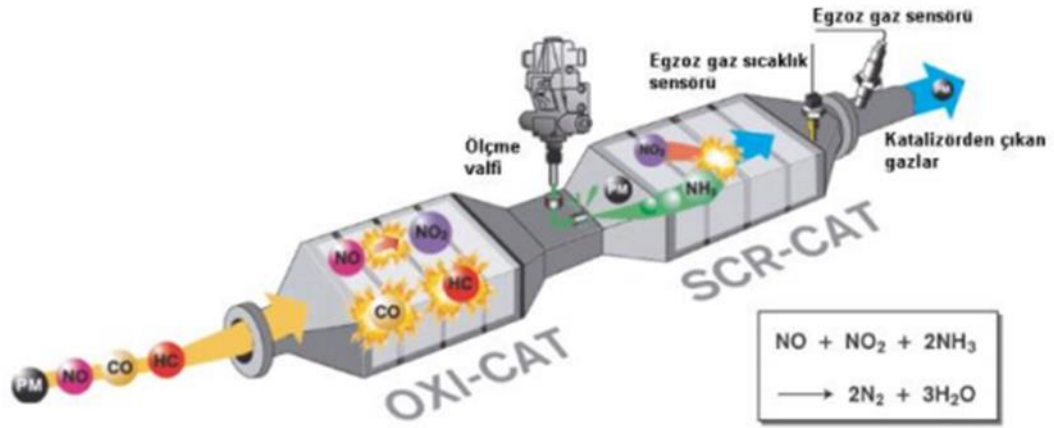


NO/NO₂ emisyonlarının N₂'ye indirgenmesi;





HC ve CO emisyonlarının azalması yani oksitlenebilmesi için silindir içine fazla oksijen alınması gerekir. Bunun aksine azot oksit emisyonlarını azaltmak için oksijen kullanacak bir bileşiğe ihtiyaç duyulur. Bu durum sonucunda, HC ve CO için gerekli olan oksijenin bir kısmı, NO_x'in indirgenmesi sırasında oluşan oksijenle karşılanabilir. Şekil 2.10.'da katalitik konvertör şematik olarak görülmektedir. Katalitik konvertörlerin etkin bir oranda emisyonları çevirebilmesi için özellikle 300°C veya üzerindeki sıcaklıklara ulaşmış olması gerekmektedir. Bu sebeple içten yanmalı motorların oluşturduğu emisyonların %60-80'i motorun ilk çalışması yani soğuk çalışma bölgesinde oluşturulur. Geçmiş on yılda araştırmacılar araçların soğuk çalışmada oluşturdukları emisyonların azaltılması için birkaç çalışma yapmıştır. Bunlardan bazıları; konvertörlerin elektrik ya da yakıtla ısıtılmasıdır. Bu sistemi 10 saniyeden 2 dakikaya kadar ısıtmakla birlikte katalitik konvertörün emisyonları daha etkin çevirebilmek için gerek duyduğu sıcaklığa daha hızlı erişmesini sağlar. Isıtma sistemleri motorun soğuk çalışma ile oluşturduğu CO ve HC emisyonlarının %70 oranında düşürülmesini sağlamıştır [8]. Bununla beraber, bu çalışmalar sistemi daha karmaşık ve duyarlı bir hale getirerek sistem maliyetinin artmasına sebep olmuştur. Bu sebeple günümüzde kullanılan teknolojilerde taşıt üreticileri katalitik konvertörleri egzoz manifolduna yakın olacak şekilde ve egzoz gazlarının akış yönünün yukarısında olacak şekilde yerleştirmektedirler. Böylece katalitik konvertör etkin sıcaklığına bir dakikanın altında ulaşabilmektedir [35].



Şekil 2.10. Katalitik konvertörün şematik yapısı

2.2.3. Hibrit araç teknolojisi

Hibrit araç teknolojisinde araçlar elektrik motoru, elektrik jeneratörü ve içten yanmalı motor ile çalıştırılabilir. Elektrik motoru, jeneratörü ve içten yanmalı motor değişik yapılarla birlikte araca bağlanabilir. Aracın tahrik yapısına göre geliştirilmiş hibrit araçların ana kontrolcü çalışma mantığı üç yapıyı kontrol ederek aracı farklı çalışma modlarında en yüksek verim elde edilecek şekilde sürer.

Hibrit araçların çalışma modları aşağıdaki gibi tanımlanabilir;

- Sadece elektrik modu
- Sadece içten yanmalı motor kullanımı
- İçten yanmalı motorun elektrik motoruyla desteklenmesi
- Jeneratör ve bataryanın paralel olarak içten yanmalı motor tarafından şarj edilmesi
- Jeneratörle kullanımıyla, aracın frenleme anındaki kinetik enerjisinin bataryaya depolanması

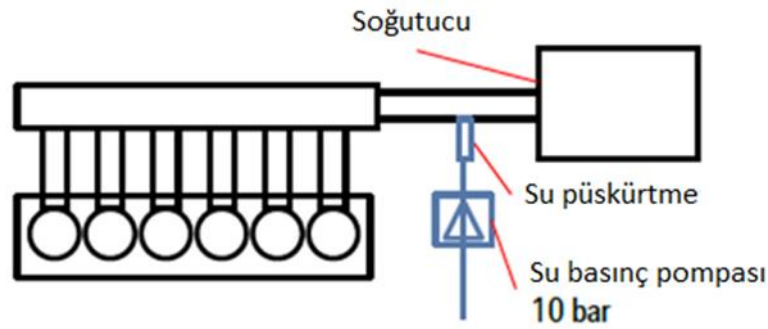
Hibrit araçların temel bileşenlerini enerji depolama sistemleri, elektrik makinaları, hibrit araç ana kontrolcüsü ve DC/DC çevirici oluşturmaktadır. Hibrit araçların bileşenlerinin hepsinin verimlilik oranlarının çağırılması, hibrit aracın tüm sisteminin

verimliliğini göstermektedir. Araçta kullanılan bileşenlerin ağırlığı ve hacimleri de aracın verimliliğini etkiler. Hibrit araçların yaygınlaşabilmesi için ağırlığı, hacmi, fiyatını ve kayıplarını azaltmak için kullanılan bileşenlerin verimini iyileştirici yönde çalışmalar arttırılmalıdır [36].

2.2.4. Su püskürtme (Water injection)

Su püskürtmenin teknik olarak uygulanması, çalışma prensibi ve etkinliği açısından büyük ölçüde farklılıklar gösteren çeşitleri vardır. Şekil 2.11. a Şekil 2.12. b Şekil 2.13. c Şekil 2.14. d’de su püskürtmenin dört farklı uygulama türü gösterilmektedir.

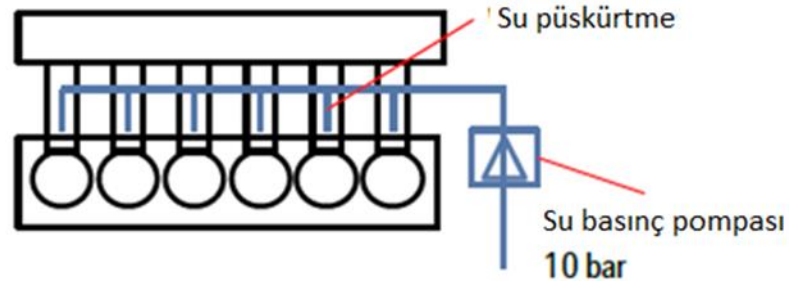
1. yöntem: manifolda su püskürtülmesi



Şekil 2.11.a manifolda su püskürtülmesi

Bu uygulamada su enjektör tarafından hava soğutucunun çıkışına püskürtülür. Püskürtülen su emme manifoldu içinde büyük ölçüde buharlaşır. Buna istinaden soğumaya ve alınan havanın yoğunluğunda da artışa sebep olur. Bu yöntemle yanma odasına giren kütle miktarı artar.

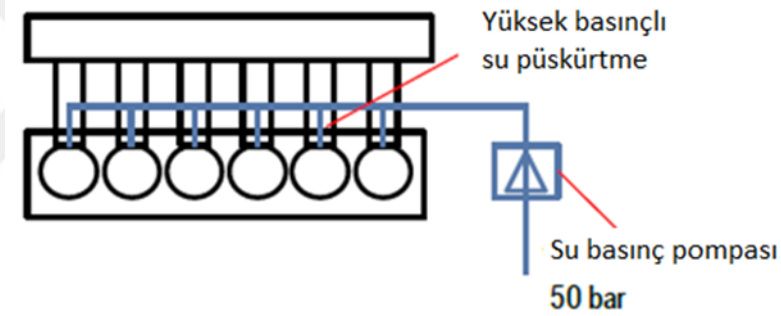
2. yöntem: emme manifolduna su püskürtülmesi



Şekil 2.12. b emme manifolduna su püskürtülmesi

Pompa ile basınçlandırılan su emme manifolduna silindir başına bir su enjektörü entegre edilmiştir. Püskürtme aralığının ve püskürtme geometrisinin zamanlamasına bağlı olarak, su emme manifoldunda buharlaşır veya yanma odasına sıvı halde girer.

3. yöntem: yüksek basınçlı direk su püskürtmesi



Şekil 2.13. c Yüksek basınçlı direk su püskürtme

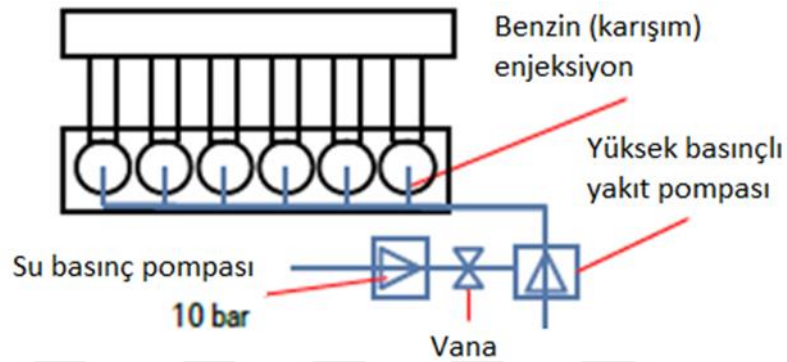
Su püskürtmesi, su pompası sayesinde yüksek olarak her silindirin yanma odasına yapılır. Bu uygulama için yüksek basınç sistemi gereklidir. Aksi takdirde sadece sınırlı bir püskürtme aralığı için kullanılabilir.

Bu sistem püskürtme aralığı ve sistem basıncı bakımından en yüksek serbestlik derecesini sağlamakta fakat, aynı zamanda sistem bakımından büyük kompleksliğe de sebep olur.

- Enjektörler su püskürtme ile birlikte soğur, bu yüksek hızda ve yükte her zaman minimum miktarda suyun enjekte edilmesi anlamına gelir.

- Eğer su haznesinde su tükendiye, enjektörlerin aşırı ısınmadan korunması için termal yüklenmeden korunması gerekir.

4. yöntem: karışım veya emülsiyon püskürtme



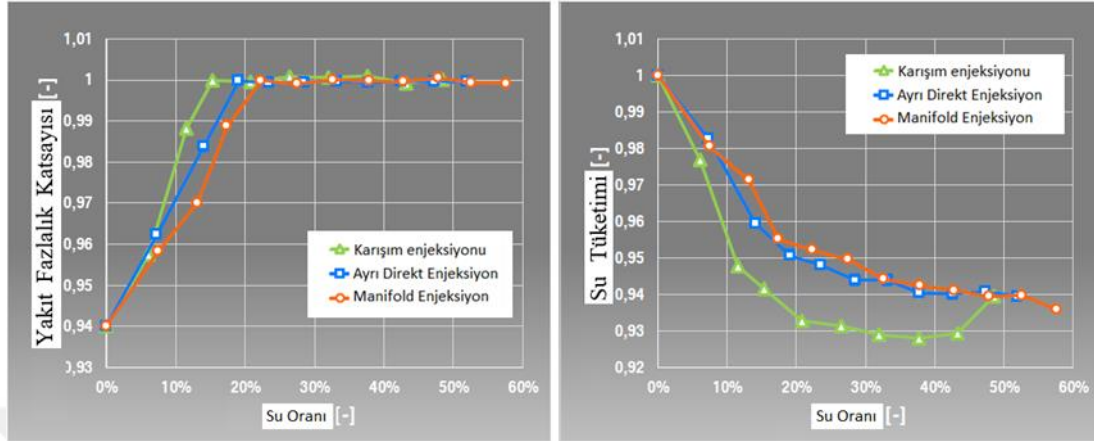
Şekil 2.14. d Karışım veya emülsiyon püskürtme

Su/benzin karışımını yanma odasına direk püskürtmek için benzin enjektörü kullanılır. Su benzine dozlama valfinin girişinde karıştırılır ya da yüksek basınç pompasının girişinde. Su benzin içinde çözülemez madde olduğundan iki akışkan ayrı iki fazda bulunur, bu faz ayrışmasının özel bir enjeksiyon sistemi ile önlenmesi gerektiği anlamına gelir.

Emme manifolduna su püskürtülen ilk iki püskürtme yöntemi emilen havanın sıcaklığının düşmesine sebep olur. Böylece gaz değişim kayıplarının azalmasını mümkün kılar ve hava soğutucusunun yükünü azaltır. Dört yöntemin ortak noktası, su püskürtmenin emme havasını soğutması ve gaz sıcaklığını düşürmesidir. Buna bağlı olarak, verimi arttırmak için daha iyi bir enjeksiyon açısı ve daha düşük egzoz sıcaklığı elde etmek mümkündür. Sonuç olarak ilave güç artışına gerek olmadan istenilen tork ve güç artışı elde edilebilir.

Eğer tam yük operasyon bölgesinde stokiyometrik çalışma elde etmek için gerekli olan su oranları karşılaştırılırsa ($n=5000d/d$, $w_i=2.4kJ/dm^3$) Şekil 2.15.'de görüldüğü gibi, su enjeksiyon çözeltileri arasında önemli farklılıklar vardır. Emişli yakıt enjeksiyonu ile karşılaştırıldığında karışım enjeksiyonu yaklaşık %30 daha az su

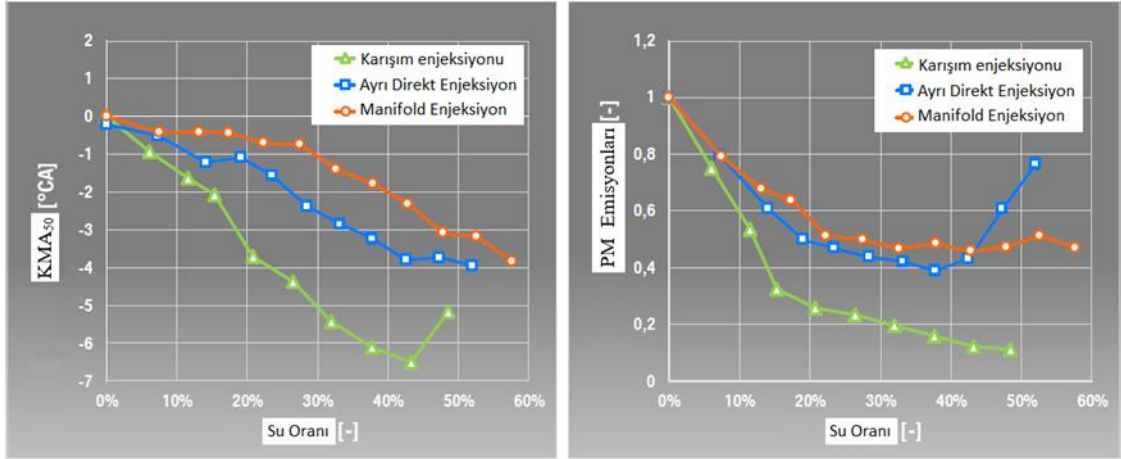
gerektirir, bu da belirli bir su deposu boyutuyla önemli bir menzile avantajını temsil eder.



Şekil 2.15. Üç farklı su enjeksiyonu yönteminin stokiyometrik operasyon bölgesinde gerekli su oranları ve tüketimi

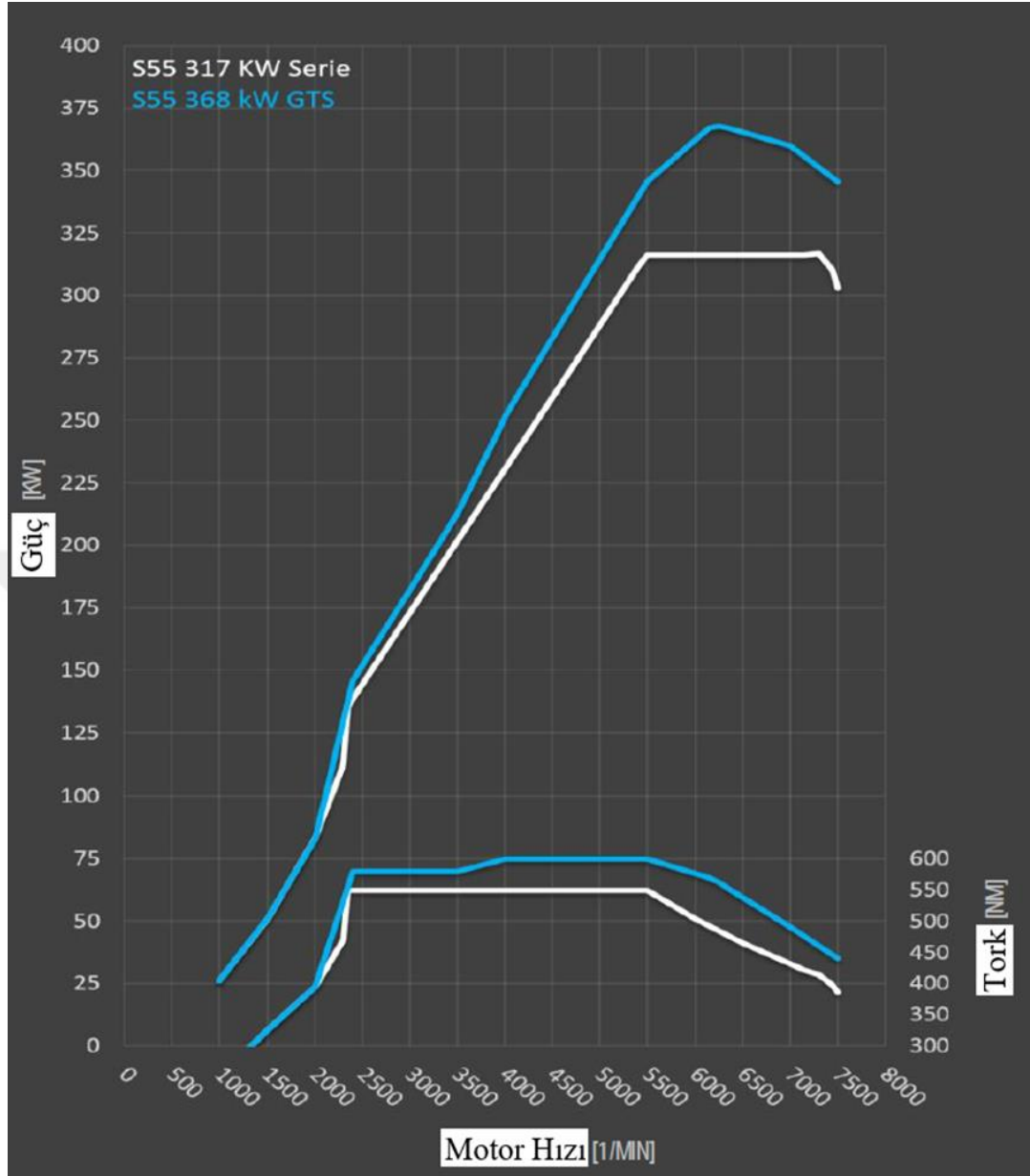
Üstteki Şekil 2.15.'in sağındaki grafikte elde edilebilir tüketim azaltımlarının karşılaştırılması gösterilmiştir. Şekilden de anlaşıldığı üzere karışım enjeksiyonunun belirgin bir termodinamik avantaj sağladığı açıktır. Diğer iki enjeksiyon yönteminde neredeyse benzer tüketimler görülse de, kullanılan su oranının iki katına çıkarılması gerekir. Bunların yanında aynı şekil, stokiyometrik hava oranına ulaşıldığında, su oranı yükseldikçe sadece küçük iyileştirmeler elde edilebilir.

Şekil 2.16.'da göreceli yanma kayması arasındaki karşılaştırma, karışım enjeksiyonunun vuruş davranışında en büyük etki payına sahip olduğu ve böylece erken %50 MFB pozisyonlarına izin verdiğini gösterir. Bu durum, önemli ölçüde azaltılmış partikül sayısı (PM) emisyonlarında da ifade edilen karışım enjeksiyonunun termodinamik avantajını açıklar.



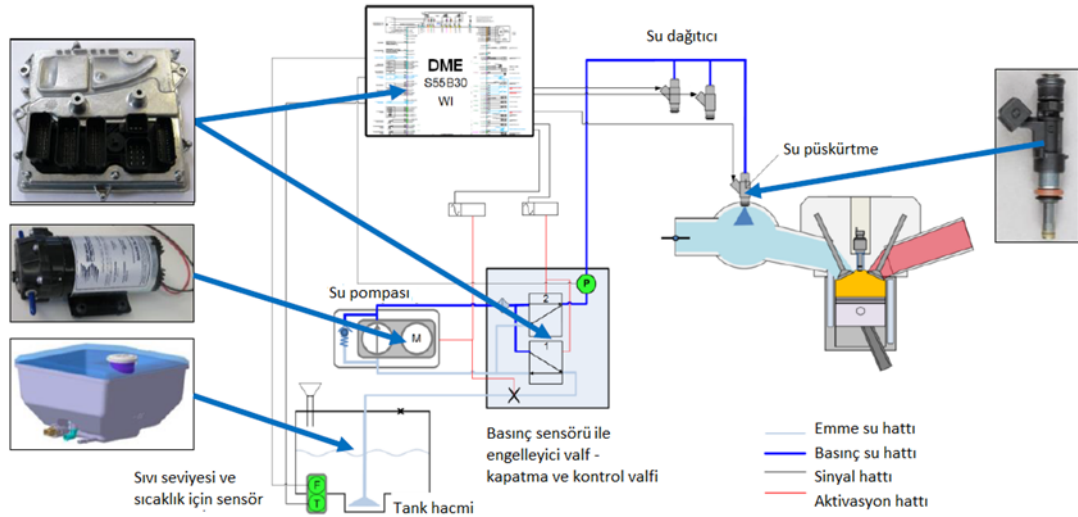
Şekil 2.16. Göreceli %50 yanmış kütle pozisyonu ve PM emisyonlarında çeşitli su enjeksiyon yöntemlerinin etkisi

Örnek olarak 2013 PM Emisyonları başlarında BMW M GmbH'nin geliştirdiği, turboşarjlı sıralı altı silindirli benzinli motorlu M4'ün GTS sürümü verilebilir. Bu sürüm sahip olduğu gücü 317 kW (431HP)'den 368 kW (500HP)'ye ve torkunu 550 Nm'den 600 Nm'ye arttırmıştır. Aracın üretime başlanma plan tarihi 3/2016 olarak belirlenmiştir. Şekil 2.17.'de gösterilmektedir [4].



Şekil 2.17. M4 GTS ve seri üretim aracın tork ve performans eğrilerinin karşılaştırılması

Araç geliştirme Motor Hızı aşamasından önce, güç ve tork artışının en iyi şekilde nasıl sağlanacağını keşfetmek için çeşitli ön araştırmalar ve çalışmalar yapılmıştır. Egzoz turboşarjını ve boyutlardaki artışla birlikte gaz kelebeği açıklıklarını yeniden yapılandırmaya ek olarak, yapılan araştırmalarla parçaların konumlandırılması da tekrar geliştirildi. Artan komponent yükleri ve geliştirilen teknolojilerle araç maliyetinin artması negatif sonuç olarak değerlendirilebilir. Alternatif yöntemlerden birisi olan su püskürtme. Yenilikçi bir çözüm olarak görülür ve mevcut araç alanına sığacak şekilde entegre edilebilir.

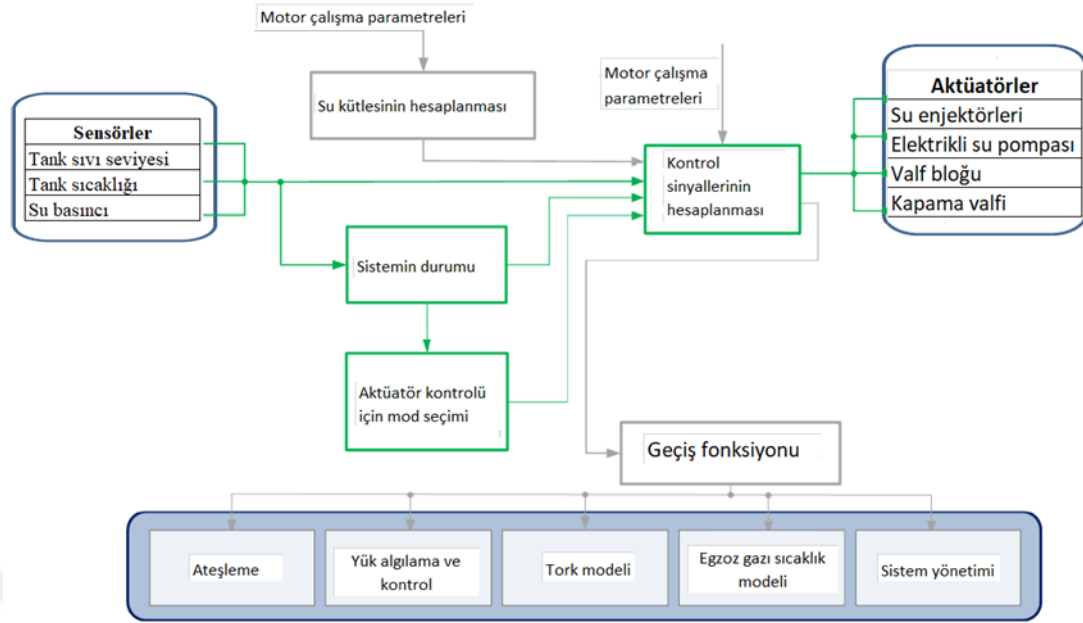


Şekil 2.18. M4 GTS su püskürtme sistemi şeması

Emme manifolduna su püskürtülmesi yönteminde manuel tank ikmal parça tasarımı yaklaşık 2,5 yıllık bir süreçte geliştirilmiştir. Tankın büyüklüğü bir su deposu dolumu beş yakıt deposu dolumu kadar yakıta yetecek ve bir yakıt deposu çalışma yapılacak operasyon yoluna yetecek şekilde seçilir.

Donanım açısından, su püskürtme sisteminde dijital motor elektroniği (DME), su pompası, su tankı, valfler, enjektör komponentleri (Şekil 2.18.) ilgili ara yüzler yardımıyla modüler olarak entegre edilebilir.

Fonksiyonel yapılar ve görüntüleme-kontrol kavramı (ABK) modüler bir şekilde entegre edilebilir. ABK sistemi sürücüye detaylı bir şekilde su kullanılabilirliği hakkında bilgi akmasını sağlar. Sonuç olarak su ikmal çözümü, pratik kullanımda kullanıcı tarafından çok iyi karşılanmaktadır. Motor durdurulduğunda su püskürtme sistemi hattı otomatik boşaltma fonksiyonu, su dondurma problemine çözüm getirir. Bu durumda, valf bloğundaki karmaşık devrelerle su depoya geri pompalanır. Şekil 2.19.'da fonksiyonel yapı şeması ve görüntüleme operasyon kavramı şeması görülmektedir.



Şekil 2.19. Fonksiyonel yapı şeması ve görüntüleme-operasyon kavramı

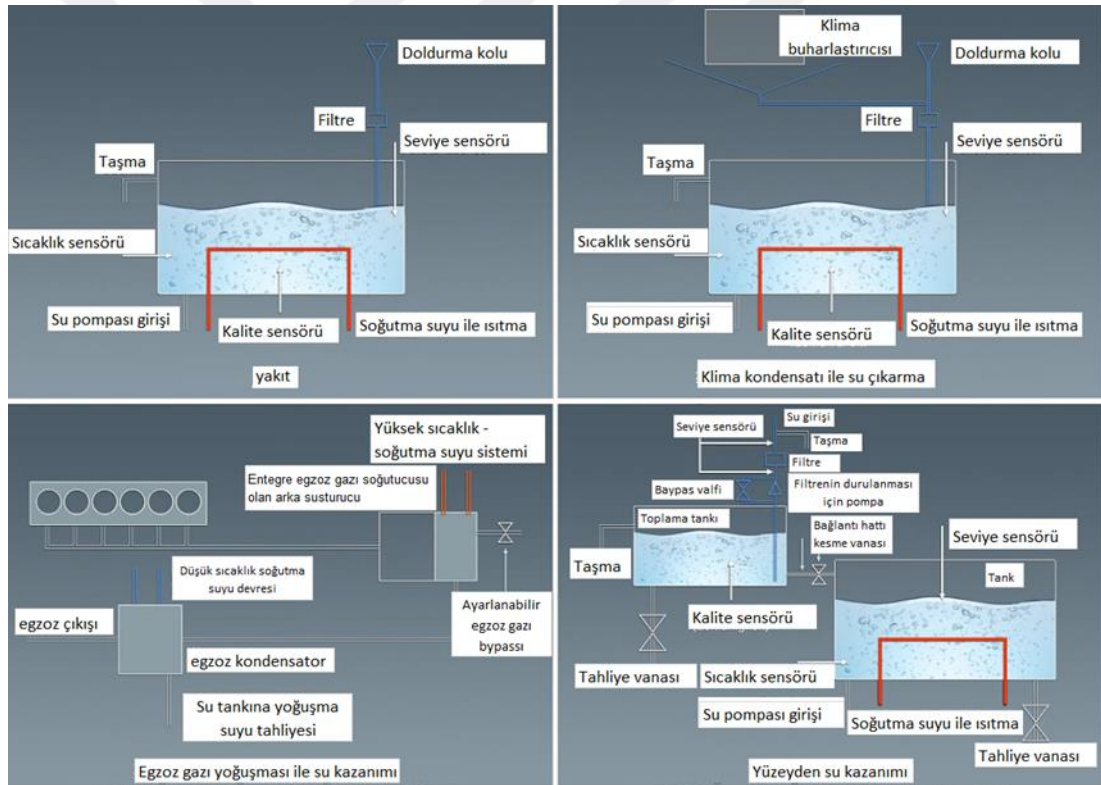
İnternetteki formlardan ve müşterilerden gelen doğrudan ilk geri bildirimlerde olumlu sonuçlar, tüm sistemin hem güç hem de torkun kullanılabilirliği ve isabetli dağıtımı ile ilgili olarak, su doldurma sistemi ve su ikmal sistemi ile ilgili olarak görülmüştür.

Benzinli motorlar için su enjeksiyonu uygulamasında önemli bir konuda, araca suyun tedarik edilmesidir. Su deposu için araçta sınırlı alan, gerekli suyun kalitesi ve yanlış sıvı doldurmaya karşı tedbir konularını açıklamak gerekir. Buna ek olarak soğuk hava koşullarında ve ayrıca biyolojik kirlenme altında sistem kullanılabilirliğini sağlamak içinde yöntemler önemlidir.

Su ihtiyacı; aracın çalışma operasyon bölgesine bağlı olarak yük/hız oranına göre değişiklik gösterir. Nominal güç aralığında, optimum su kütlesi, yakıt kütlesinin tahmini %30 ile %40'ı kadarken, düşük ve orta yüklerde neredeyse hiç su gerekli değildir veya çok küçük bir miktarda su akışı yeterli olur. Sonuç olarak, su tüketimi ilk önce araç özelliklerine ya da motor/araç kombinasyonuna, sonra sürücünün sürüş profiline bağlı olarak değişiklik gösterir. Turboşarjlı üç veya dört silindirli motora sahip ağır araçların dinamik olarak sürülmesi su tankının boyutunu belirlemek için önemli bir kriter olur. Araçta kullanılacak tankın büyüklüğü, ihtiyaç, suyun en az bir

yakıt deposunu karşılayacak kadar yeterli olması gerekir. Ortalama bir dinamik sürüş ve son derece dinamik sürüş tarzı arasında yakıt ve su tüketimi oranı olarak oldukça fark vardır. Sportif tarzda sürüş yapan bir sürücü ile ortalama tarzda sürüş yapan bir sürücü arasında yakıt tüketimi yaklaşık %50 civarlarında olabilirken, su tüketimi de 8 kata kadar farklı olabilir.

Ayrıca su tüketimi hava sıcaklığının da bir fonksiyonudur. Yani çevre sıcaklığına bağlı olarak da değişkenlik gösterir. Ilıman iklimli ülkelere, soğuk iklimli ülkelere daha fazla su tüketimi olur. Sonuç olarak, yüksek motor gücünün kullanılma sıklığı ülkeden ülkeye göre de değişiklik gösterir. Bu duruma ek olarak, yarış araçlarında da su tüketimi ortalamadan farklıdır.



Şekil 2.20. Su geri kazanımı için farklı sistemler

Şekil 2.20.'de manuel ikmal çözümünden başka çeşitli kriterlere ayrılan çeşitli su geri kazanım sistemlerinin şemaları gösterilmektedir. En basit yaklaşım, klima sisteminden yoğunlaştırma kullanmaktır. Teknik olarak incelendiğinde, bu yöntem sadece yapılan kondensin toplanmasını ve su haznesine yönlendirilmesini gerektirir.

Hava nemini ölçülen ve bunu dolum seviyesi sensörü ile karşılaştıran bir yazılımla su dengesini hesaplamak mümkündür. Bu sistemin dezavantajı ise, iklimlendirme sistemi buharlaşma sıcaklığının altındaki ortam sıcaklığında su geri kazanı mümkün olmayacaktır. Yani bu durumda hiç su üretilmeyecektir. Ancak, su ihtiyacı bu koşullarda daha düşüktür. Çeşitli çalışmalar, elde edilen suyun hava kalitesi düşük olduğu durumda bile pH değerinin 6'nın altına düşmediğini, yani motor parçalarının korozyondan korunduğunu göstermiştir. İkinci bir yöntem, egzoz gazında bulunan su buharını yoğunlaştırmaktır. Bu yöntem için egzoz gazının sıcaklığı iki aşamalı olan bir işlemde ve su tankına beslenen sıvı su içinde azaltılmalıdır. Egzoz gazı 50 °C'nin altında olduğu koşullarda yeterli miktarda kondensat üretilmiş olur. Yüksek egzoz sıcaklığı ve yoğunlaşma entalpisinden dolayı soğutma sisteminin aşırı kullanılmasını önlemek için su geri kazanımı düşük kısmi yüklü çalışma bölgelerinde mümkündür. Sistemin başka bir dezavantajı ise, egzoz gazında asit oluşumunun bir sonucu olarak kondensat düşük pH seviyesidir. Yakıtın türüne bağlı olarak, pH değeri 3 ila 4 pH aralığında ölçülür. Bu pH değeri enjeksiyon sisteminde ve moturun temel bileşenlerinde önemli miktarda korozyona sebep olur. Buna ek olarak, bu sistem için fazladan kurulum alanına ihtiyaç vardır ve buda ekstra maliyet demektir. Ancak daha düşük bir çevre sıcaklığında daha fazla miktarda suyun toplanmasını da mümkün kılar.

Üçüncü bir yöntem ise, yüzeyde oluşan suyun kullanımıdır. Bu kirli ya da kimyasal olarak saf olmayan sıvı içirebileceğinden, ilk önce bir filtreden, sonra sadece dolum seviyesinin değil su kalitesinin de ölçülebildiği bir ara tank içine geçmesi gerekmektedir. Dahası, filtreleme yapmak için anahtarlama yapabilen fonksiyonlara sahip tahliye/transfer dezenfektanları gibi bir pompaya ihtiyaç duyulur. Su sadece gerekli kalitede olduğunda ana depoya pompalanır. Elde edilen suyun ve kalitesi bölgeye göre farklılık gösterebilir ve park yerinde duran araçlar gibi bazı durumlarda yetersiz kalabilir. Bu sistem için daha fazla kurulum alanına ihtiyaç vardır. Dahası, klima kondensatından daha maliyetlidir.

Enjeksiyon sisteminde kireç birikimi ve korozyondan başka olarak yanma odasındaki ve pistondaki korozyonu da önlemek adına kullanılan suyun kalitesine dikkat

edilmelidir. Sonuç olarak kullanıcı sadece minerali giderilmiş veya damıtılmış su kullanması gerekir. Dahası, kullanılan suyun pH değeri mümkün olduğunca 6'nın üzerinde olması gerekir. Ayrıca, motoru korumak için gerekli bir durum olduğunda sistemin devre dışı bırakılması için yanlış sıvı uygulaması yapılmamalıdır. Yanlış sıvı uygulaması olarak musluk suyu, tuzlu su, alkol ve üre çözeltileri (Adblue) örnek gösterilebilir. Tanktaki iletkenlik sensörünün ve lambda prob sinyalinin birlikte çalışması, su enjeksiyon sisteminin devre dışı kalmasını sağlayarak, sisteme yanlış bir sıvı doldurulmasına engel olur. Eğer yanlış su uygulaması olursa, motor sadece su enjeksiyonuna gerek duyulmayan stokiyometrik çalışma sağlayan harita aralıklarında çalıştırılabilir. Sonrasında kullanıcı aracı servise götürerek su tankını boşalttırmalıdır.

Su enjeksiyon sistemi ayrıca soğuk havasında bir fonksiyondur. Gelecek nesil benzinli motorlar için yasal sınır koşulları (RDE) daha da sıkılaştığı için mümkün oldukça motorların stokiyometrik çalışması sağlanması gerekmektedir. Su püskürtmesi CO₂ emisyonlarını düşürmede fayda sağladığı için, gelecekte en azından emisyonu düşürürken aynı zamanda motordan da aynı performansı almayı mümkün kılar. Su enjeksiyonu kullanılmazsa müşterinin elde edebileceği motor gücü, su enjeksiyonsuz stokiyometrik çalışmanın etkinleştirildiği harita aralığına tutarlı bir şekilde azaltılmalıdır. Düşük çevre sıcaklığı şartlarında su tankındaki suyun donması olasıdır. Su enjeksiyonu sistemi her iklim koşulundan müşterilerin kullanması için tasarlanmıştır. Yani uç iklim koşullarındaki müşteriler bile sistemde herhangi bir sorun yaşamamalıdır. Su ihtiyacı, tam yükte hızlanma sırasında daha yüksek hava yoğunluğu ve daha düşük plenum sıcaklığı nedeniyle düşük dış hava sıcaklarında, düşük ortam sıcaklıklarında olduğundan daha düşük olmasına rağmen bu durum ihmal edilebilir değildir. Yani tank donmuşsa ve müşteri ivmeli bir şekilde hızlanmak istiyorsa sistem ek önlemler almadan kullanıma hazır olmayacaktır. Sonuç olarak, motor çalıştırıldıktan hemen sonra sisteme yeterli olacak miktarda sıvı su sağlanması için verimli önlemler ve çalışma stratejileri uygulanmalıdır. Su deposuna bir soğutucu ısı değiştirici yerleştirilerek atık ısıyı motordan kullanmaktadır. Motorun ısıtılması sırasında motor belirli bir eşik sıcaklığına ulaştığında, birkaç kW'lık ısı çıkışı kullanmak mümkündür. Eğer su tankı aracın ön tarafına monte edilmiş ise bu oldukça iyi bir çözüm olacaktır. Eğer sadece aracın arkasındaki su

deposu için uygun bir hacim varsa, soğutma sıvısı için akış ve geri dönüş hattı araca yönlendirilmelidir fakat, bunları hacim olarak entegre etmek zor olacaktır.

Alternatif bir yöntem olarak, su tankının elektrikli ısıtılması mümkün olabilir. Bu yöntemde sıvının çözülme süresinin uygun sınırlar içinde kalması için uygulanması gereken ve oradaki kalıcı elektrik sistemi tarafından yeterli olacak şekilde kontrol edilebilen hatırı sayılır bir ısı çıktısının sağlanması gerekmektedir. Kısa mesafelerde sık sık sürüş yapan kullanıcının, soğuk dış sıcaklık şartlarında tekrarlanan ısınma ihtiyacı nedeniyle önemli bir ölçüde yakıt tüketim miktarı artar.

Su tankındaki suyun donmasını geciktirmek için su tankı yalıtılabilir. Günlük sürülen araçlarda bu durum gerekli enerji girişini azaltabilir. Buna istinaden, tanka yapılacak yalıtımın kalınlığına bağlı olarak net tank hacminin azaltılması gerekebilir. Bu koşulda, spesifik araç için yalıtımın hangi kalınlıkta yapılması gerektiğini dikkate almak gerekir. Su enjeksiyon çalışma stratejisi, tüm sistem konfigürasyonlarında, taşıt durdurulduğu zaman dağıtım pompası ve su borusu arasındaki enjektörlerin ile enjeksiyon hatlarının boşaltılmasını sağlamalıdır. Tank ve dağıtım pompası arasında buz basıncına direnebilecek ısıtılmış hatlar kullanılmalıdır. Tanktaki suyun hızlı kullanılabilirliği için, su tankının küçük bir hacminin ilk önce çözülmesinde fayda vardır.

Eğer ısıtma yolu ile dağıtıma karar verilirse suya antifriz ilave etmek de mümkündür. Bu durumdaki problem ise tanktaki ajanın konsantrasyonunun müşteriye bağlı olarak değişmesidir. Antifriz maddesi genellikle alkollerden veya diğer hidrokarbonlardan oluştuğundan olması gereken karışım oranının elde edilmesi zordur. Ayrıca müşterinin maliyetini de arttırır.

Genel olarak sistemin tasarlanmasının bir başka yöntemi de, biyo-arınmanın (dekontaminasyon) ele alınmasıdır. Yakıt tankının aksine, su tankında bakteri, mantar, alg gibi mikroorganizmaların yaşamasına olanak sağlayacak koşullar oluşabilir. Eğer uzun vadede bu durum devam ederse, filtrelerin tıkanmasına sebep olabilir. Böylece koku rahatsızlığı ve tankta tortuya yol açabilir.

Eğer saydam olmayan bir malzeme tank için kullanılırsa bu alg oluşumunu engelleyebilir. Bakteri, mantar ve diğer yabancı maddeler doldurma sırasında (manuel veya klima sisteminden) sisteme girebilir [4].



BÖLÜM 3. DENEYİN YAPILIŞI

3 silindirli benzinli turboşarjlı direkt enjeksiyonlu motorun tam yük grafiğini çıkarmak için dinamometre düzeneğinde ölçüm yapılmıştır. Dinamometre düzeneği bünyesinde içten yanmalı bir benzin motoru, motor test düzeneği, emisyon analiz cihazı, yük hücreleri ve termokupullar bulunmaktadır.

Motor teknik özellikleri;

Toplam silindir hacmi: 1 Litre

Sıkıştırma oranı: 10

Strok: 82mm

Silindir çapı: 71.9mm

Piston kolu ve bağlantı uzunluğu: 137mm

Piston pim öteleme: 7.5mm

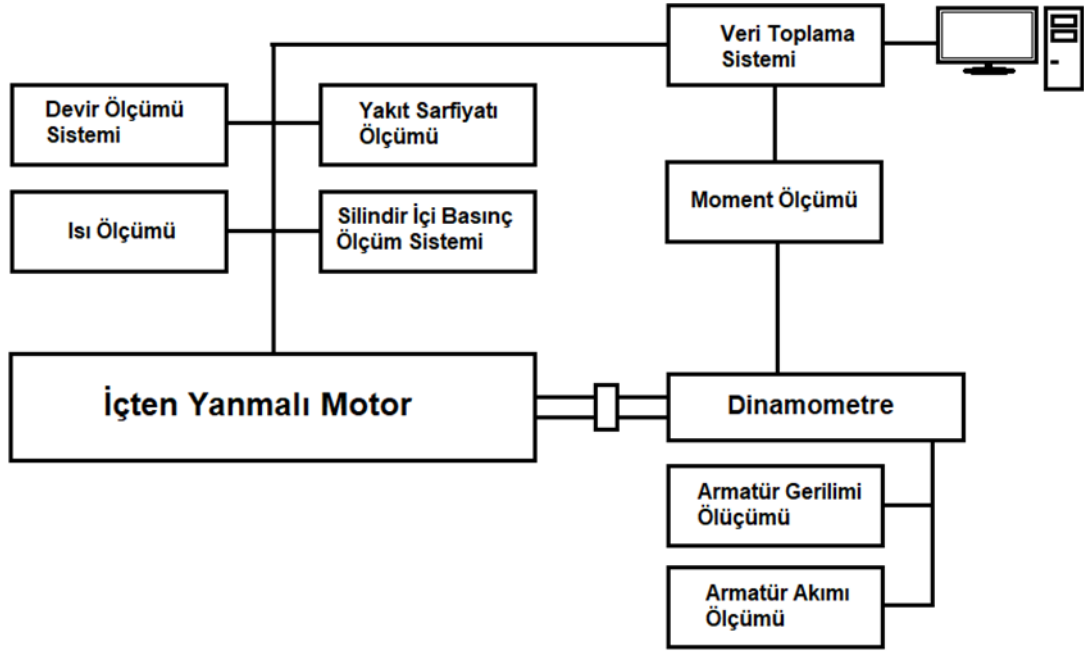
Efektif akış boşluğu: 0.0008mm

Ortalama karter basıncı: 1bar

Emme supap adedi: 2

Egzoz supap adedi: 2

Şekil 3.1.'de motor verilerini ve karakteristiğini ölçmek için kullanılan dinamometrenin şeması gösterilmektedir.



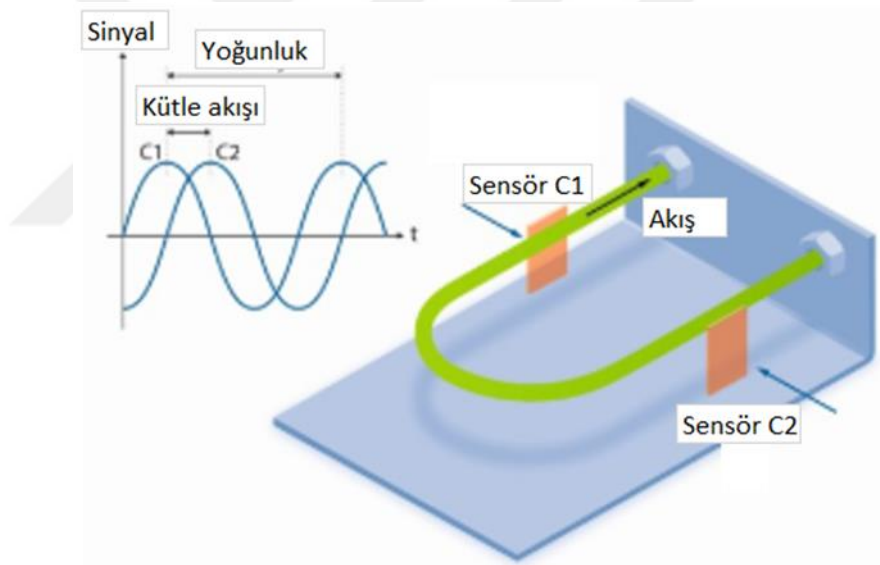
Şekil 3.1. Motor dinamometresi şeması

Üç silindirli benzinli motorun çalışma performansının belirlenmesi için dinamometrede kullanılan sensör ve cihazlar aşağıda açıklanmıştır;

- Devir sensörü: Motor devir sayısının ölçümü devir sensörü olarak adlandırılan indüktif sensör ile sağlanmaktadır. Bu sensör, krank miline bağlı belli bir diş sayısına sahip diske hizalı şekilde sabitlenmiştir. Motor çalışırken bu diskin dönmesiyle sensör manyetik alan değişikliklerine göre belirli bir frekansta sinyal üretmektedir. Bu sinyallerin veri toplama sisteminde anlamlandırılmasıyla motor devir sayısını hesaplanması gerçekleştirilmektedir.
- Basınç sensörü: Motorun çalışması esnasında silindir içinde basınç değişikliklerinin saptanabilmesi için piezoelektrik basınç sensörü kullanılmaktadır. Gerçekleşen basınç değişikliklerine göre sensörün oluşturduğu gerilim amplifikatör yardımıyla yükseltilerek veri toplama sistemine aktarılmaktadır.
- Moment ölçümü: Motorun istenilen şartlarda test edilmesi motorun yüklenmesiyle mümkündür. Bu yükleme işlemi test düzeneğinde kullanılan elektrik dinamometresi ile sağlanmaktadır. Elektrik dinamometresinde yer alan

jeneratör kısmını olan rotor, stator yapısı motoru yüklemek için kullanılır. Dinamometrede rotor motor miline, stator ise dengeleme mekanizmasına bağlanmıştır. Dinamometrenin (jeneratörün) çalışmasıyla stator ve rotor elektromotor kuvvet oluşur. Statorun oturtulduğu yataklar üzerindeki moment kolu tertibatı ile döndürme momenti belirlenerek moment kontrolü sağlanır [37].

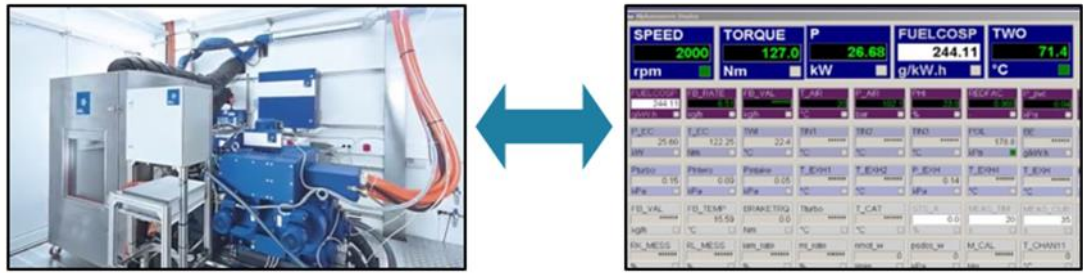
- Yakıt sarfıyatı ölçümü: Motor test düzeneğinde test edilen koşullara altındaki yakıt sarfıyatını belirlemek için AVL 7351 marka yakıt debi sensörü kullanılmıştır. Şekil 3.2.'de gösterildiği gibi yakıt U şeklindeki bir tüpten geçirilmektedir. Tüpten akan yakıt yoğunluğuna göre tüpte ortaya çıkan titreşim iki farklı sensör yardımıyla ölçülmektedir. Bu sensörler arasındaki gecikmeye göre yakıt debisi ölçülmektedir [38].



Şekil 3.2. AVL 7351 marka yakıt debi sensörü

- Sıcaklık ölçümleri: Motorun kararlı şekilde çalışabilmesi için sıcaklıkların kontrol altında tutulması gerekmektedir. Emme havası, egzoz gazı sıcaklığı, püskürtme suyu sıcaklıklarının ölçülebilmesi için test düzeneğinde çok sayıda termokupl kullanılmıştır. Bunlara ek olarak yakıt sarfıyatının kontrolünün sağlanması için yakıt sıcaklığının da kontrol edilmesi gerekmektedir. Bu kontrol AVL 753CH M100 model yakıt sıcaklık kontrol ünitesi ile yüksek hassaslıkta sağlanmaktadır [39].

- Veri toplama sistemi: Motor test düzeneğinde bulunan bütün ölçüm cihazları ve motor kontrolünü sağlayan diğer tüm aygıtlar AVL PUMA isimli sistemde toplanmaktadır. Şekil 3.3.'de gösterildiği gibi bilgisayar kontrollü bu sistemde test düzeneğinde yer alan bütün sistemlerin takibi yapılabilmektedir. Ayrıca motorun istenen şartlarda çalıştırılması da yine bu sistem üzerinden sağlanmaktadır.

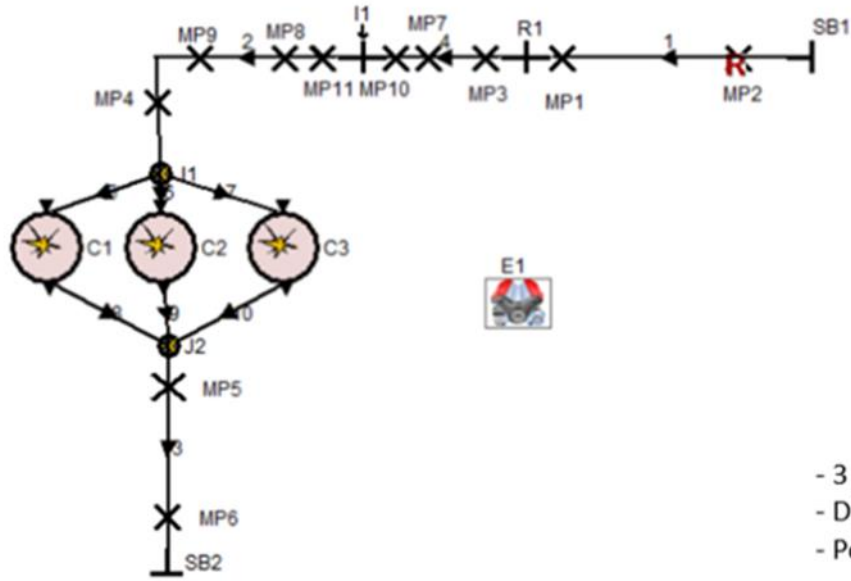


Şekil 3.3. AVL PUMA

BÖLÜM 4. BİLGİSAYAR SİMÜLASYONLARI

Bu çalışmada, 3 silindirli benzinli turboşarjlı direkt enjeksiyonlu motorun dinamometre verileri kullanılarak motorun simülasyonu AVL Boost programında modellenmiştir. Dinamometre şemasına göre modelleme yapıldıktan sonra, 3 operasyon noktasındaki (1500rpm, 2000rpm, 2500rpm) tam yük verileri baz alınarak modelin doğrulaması yapılmıştır (tam yük anında gaz keleşeği %100 açıktır).

Şekil 4.1.'de 3 silindirli benzinli turboşarjlı doğrudan enjeksiyonlu motorun AVL Boost ile modellenmiş motor şeması gösterilmektedir. Giriş koşulları (SB1) hava soğutucu sonrası olarak ve çıkış koşulları (SB2) motor egzoz kısmındaki değerlere göre modellenmiştir. Boruların üzerinde ölçüm noktaları model koşulduktan sonra o noktadaki istenilen değerleri görmek için kullanılır. Ayrım noktası (J1) emme manifoldunun silindir giriş borularına ayrılmasını, birleşme noktası (J2) yanma odası çıkışı yanma odası çıkışındaki silindirlerin egzoz hattının emme manifolduna birleşimini temsil eder. Silindirler (C1, C2, C3) ve motor (E1), motor karakteristik özelliklerine göre modellenmiştir. Yakıt doğrudan enjeksiyonlu motor kullanıldığı için şema üzerinde püskürtölme noktası silindir içi olarak düşünöllebilir, harici olarak bir enjektörle gösterilmez. Su püskürtölmesi enjektörden (I1) emme portuna yapılır. 1. ve 4. borunun birleşim yeri R1 olarak temsil edilmektedir.



Şekil 4.1. 3. Silindirli benzinli turboşarjlı doğrudan enjeksiyonlu motorun AVL Boost ile modellenmiş motor şeması

SB1: giriş koşulları

SB2: çıkış koşulları

MP1: ölçüm noktası

MP2: ölçüm noktası-referans noktası

MP3: ölçüm noktası

MP4: ölçüm noktası

MP5: ölçüm noktası

MP6: ölçüm noktası

MP7: ölçüm noktası

MP8: ölçüm noktası

MP9: ölçüm noktası

MP10: ölçüm noktası

MP11: ölçüm noktası

J1: ayırım noktası

J2: birleşme noktası

C1: silindir

C2: silindir

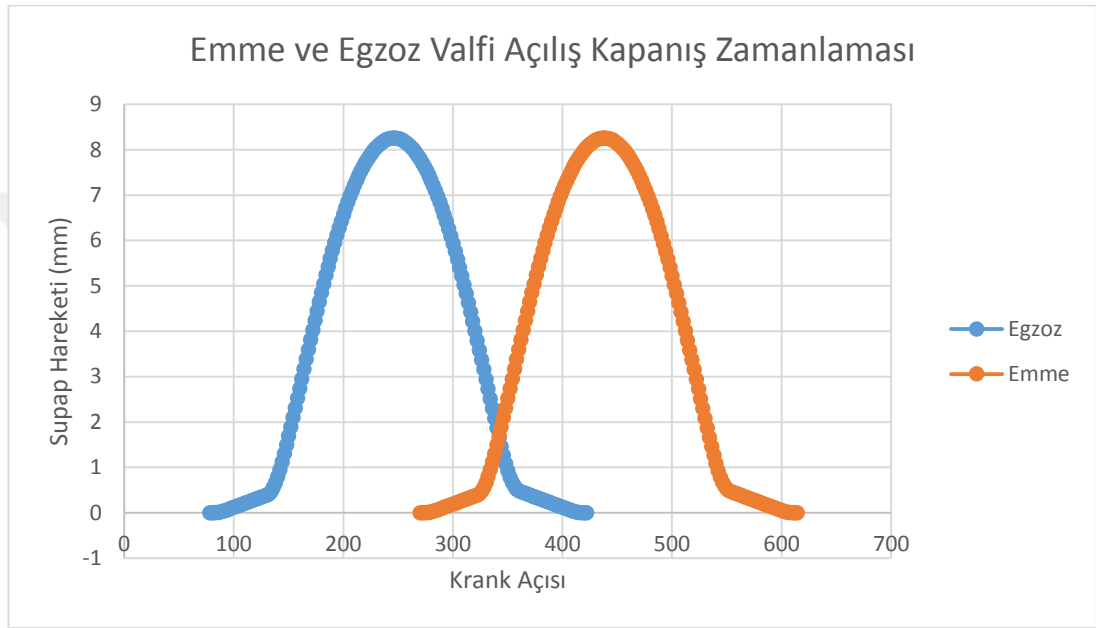
C3: silindir

E1: motor

I1: su püskürtme enjektörü

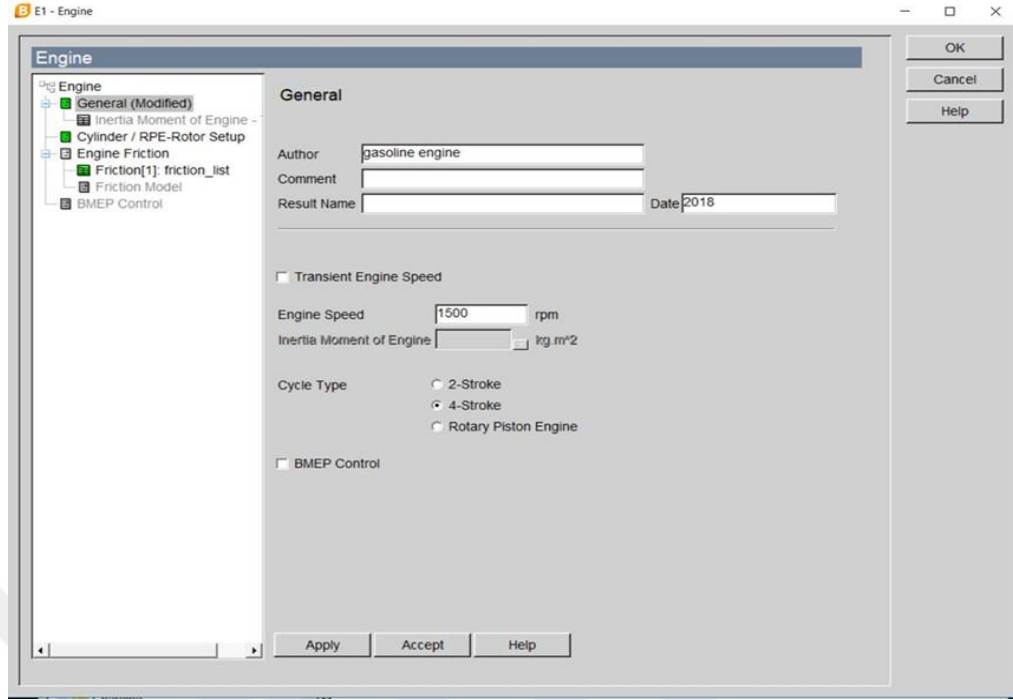
R1: boru bağlantı noktası

Şekil 4.2.'de motorun valf açılıp kapanma zamanlaması grafiği verilmiştir. Mavi renkle gösterilen egzoz valf açılma ve kapanmasını, kırmızı renkte olan emme valfi açılıp kapanma zamanlamasını göstermektedir.



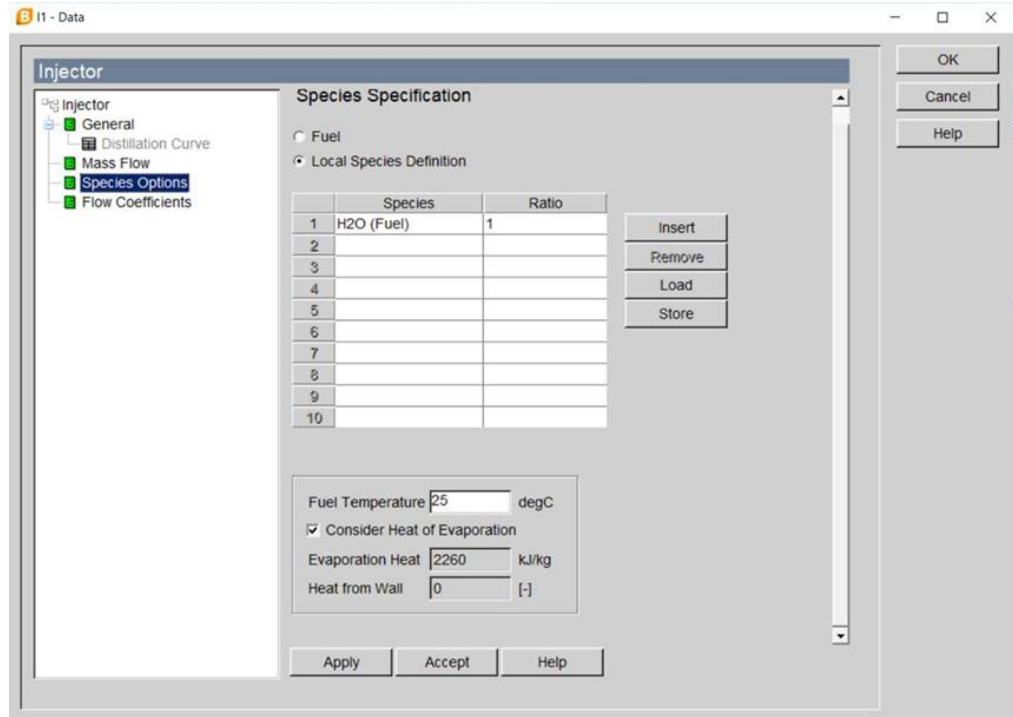
Şekil 4.2. Valf zamanlaması grafiği

Model hazırlanırken motor özellikleri olarak girilen bilgiler Şekil 4.3.'teki gibidir. Motor hızı sekmesinden operasyon noktaları için motor devri girilmektedir. Çalışılan motor 4 zamanlıdır.



Şekil 4.3. Motor özellikleri

Şekil 4.4.'te enjektör bilgileri girilmiştir. Çalışılan modelde enjektörün görevi emme portuna su püskürtmek olduğu için yakıt değil, püskürtülen madde 25 degC sıcaklıkta 1 ATM basınçta su olarak tanımlanmıştır.

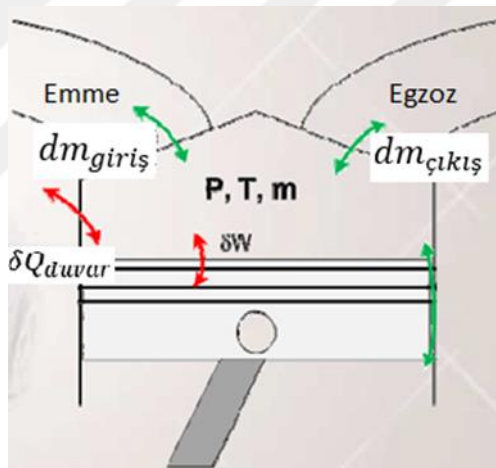


Şekil 4.4. Enjektör bilgileri

Karışım mükemmel karışım olarak seçilmiştir. Silindir bilgileri kısmında başlangıç basınç, sıcaklık bilgileri, başlangıç yakıt hava oranı, yanma ürün sayısı da girilir. Yanma modeli olarak wiebe yanma modeli seçilmiştir. Yakıt sıcaklığı 25 degC olacak şekilde, buharlaşma ısısı 370 kJ/kg, duvardan ısı salınım oranı 3 olarak tanımlanmıştır.

Yanma başlangıç açısı -20 deg ve yanma süresi 64.6 deg'dir. M (şekil parametresi) 2.2, a (verim parametresi) 6,9 olarak girilmiştir.

Simülasyonun kullandığı 3 diferansiyel denklem vardır. Termodinamiğin 1.kanunu, mükemmel gaz denklemi, kütle korunum kanunu. Şekil 4.5.'te denklemlerde kullanılan bazı terimler silindir üzerinde gösterilmiştir [17].



Şekil 4.5. Denklemlerde kullanılan bazı terimlerin silindir üzerinde gösterilmesi

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu,

$$dE + \sum_i [(e_{ci} + e_{pi} + h_i) dm_i]_{giriş}^{çıkış} = \delta W + \delta Q \quad (4.1)$$

$$dU + \sum_i (h_i \cdot dm_i)_{giriş}^{çıkış} = \delta W + \delta Q_{yanma} + \delta Q_{duvar} \quad (4.2)$$

$$m \cdot c_v \cdot dT + u \cdot dm + \sum_i (h_i \cdot dm_i)_{giriş}^{çıkış} = -p \cdot dV + \delta Q_{yanma} + \delta Q_{duvar} \quad (4.3)$$

Mükemmel gaz denkleminin diferansiyel formu,

$$d(p.V) = d(m.r.T) \rightarrow p.dV + Vdp = V.dp = m.r.dT + r.T.dm \quad (4.4)$$

Kütle korunum kanunu,

$$dm = \sum_i dm_i \quad (4.5)$$

Eşitlikler düzenlenirse,

$$m.c_v.dT + u.dm = -p.dV + \delta Q_{yanma} + \delta Q_{duvar} + \sum_i (h_i.dm_i)_{giriş}^{çıkış} \quad (4.6)$$

$$V.dp - m.r.dT - r.T.dm = -p.dV \quad (4.7)$$

U, cv ve h sıcaklığa, dV krank açısına bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanmalıdır. δQ_{yanma} Wiebe yanma kanunundan hesaplanır. δQ_{duvar} duvardan olan ısı transferini gösterir. dm_i kütle geçişinin hesaplanmasını gösterir. Denklem 4.8 ve 4.9'da c_{p_i} 'nin (sabit basınçtaki ısı sığası) ve h_i 'nin (entalpi) sıcaklığa bağlı fonksiyonları gösterilmektedir [17].

$$c_{p_i}(T) = R \left(\sum_{j=1}^5 a_i^j \cdot T^{j-1} \right) \quad (4.8)$$

$$h_i(T) = R \left(\sum_{j=1}^5 a_i^j \cdot \frac{1}{j} T^j + a_i^6 \right) \quad (4.9)$$

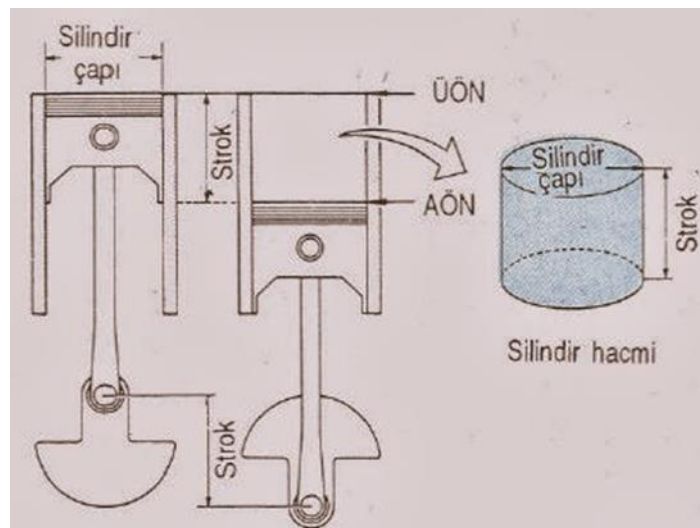
1000-3000K	a1	a2	a3	a4	a5	a6	a7
%H	2.50E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	2.55E+04	-4.60E-01
%H2	2.95E+00	7.00E-04	-5.03E-08	-9.23E-12	1.50E-15	-0.35E+02	-1.30E+00
%O	2.54E+00	-2.70E-05	-3.10E-08	4.55E-12	-4.37E-10	2.92E+04	4.92E+00
%O2	3.70E+00	6.14E-04	-1.25E-07	1.76E-11	-1.14E-15	-1.23E+03	3.19E+00
%OH	2.66E+00	1.01E-03	-2.28E-07	2.17E-11	-5.13E-10	3.69E+03	5.80E+00
%H2O	2.67E+00	3.08E-03	-8.73E-07	1.20E-10	-6.39E-15	-2.99E+04	0.80E+00
%CO	3.03E+00	1.44E-03	-5.63E-07	1.02E-10	-6.91E-15	-1.43E+04	6.11E+00
%CO2	4.45E+00	3.14E-03	-1.28E-06	2.39E-10	-1.67E-14	-4.90E+04	-9.55E-01
%N	2.45E+00	1.07E-04	-7.47E-08	1.88E-11	-1.03E-15	5.61E+04	4.45E+00
%N2	2.93E+00	1.49E-03	-5.68E-07	1.01E-10	-6.75E-15	-9.23E+02	5.90E+00
%NO	3.25E+00	1.27E-03	-5.02E-07	9.17E-11	-6.28E-15	9.80E+03	6.42E+00
%C8H18	2.71E+01	3.79E-02	-1.29E-05	2.01E-09	-1.16E-13	-4.08E+04	-1.23E+02
300-1000K							
%H	2.50E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	2.55E+04	-4.60E-01
%H2	3.30E+00	8.25E-04	-8.14E-07	-9.48E-11	4.13E-13	-1.01E+03	-3.29E+00
%O	2.95E+00	-1.64E-03	2.42E-06	-1.60E-09	3.89E-13	2.91E+04	2.96E+00
%O2	3.21E+00	1.13E-03	-5.76E-07	1.31E-09	-8.77E-13	-1.01E+03	6.03E+00
%OH	3.64E+00	1.85E-04	-1.68E-06	2.39E-09	-8.43E-13	3.61E+03	1.36E+00
%H2O	3.35E+00	3.47E-03	-6.35E-06	6.97E-09	-2.51E-12	-3.02E+04	2.59E+00
%CO	3.26E+00	1.51E-03	-3.88E-06	5.58E-09	-2.47E-12	-1.43E+04	4.85E+00
%CO2	2.28E+00	9.92E-03	-1.04E-05	6.87E-09	-2.12E-12	-4.84E+04	1.02E+01
%N	2.50E+00	-2.18E-05	5.42E-08	-5.65E-11	2.10E-14	5.61E+04	4.17E+00
%N2	3.30E+00	1.41E-03	-3.98E-06	5.64E-09	-2.44E-12	-1.02E+03	3.95E+00
%NO	3.38E+00	1.25E-03	-3.30E-06	5.22E-09	-2.45E-12	9.82E+03	5.83E+00
%C8H18	-4.21E+00	1.11E-01	-7.91E-05	2.92E-08	-4.44E-12	-2.99E+04	4.50E+01

Şekil 4.6. Bazı kimyasalların a değerlerinin 1000-3000K ve 300-1000K sıcaklıklarında aldığı değerler (1/JANAF çoklu tablosu)

Şekil 4.7.'de üst ölü nokta (V_{TDC}), silindir stroğu (Stroke-S), silindir çapı (Bore-B), krankmil yarıçapı (R) ve krank açısı θ gösterilmiştir. Silindir hacminin krank açısına bağlı fonksiyonu denklem 4.10'da gösterilmektedir [17].

$$V(\theta) = V_{TDC} + \frac{\pi B^2}{4} \left(L + R - R \cos \theta + \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} \right) \quad (4.10)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi B^2}{4} \left(R \sin \theta + \frac{R^2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (4.11)$$



Şekil 4.7. Silindir çapı, strok, üst ölü nokta (ÜÖN), alt ölü nokta (AÖN), silindir hacmi

Kütle yanma oranı (MFB) ve ısı salınım oranı (ROHR) yakılan yakıt miktarını ve yanma süreci boyunca yanma oranını yansıtır. Bu parametreler motor verimi, emisyonlar ve motor performansı belirlemede önemli rol oynar. Ateşlemeli motorlarda bu parametreler yanma oranı formülü olarak bilinen wiebe fonksiyonunda kullanılır. Bu fonksiyonda a (verim parametresi), m (şekil parametresi), krank açısı ve yanma süresi kullanılır. X_b yanma kütle oranı, θ_i ateşleme açısını, $\Delta\theta$ yanma süresini ifade eder. Fonksiyon oldukça basit olmasının yanında oldukça güçlü bir korelasyondur. Sıfır veya tek zonlu motor çevrimlerinin simülasyonu için kullanılır. Wiebe fonksiyonunda kullanılan formül 8 numaralı denklem olarak verilmiştir [15].

$$x_b = b \left\{ 1 - \exp \left[-a \left(\frac{Q - Q_o}{\Delta Q} \right)^{m+1} \right] \right\} \quad (4.12)$$

Wiebe fonksiyon eğrisi S şeklinde olup genellikle yanma sürecini karakterize etmede kullanılır. Bu eğri yanmanın başladığını gösteren sıfırdan başlar ve eğrinin bitmesi yanmanın sonunu gösterir. Başlangıç ve bitiş arasında kalan bu bölge yanma süresini gösterir. Oldukça basit bir denklem olmasına rağmen yanmanın doğası gereği bazı sorunları vardır. Wiebe fonksiyon denklemi incelendiğinde yanma oranının hiçbir zaman tam olarak 1 olmadığı görülür fakat üstel bir fonksiyon olduğundan 1'e oldukça yaklaşır [16]. Denklem 4.13'de $m_{yakıt}$ yakıtın kütlesini, LHV düşük ısıl değerini, i piston, silindir ya da valf sayısını ifade eder [17].

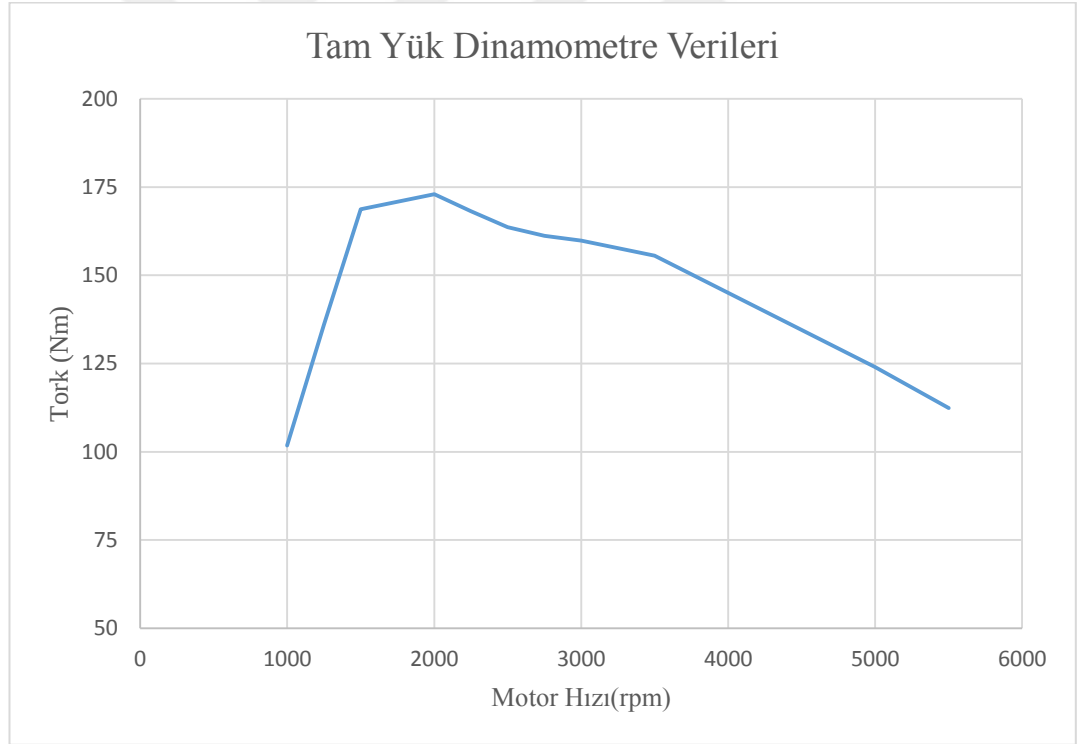
$$\frac{dQ_{yanma}}{d\theta} = m_{yakıt} \cdot LHV \cdot \frac{dx_b}{d\theta} \quad (4.13)$$

Silindir duvarından ısı geçişi $d\theta$ 'nın zamana bağlı diferansiyel denklemi aşağıda denklem 12 ile verilmektedir. H entalpi, S silindir stroğu, T sıcaklığı ifade eder. I motorun piston, silindir veya valf sayısına göre değer alır [17].

$$\frac{dQ}{dt} = \sum_i h_i \cdot S_i (T_i - T) \quad (4.14)$$

BÖLÜM 5. DENEYSEL VE SİMÜLASYON SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

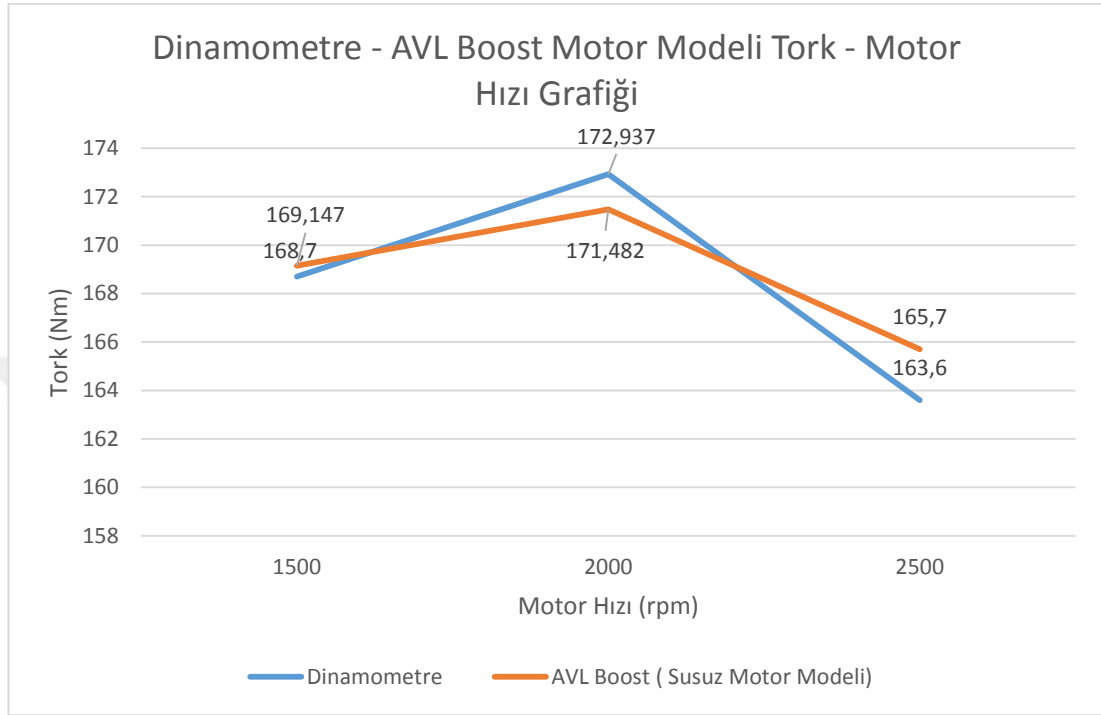
Şekil 5.1.'de 3 silindirli GTDI (benzinli turboşarjlı doğrudan enjeksiyonlu) motorun tam yük altında dinamometre tork-motor hızı grafiği verilmiştir. 1500rpm için 168.7Nm, 2000rpm için 172.937Nm, 2500rpm için 163.6Nm elde edilmiştir. Motorun verimli çalıştığı ve yüksek tork elde edilen bu üç operasyon noktası motor modellemesi ve modelin doğrulaması yapılırken kullanılacak noktalar olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.1. 3 silindirli GTDI (benzinli turboşarjlı doğrudan enjeksiyonlu motor) tam yük moment-motor hızı grafiği

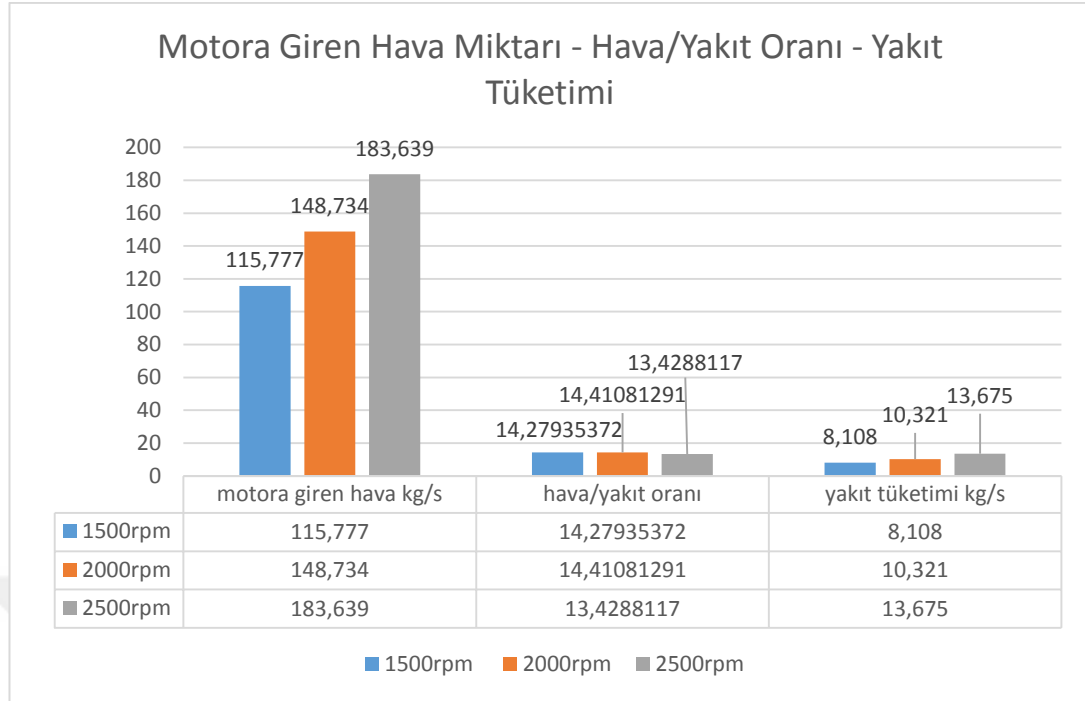
Simülasyon ortamında motor şeması hazırlandıktan sonra, seçilen 1500rpm, 2000rpm ve 2500rpm noktalarındaki motorun dinamometre verilerine göre motor modelinin doğrulaması yapılmıştır. Şekil 5.2.'de bu üç operasyon noktasına göre

motorun dinamometre verileri ve AVL-Boost tork sonuçlarının kıyaslanması verilmektedir. Sonuçlar 1500rpm için %0.26497 oranında, 2000rpm için %0.841347 oranında ve 2500rpm için %1.28318 oranında fark ile elde edilmiştir.



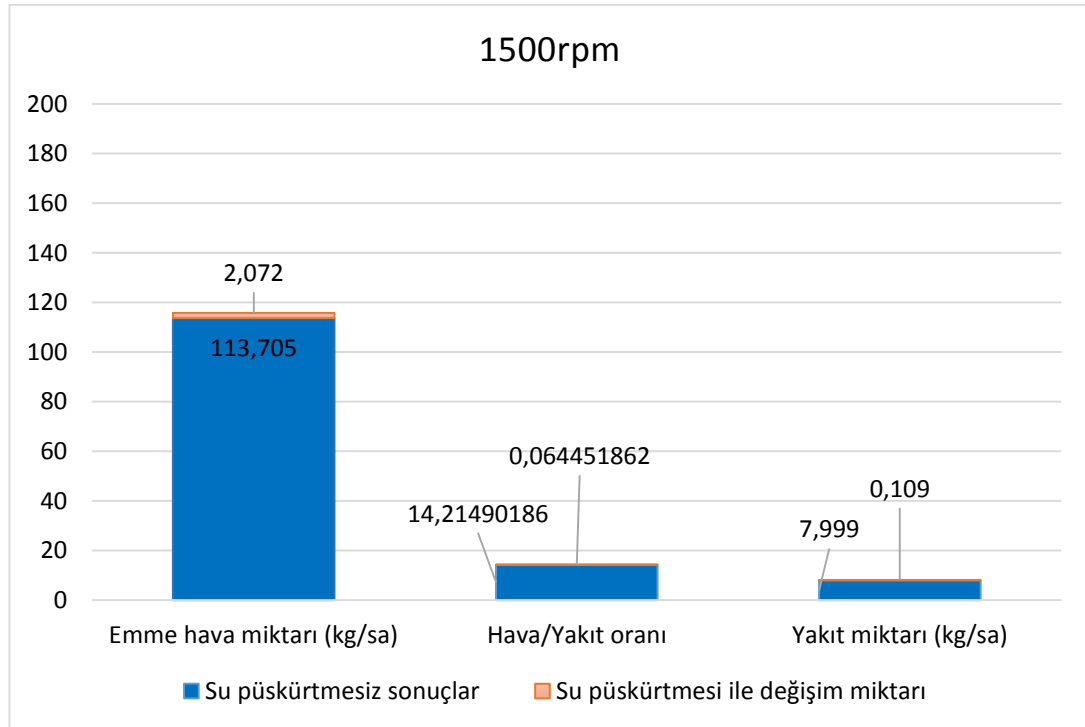
Şekil 5.2. 1500rpm, 2000rpm ve 2500rpm için motorun dinamometre ve AVL-Boost tork grafiklerinin kıyaslanması

Modelleme sonucuna göre 1500, 2000 ve 2500rpm çalışma bölgeleri için motora giren hava miktarı, hava/yakıt oranı, yakıt tüketimi Şekil 5.3.'de verilmiştir. Motor devri arttıkça motora giren hava miktarı artmıştır. 2500rpm'de hava/yakıt oranı en düşüktür. Motor devrinin artmasıyla birlikte yakıt tüketimide artmıştır.

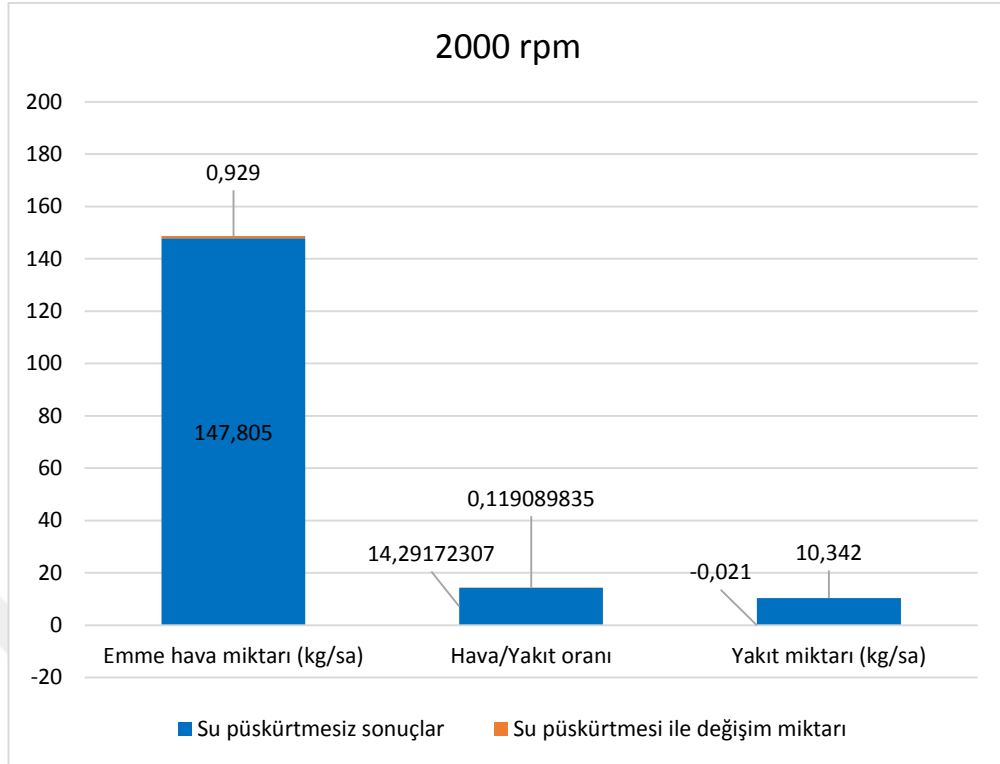


Şekil 5.3. 1500rpm, 2000rpm ve 2500rpm çalışma noktaları için motora giren hava miktarı, hava/yakıt oranı ve yakıt miktarı

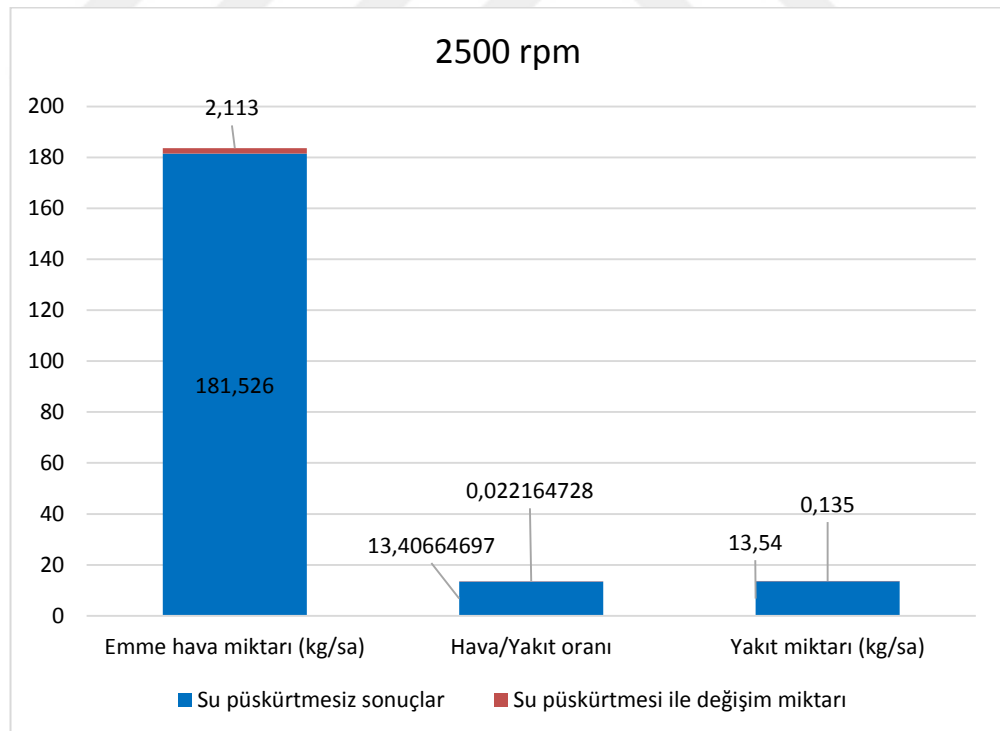
Her operasyon noktası için emme hava miktarı, hava-yakıt oranı ve yakıt tüketiminin incelenmesi Şekil 5.4., Şekil 5.5., Şekil 5.6.'da bulunmaktadır.



Şekil 5.4. 1500rpm için emme hava miktarı, hava/yakıt oranı ve yakıt miktarı

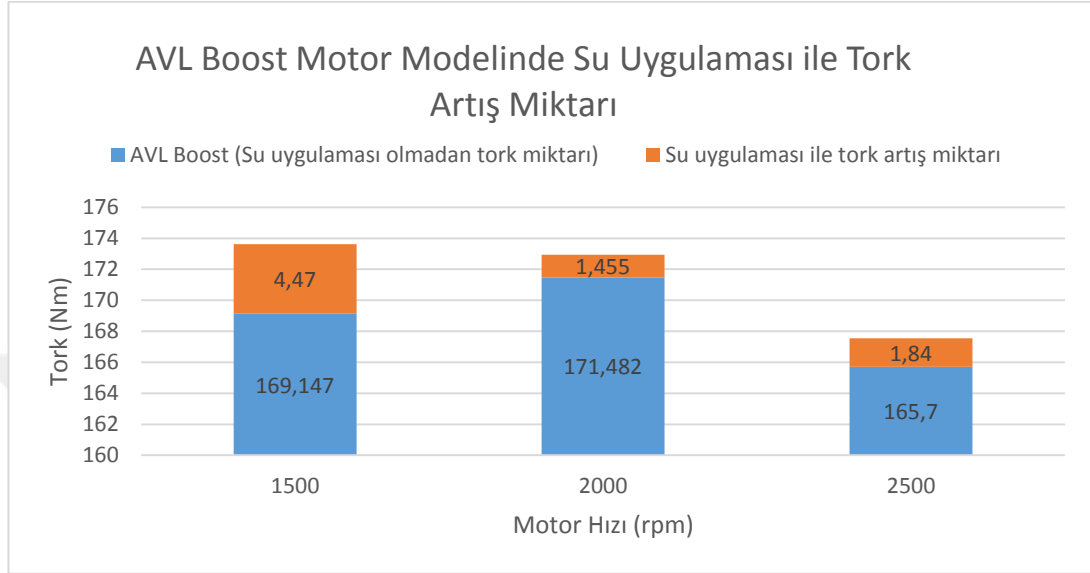


Şekil 5.5. 2000rpm için emme hava miktarı, hava/yakıt oranı ve yakıt miktarı



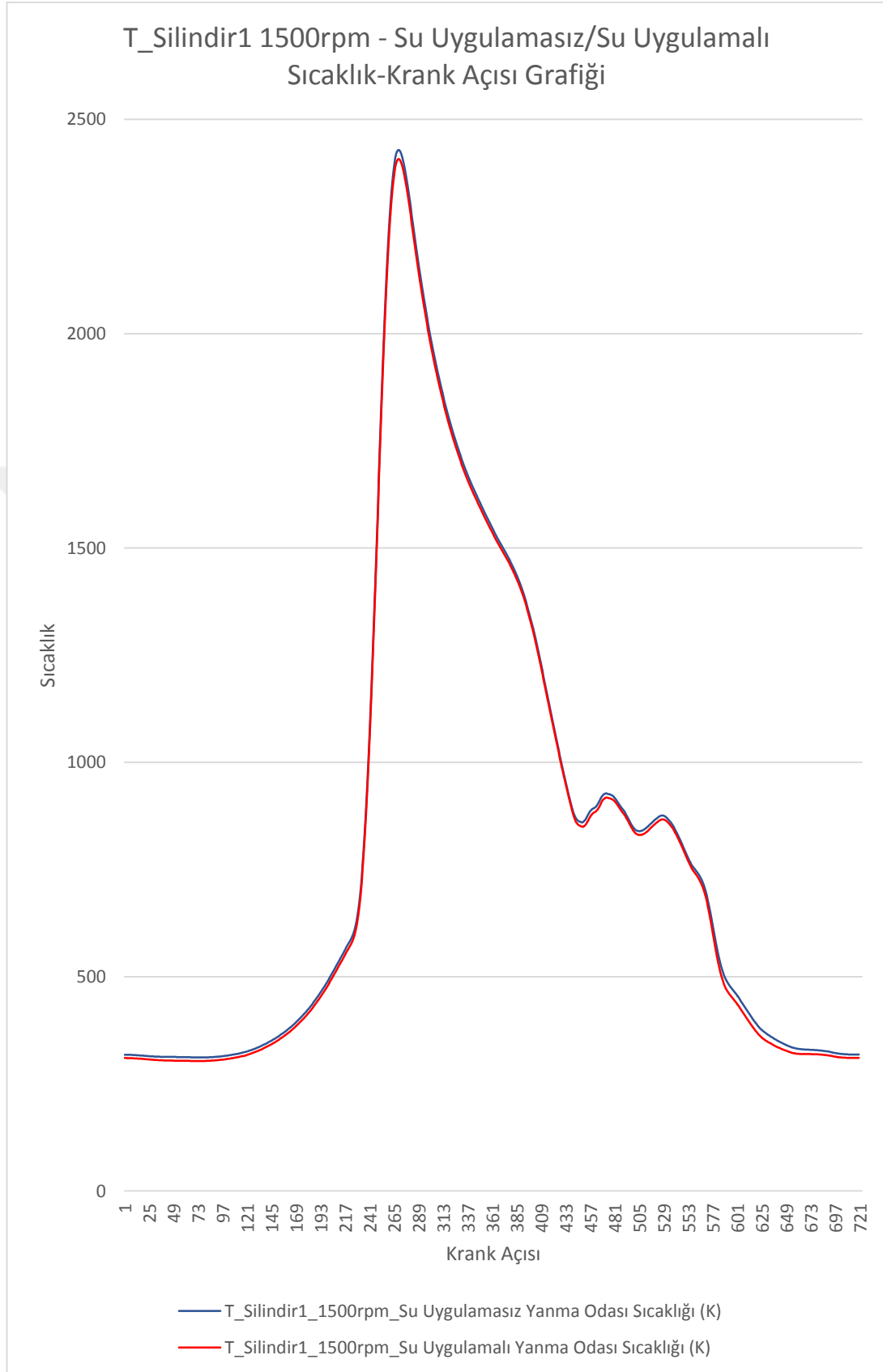
Şekil 5.6. 2500rpm için emme hava miktarı, hava/yakıt oranı ve yakıt miktarı

Su uygulamasından sonra 1500 rpm, 2000 rpm ve 2500 rpm için tork miktarındaki artış Şekil 5.7.'de gösterilmiştir. En çok artış 4.47 Nm miktarında 1500rpm için olmuştur.

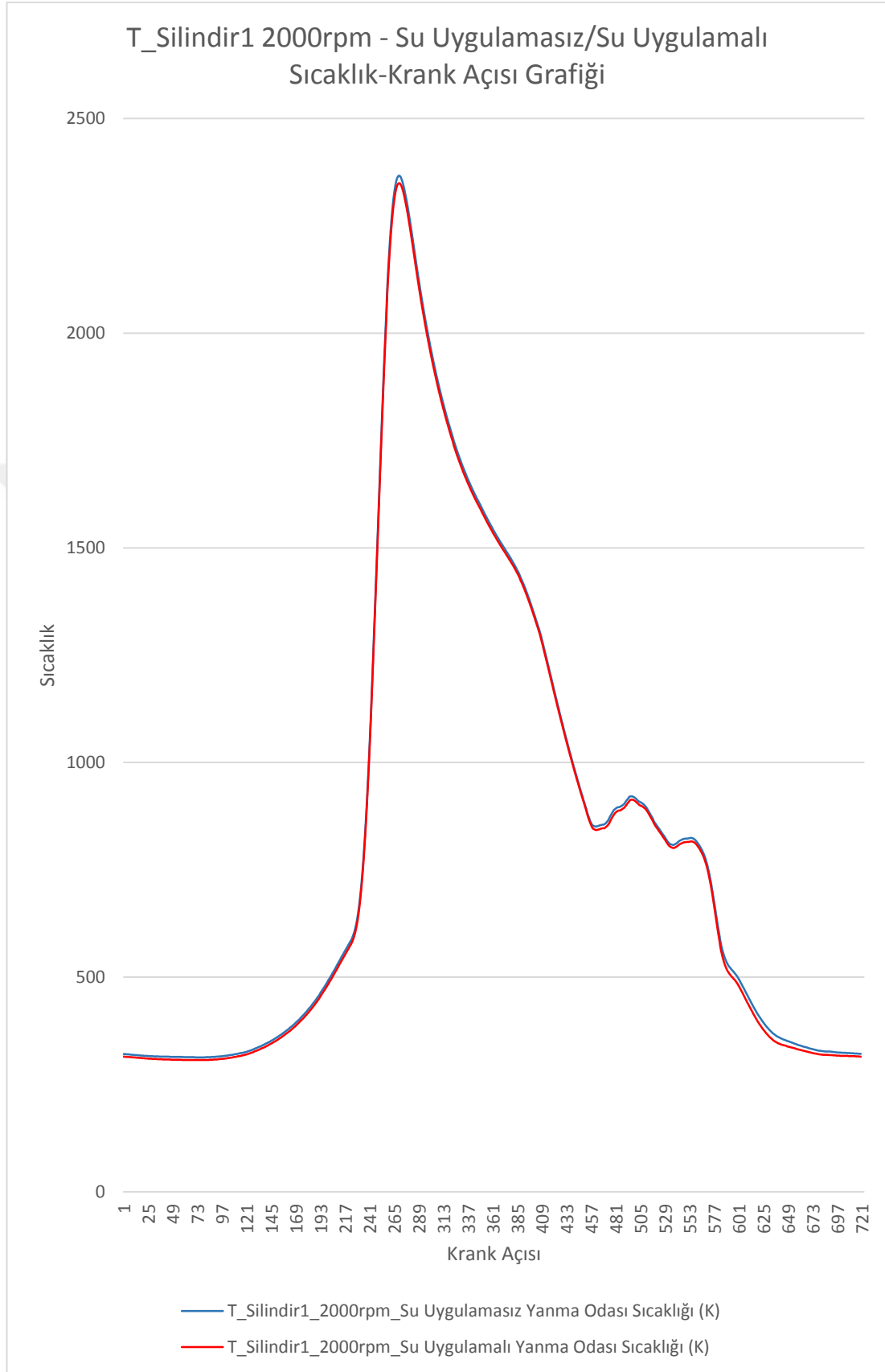


Şekil 5.7. AVL Boost motor modelinde su uygulaması ile tork artış miktarı

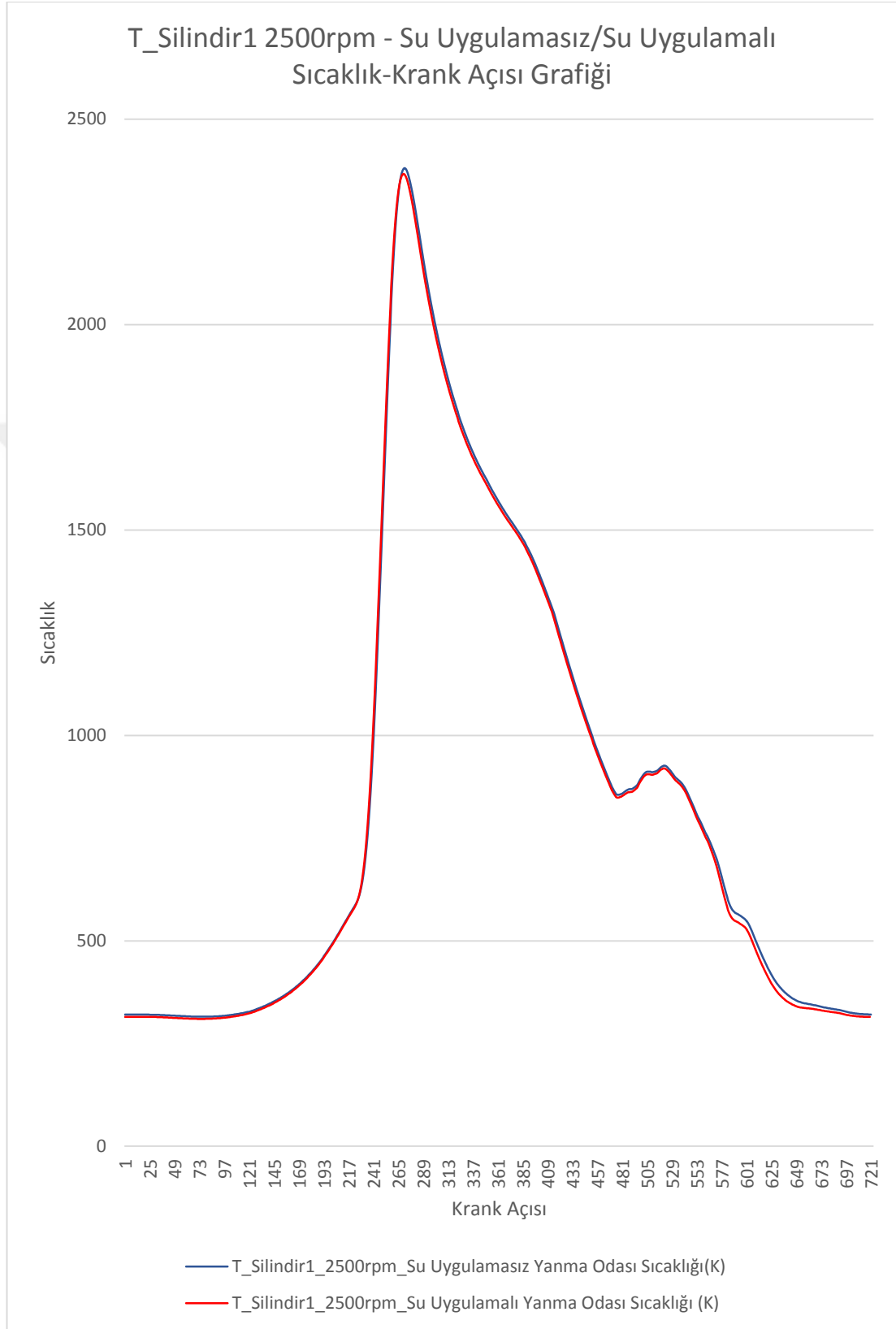
AVL Boost programında modellenen 3 silindirli benzinli motorun 1.silindirinin su uygulamasız ve su uygulaması olarak yanma odası sıcaklığı grafikleri Şekil 5.8. Şekil 5.9. Şekil 5.10.'da verilmiştir.



Şekil 5.8. 500, 2000, 2500rpm için 1.silindir sıcaklığının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi 1



Şekil 5.9. 500, 2000, 2500rpm için 1.silindir sıcaklığının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi 2

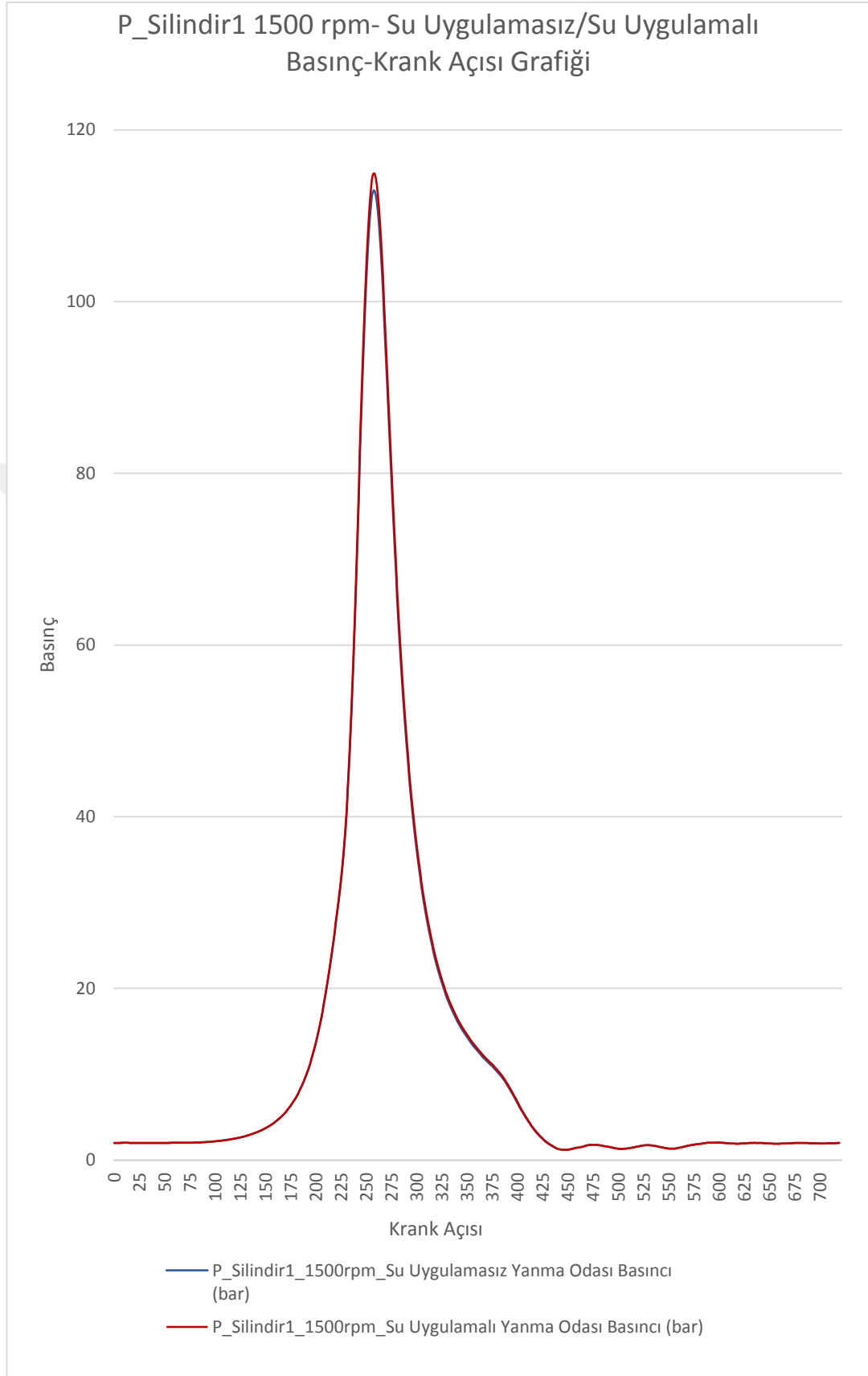


Şekil 5.10. 1500, 2000, 2500rpm için 1.silindir sıcaklığının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi 3

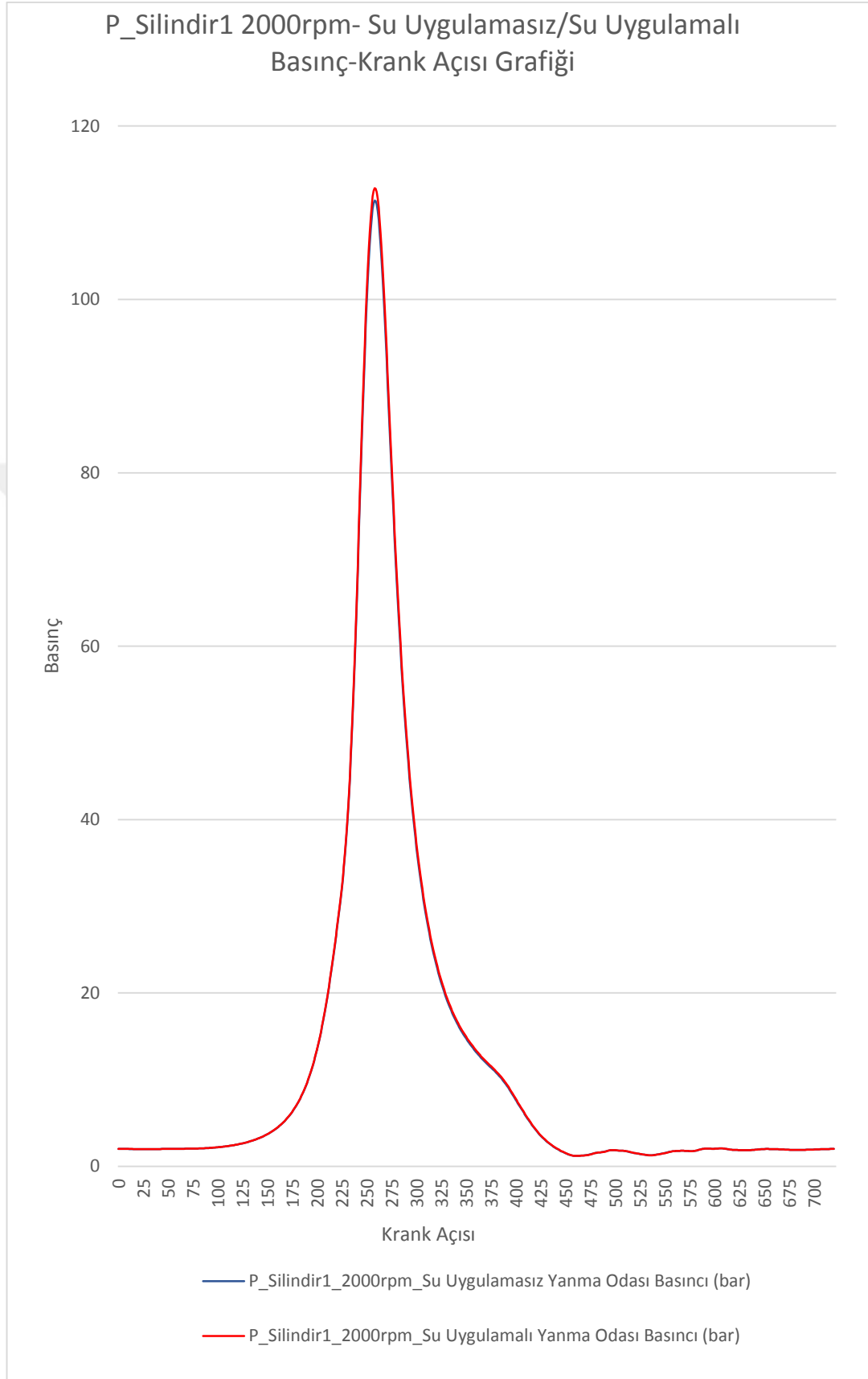
Tablo 5.1.'de 1.Silindir sıcaklığının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi özet olarak verilmiştir.

Tablo 5.1. 1.Silindir sıcaklığının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi		
T_Silindir1_1500rpm_Su Uygulamasız Yanma Odası Sıcaklığı (K)	T_Silindir1_2000rpm_Su Uygulamasız Yanma Odası Sıcaklığı (K)	T_Silindir1_2500rpm_Su Uygulamasız Yanma Odası Sıcaklığı (K)
2428.81	2366.97	2380.84
T_Silindir1_1500rpm_Su Uygulamalı Yanma Odası Sıcaklığı (K)	T_Silindir1_2000rpm_Su Uygulamalı Yanma Odası Sıcaklığı (K)	T_Silindir1_2500rpm_Su Uygulamalı Yanma Odası Sıcaklığı (K)
2407.33	2349.61	2367.03

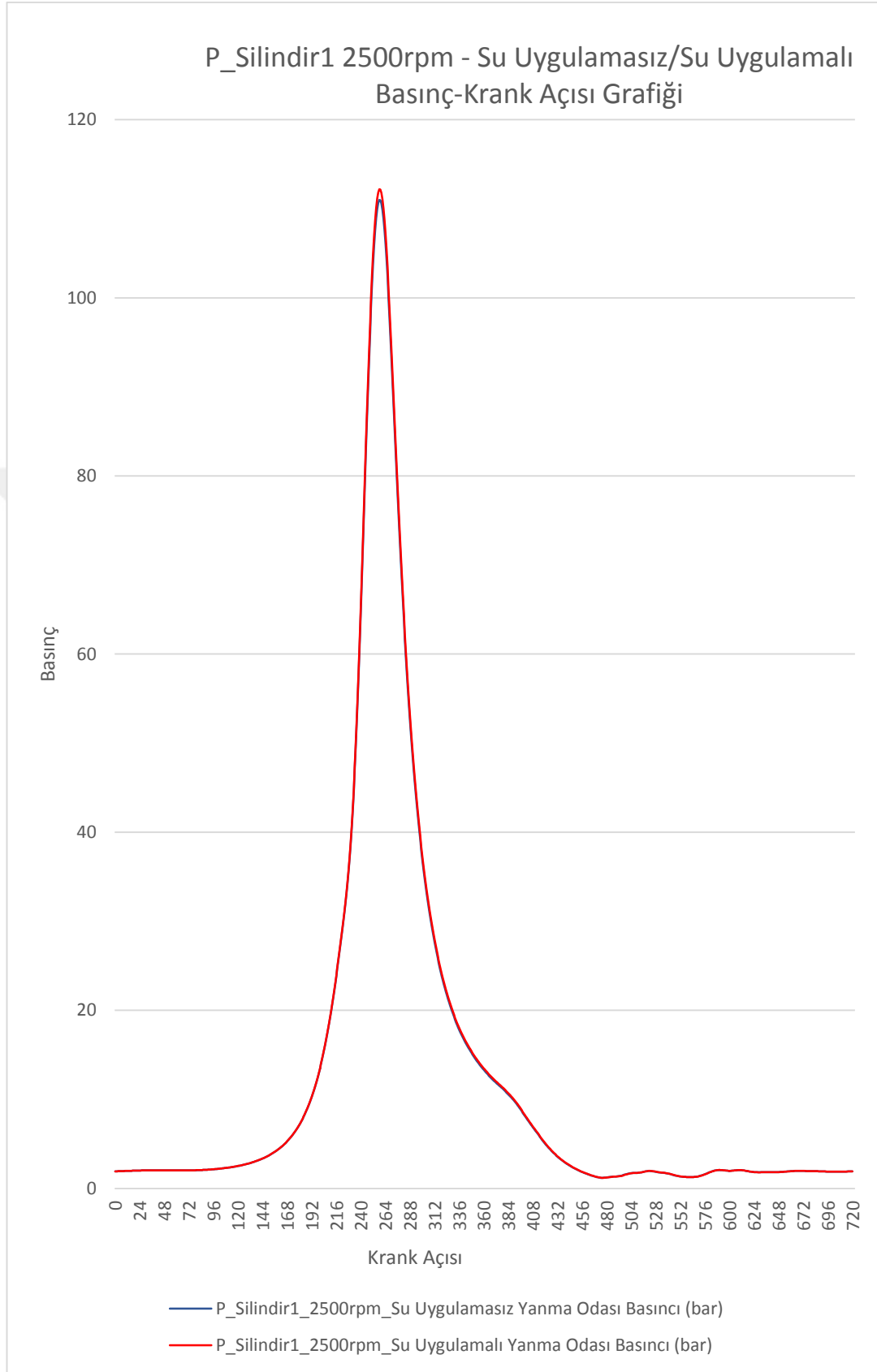
1.silindirinin su uygulamasız ve su uygulamalı olarak yanma odası basınç değişim grafikleri krank açısına bağlı olarak Şekil 5.11., Şekil 5.12., Şekil 5.13.'de verilmiştir.



Şekil 5.11. 1500, 2000, 2500rpm için 1.silindirinin su uygulamasız ve su uygulamalı olarak yanma odası basıncı grafikleri 1



Şekil 5.12. 1500, 2000, 2500rpm için 1.silindirinin su uygulamasız ve su uygulamalı olarak yanma odası basıncı grafikleri 2



Şekil 5.13. 1500, 2000, 2500rpm için 1.silindirinin su uygulamasız ve su uygulamalı olarak yanma odası basıncı grafikleri 3

Tablo 5.2.'de 1.silindir basıncının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi özet olarak verilmiştir.

Tablo 5.2. Silindir basıncının su uygulamasız ve su uygulamalı krank açısına bağlı değişimi		
P_Silindir1_1500rpm_Su Uygulamasız Yanma Odası Basıncı (bar)	P_Silindir1_2000rpm_Su Uygulamasız Yanma Odası Basıncı (bar)	P_Silindir1_2500rpm_Su Uygulamasız Yanma Odası Basıncı (bar)
974,906	107,067	106,805
P_Silindir1_1500rpm_Su Uygulamalı Yanma Odası Basıncı (bar)	P_Silindir1_2000rpm_Su Uygulamalı Yanma Odası Basıncı (bar)	P_Silindir1_2500rpm_Su Uygulamalı Yanma Odası Basıncı (bar)
990,541	108,305	107,89

BÖLÜM 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan bu çalışmada emme portuna su püskürtme yönteminin 3 silindirli direkt enjeksiyonlu benzinli bir motorda, motor karakteristiğine ve performansına etkisi incelenmiştir. İlk olarak dinamometreden tam yük altında tork verileri alınmış ve torkun en yüksek olduğu noktada dahil olarak, bu veriler simülasyon için kullanılmıştır. AVL-Boost programında referans veriler kullanılarak motor modeli oluşturulmuştur. Daha sonra 1500rpm, 2000rpm ve 2500rpm olarak üç farklı referans operasyon noktasında su püskürtmesiz ve su püskürtmeli motor davranışı test edilmiştir.

Elde edilen simülasyon sonuçları neticesinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir;

- Dinamometre verilerine göre en fazla torkun elde edildiği 2000rpm noktası, AVL-Boost simülasyonunda su uygulamasıyla birlikte 1500’de elde edilmiştir.
- Bu yöntemle motorun maksimum torka ulaştığı nokta 2000rpm’den 1500rpm noktasına alınabilmektedir. Böylece motor daha düşük yükte daha fazla tork verebilmektedir.
- %10 emme portuna su uygulaması ile birlikte en yüksek tork 1500rpm’de elde edilmiş, diğer iki çalışma noktası olan 2000rpm’de ve 2500rpm’de de tork artışı meydana gelmiştir.
- Modelleme sonucuna göre motor devri arttıkça motora giren hava miktarı artmıştır. Bu artış su püskürtme uygulamasının yanma odası sıcaklığını düşürmesi ile daha çok havanın yanma odasına alınmasını mümkün kılmıştır.
- Simülasyon sonucunda motor devri arttıkça yakıt tüketimi miktarında da artış meydana gelmiştir.

- 1500rpm için motora giren hava miktarında artış meydana gelmiştir. Hava yakıt oranında da artış görülmüştür. Yani motorun daha fakir karışımla yandığı görülür. Yakıt miktarında da bir miktar artış söz konusudur.
- 2000rpm için motora giren hava miktarında 1500rpm'e göre daha az bir artış meydana gelmiştir. Hava yakıt oranındaki artış ise daha fazladır. Yani yakıt tüketiminde bir miktar azalma söz konusudur.
- 2500rpm için diğer çalışma noktalarında da olduğu gibi giren hava miktarı ve hava yakıt oranı artmıştır. Yakıt miktarındaki artış en fazla bu operasyon bölgesinde görülür.
- Yanma odası sıcaklığı krank açısı-sıcaklık olarak incelendiğinde her üç operasyon noktasında da su uygulaması ile birlikte düştüğü görülmüştür. Bu sonuç suyun buharlaşması sayesinde elde edilir. Motorun sıkıştırma zamanı sonunda sıcaklığının düşmesi, yakıtın vuruntu önleyici özelliğinin azalmasına da yardımcı olabilir.
- Yanma odası basıncı krank açısı-sıcaklık olarak incelendiğinde her üç operasyon noktasında da su uygulaması ile birlikte arttığı görülmüştür. Yanma odasının sıcaklığı su püskürtme teknolojisi sayesinde düşürülerek, yanma odasına daha çok hava girmesini ve silindir içinde daha yüksek basınç elde edilmesine sebep olmuştur.
- Yakıt tüketiminde her üç operasyon noktasında da su uygulamasına bağlı olarak değişim gözlenmemiştir.

Yapılan çalışmanın sonuçları incelendiğinde 3 silindirli içten yanmalı benzinli motorun emme portuna yapılan su püskürtmesiyle birlikte yanma odasının sıcaklığı düşürülmüş ve yanma odasının basıncında artış meydana gelmiştir. Buna bağlı olarak torkta artış sağlanmıştır. Buna karşın olarak yakıt tüketiminde farkedilebilir bir değişim gözlenmemiştir. Fakat elde edilen torkun artışı göze alındığında yakıt tüketiminin değişmemesi olumlu olarak değerlendirilir.

Tork artışına ek olarak yanmanın daha yüksek basınçta ve daha düşük sıcaklıkta yapılması motordan salınan emisyonların da düşmesine neden olacaktır. Wei Migrui ve arkadaşları (2017) yaptıkları benzinli motorda su püskürtme çalışmasında NO_x is

ve HC emisyon oluşumunun su oranına bağlı olarak düştüğünü gözlemlemiştir. Titus Tschalamaff ve arkadaşları (2007) tek silindirli benzinli bir motorda yanma odasına su püskürterek NO_x emisyonlarının yanma odasındaki sıcaklığın düşüşüne bağlı olarak oldukça düştüğünü gözlemlemiştir. Su oranındaki fazla artışla birlikte daha az tam yanma gerçekleşmiş ve bunun sonucunda HC ve CO emisyonlarında artış görülmüştür.

Sistemin sunduğu avantajların haricinde, motorun kullanım karakteristiğinin farklılığı ve çevre koşulları gibi parametreler, su tankının büyüklüğü, yalıtımı veya donmasına karşı sistemler, yanlış sıvı kullanımı, kalitesiz su kullanımı, enjeksiyon sisteminde kireçlenme veya korozyona karşı güvenlik ve önleyici sistemler geliştirilmeye devam etmektedir. Bu sorunların geliştirilmesi ve çözülmesi ile birlikte içten yanmalı motorlarda performans artırıcı ve emisyon düşürücü olan su püskürtme sisteminin kullanımı seri üretim araçlarda artacaktır. Su püskürtme sistemi, downsizing (daha küçük hacimli motorların kullanılması), aşırı doldurma gibi tekniklere ek gelecekte yardımcı yöntem olarak başka günümüz motor teknolojileriyle birlikte kullanılacaktır.

KAYNAKÇA

- [1] Matthias, T., Henning, B., Johannes, S., Georg, B., Andreas, B., Water Injeciton-High Power and High Efficiency Combined. 25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 345-380, 2016.
- [2] İdris, C., Termal bariyer kaplı bir buji ateşlemeli motora su enjeksiyonunun motor performans ve egzoz emisyonları üzerine etkilerinin incelenmesi. Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi., 13(3),31-40, 2016.
- [3] <https://www.aecc.eu/wp-content/uploads/2017/11/2017-AECC-technical-summary-on-GPF-final.pdf>, Erişim Tarihi: 27.06.2018.
- [4] Durst, B., Landerl, C., Poggel, J., Schwarz, C., Kleczka, W., Hussman, B., BMW water injection: initial experience and future potentials. 38.Internationales Wiener Motorensymposium, Munich, 2017.
- [5] Nico, S., Robert, W., D., Jyh, Y., C., Andrej, P., Reduction of Nox and Soot Emission by Water Injection During Combustion in a Diesel Engine, FISITA World Automotive Congress, Seoul, 1-6, Ocak 2000.
- [6] Hadi, T., Simin, A., Elireza, P., Benchmarking of water injection in a hydrogen-fueled diesel engine to reduce emissions. International Journal of Hydrogen Energy., 42, 11962-11975, 2017.
- [7] Wei, M., Nguyen, T., S., Richard, F., T., Liu, J., Water injection for higher engine performance and lower emissions. Journal of Energy Institute., 90, 285-299, 2017.
- [8] Tschalamoff, T., Laaß, U., Janicke, D., Water injection for higher engine performance and lower emissions., MTZ Worldwide, 68, 15-18, 2007.
- [9] M, Nour., H, Kosaka., Ali, K., R., M, Bady., Effect of Water Injection into Exhaust Manifold on Diesel Engine Combustion and Emissions, 3rd International Conference on Power and Energy Systems Engineering CPESE 2-12, Japan, 2016.
- [10] Fabio, B., Vincenzo, D., B., Luigi, T., Potentials of Cooled EGR and Water Injection for Knock Resistance and Fuel Consumption Improvements of Gasoline Engines, Applied Energy, 169, 112-125., 2016.

- [11] Emre, A., Yakup, I., Hamit, S., Ahmet, U., Emre, Y., Experimental Investigation of the Effects of Direct Water Injection Parameters on Engine Performance in a Six-Stroke Engine, 98, 89-97, 2015.
- [12] Xiaokang, M., Fujun, Z., Kai, H., Zhenxia, Z., Yangyang, L., Effects of Intake Manifold Water Injection on Combustion and Emissions of Diesel Engine, The 6th International Conference on Applied Energy, 61, 777-781, 2014.
- [13] Y, Karagoz., L, Yüksel., T, Sandalcı., A. S. Dalkılıç., An Experimental Investigation on the Performance Characteristics of a Hydroxygen Enriched Gasoline Engine with Water Injection, International Journal of Hydrogen Energy, 40, 692-702, 2015.
- [14] Yıldırım, T., Dört zamanlı tek silindirli benzinli bir motor için çevrim atlatma mekanizmasının tasarlanması, imalatı ve motora adapte edilmesi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2010.
- [15] Heywood, J. B., Internal combustion engine fundamentals, McGrawHill Book Company, Newyork, 1988.
- [16] http://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_engine, Erişim Tarihi: 18.06.2018.
- [17] Ainul, A., S., Surjatin, W., Azmin, S., M., R., Fairuz, I., R., Harijono, D., Engine optimization by using variable valve timing system at low engine revolution, ARPN Jeournal of Engineering and Applied Sciences., 10(20), 9730-35, 2015.
- [18] Ali, A., Can, Ç., Yakup, Sekmen., Buji ateşlemeli motorlarda değişken supap zamanlamasının performansa etkileri üzerine deneysel bir araştırma, Mühendislik Bilimleri Dergisi, 7(1), 35-38, 2001.
- [19] Atilla, K., Fuat, G., Değişken supap zamanlamasının motor performansına etkilerinin deneysel incelenmesi, Politeknik Dergisi, 9(4), 271-277, 2006.
- [20] Fontana, G., Galloni, E., Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine, Applied Energy, 86, 96-105, 2009.
- [21] Victor, G., Ultra – Downsizing of Internal Combustion Engines, SAE Technical Paper, 2015.
- [22] Leduc, P., Dubar, B., Ranini, A., Monnier, G., Downsizing of gasoline engine an efficient way to reduce CO2 emissions, Oil and Gas Science and Technology, 1(58), 115-127, 2003.

- [23] Aditya, D., Baekhyun, C., Javier, V., Kamil, S., Bo, G., Martin, W., Warren, T., Shahram, E., Juan, P., Rob, T., Engine Downsizing Using Electrically Driven Supercharger, 13th EAEC European Automotive Congress, Valencia, 2011.
- [24] Öz, A., Demir, A., Küçük hacimli – yüksek performanslı motor teknolojileri ve uygulamaları, Geleceğin Mühendislik Eğitiminde Endüstri ile İşbirliği Sempozyumu, Isparta, 2012.
- [25] Öz, A., Demir, A., Sağiroğlu, S., İçten yanmalı motorlarda performansı artırıcı uygulamalar, Journal of Current Researches on Engineering, 3(2), 2017.
- [26] Prasad, S., Dennis, N., A., Turbocharger Matching for a 4-Cylinder Gasoline HCCI Engine Using a 1D Engine Simulation, SAE International Technical Paper, 2010.
- [27] Mustafa, E., E., Emre, Ö., Motor kontrolü uygulamaları için çift kademeli aşırı doldurma sistemine sahip bir dizel motorun modellenmesi, Mühendis ve Makina, 659(55), 50-64, 2014.
- [28] Selçuk, D., Eyüp, C., Muammer, Ö., İçten Yanmalı Motorlarda Turbo Doldurucuların Motor Performansına Etkisinin Teorik Analizi, 2.Ulusal Konya Ereğli Kemal Akman Meslek Yüksek Okulu Tebliğ Günleri, Mayıs, 2010.
- [29] Yu, S., Dong, G., Li, L., Transient characteristics of emissions during engine start/stop operation employing a conventional gasoline engine for HEV application, International Journal of Automotive Technology, 9(5), 543-549, 2008.
- [30] Henedino, G., Obtainment of Same Thermal Efficiency in Spark Engines with Different Compression Ratio, SAE Technical Paper, 921523, 1992.
- [31] Shigeo, M., Yasuo, T., Tokuhei, I., Factors Limiting the Improvement in Thermal Efficiency of S.I. Engine at Higher Compression Ratio, SAE Technical Paper, 870548, 1987.
- [32] Bogdan, M., Ionut, D., Nicolae-Doru, S., A Background of Variable Compression Ratio Engines, AUTOMOTIVE Series, 26, 64-71, 2016.
- [33] Radivoje, P., Sasa, M., Stevan, P., V., Benefits and challenges of variable compression ratio at diesel engine, THERMAL SIENCE, 14(4), 1063-1073, 2010.
- [34] Ray, J., M., Francisco, P., S., Estimated Cost of Gasoline Particulate Filters, The International Council on Clean Transportation, 8, Eylül 2011.

- [35] Ali, Ş., Binek tipi bir taşıtta katalitik konvertor veriminin deneysel olarak incelenmesi., 1(1), 1-7, 2009.
- [36] http://www.emo.org.tr/ekler/6a403475770d3ba_ek.pdf Erişim Tarihi: 12.02.2019.
- [37] http://www.ktu.edu.tr/dosyalar/makina_5e751.pdf Erişim Tarihi: 12.02.2019.
- [38] <https://www.avl.com/-/avl-fuel-mass-flow-meter-and-fuel-temperature-control>. Erişim Tarihi: 12.02.2019.
- [39] https://www.avl.com/html/static/ITS_ONLINE/PDFs/E/10_TESTING_EQUIPMENT_8_E.pdf. Erişim Tarihi: 12.02.2019.



ÖZGEÇMİŞ

Işılray Taşdemirci, 1992’de İzmit’te doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini İzmit’te tamamladı. 2015 yılında Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden mezun oldu. 2015 yılında Sakarya Üniversitesi Makine İmalatı ve Tasarımı Bölümü Yüksek Lisans programına başladı.

