KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

DİREKT PÜSKÜRTMELİ HCCI BİR MOTORDA PÜSKÜRTME PARAMETRELERİNİN YANMA VE EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ALİ TÜRKCAN

KOCAELİ 2013

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

DİREKT PÜSKÜRTMELİ HCCI BİR MOTORDA PÜSKÜRTME PARAMETRELERİNİN YANMA VE EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ALİ TÜRKCAN

Prof. Dr. Mustafa ÇANAKCI **Danışman, Kocaeli Üniv.**	.....
Prof. Dr. Adnan PARLAK **Jüri Üyesi, Yıldız Teknik Üniv.**	.....
Prof. Dr. Murat HOŞÖZ **Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.**	.....
Doç. Dr. Hakan Serhad SOYHAN **Jüri Üyesi, Sakarya Üniv.**	.....
Doç. Dr. Ahmet Necati ÖZSEZEN **Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.**	.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 12.06.2013

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Son yıllarda artan taşıt sayısına bağlı olarak sera etkisi, asit yağmurları vb. çevresel problemler artmaktadır. Bu çevresel tehditlerden dolayı, emisyon standartları yükseltilmiş ve motor üreticilerinin bu standartları sağlaması zorunlu kılınmıştır. Bu yüzden araştırmacılar yeni teknolojiler ve yanma teorileri üzerinde çalışmaktadırlar. Yeni bir yanma teorisi olan homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) yanma, düşük NO_x ve yüksek efektif verime özelliklerine sahiptir. Fakat bu özelliklerinin yanında yanma fazlarının kontrol edilememesi, çalışma alanının dar olması ve düşük sıcaklıkta yanmanın bir sonucu olarak yüksek HC ve CO emisyonu üretmesi önemli eksik yönleridir. Bu tez çalışmasında çift kademeli direkt yakıt enjeksiyon tekniği ve alkol-benzin karışımları kullanılarak yanma fazlarının kontrol edilebilmesi, çalışma alanının genişletilmesi ve daha düşük HC ve CO emisyonlarının sağlanabilmesi amaçlanmıştır.

Bu çalışmanın ortaya çıkmasında fikirleri ve tecrübesi ile yol gösteren, birikimlerini benimle paylaşan, akademik çalışma anlayışını bize aşılayan, sabır, anlayış ve verdiği sürekli destek için danışmanım ve saygıdeğer hocam Prof. Dr. Mustafa ÇANAKCI'ya şükranlarımı ve teşekkürlerimi sunarım. Tez ve proje çalışmalarıma tecrübesiyle büyük katkılar sağlayan kıymetli hocam Doç. Dr. Ahmet Necati ÖZSEZEN'e, ayrıca çalışmalarıma katkılarından dolayı Doç. Dr. Hakan Serhad SOYHAN'a ve deneysel çalışma sürecinde bana destek olan iş arkadaşım Arş. Gör. Ertan ALPTEKİN'e teşekkür etmeyi bir borç bilirim. Bu çalışma süresince desteklerini esirgemeyen tüm çalışma arkadaşlarıma, hocalarıma ve yönetim kadrosuna destekleri ve sağladıkları huzurlu çalışma ortamı için teşekkür ederim.

Yapmış olduğum bu tez çalışmasına, 111M108 numaralı TÜBİTAK 1001 Projesi ile büyük destek veren TÜBİTAK'a, 2011/22 ve 2011/44 numaralı BAP projeleri ile doktora çalışmama çok büyük katkı sağlayan Kocaeli Üniversitesi'ne teşekkür ederim.

Ayrıca beni bugünlere getiren ve hiçbir zaman haklarını ödeyemeyeceğim annem, babam ve kardeşime, bu süreçte göstermiş olduğu büyük sabır ve anlayışla her zaman yanımda olduğunu hissettiren değerli eşim Av. Saime TÜRKCAN'a, destekleri için sonsuz saygı, sevgi ve teşekkürlerimi sunuyorum.

Haziran – 2013 Ali TÜRKCAN

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR i
İÇİNDEKİLER ii
ŞEKİLLER DİZİNİ iii
ÖZET viii
ABSTRACT ix
GİRİŞ 1
1. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA VE HCCI 3
2. HCCI YANMA KONTROL YÖNTEMLERİ 9
2.1. Yakıt Enjeksiyon Stratejisi 10
2.2. Emme Havası Giriş Sıcaklığı 22
2.3. EGR Etkisi 25
2.4. Alkol Katkıların Etkisi 28
3. MATERYAL VE METOT 36
3.1. Motor Test Sistemi 38
3.2. Yakıt Enjeksiyon Sistemi ve Yakıt Miktarının Belirlenmesi 40
3.3. Yanma Analiz Sistemi 46
3.4. Emisyon Ölçüm Sistemi 51
3.5. Deneysel Akış Prosedürü 53
3.6. Performans ve Yanma Karakteristiklerinin Hesaplanması 56
4. ÇİFT KADEMELİ DİREKT ENJEKSİYONUN VE ALKOL-BENZİN KARIŞIMLARININ HCCI YANMA ÜZERİNE ETKİLERİ 67
4.1. I. ve II. Enjeksiyon Zamanının HCCI Yanma Üzerine Etkileri 67
4.2. Yüksek ve Düşük Eşdeğerlik Oranlarının HCCI Yanma Üzerine Etkileri 80
4.3. Enjeksiyon ve EGR Oranın HCCI Yanma Üzerine Etkileri 90
4.4. Emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanma üzerine etkileri 98
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 109
KAYNAKLAR 118
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER 125
ÖZGEÇMİŞ 128

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. DISI motor teknolojisi 4
Şekil 1.2. Dizel, Otto ve HCCI teorilerine göre yanma 5
Şekil 2.1. HCCI yanma kontrol algoritması 10
Şekil 2.2. Tek ve çift enjeksiyon sonrasında silindir içerisinde 334.3° KA elde edilen karışım konsantrasyonunun dağılımı 13
Şekil 2.3. Birinci enjeksiyondan 75 °KA sonrasında yakıtın silindir içerisindeki dağılımı 13
Şekil 2.4. EO'nun 335 °KA'da silindir içerisindeki yakıt dağılımına etkisi 14
Şekil 3.1. Deneysel çalışmanın prensip şeması 37
Şekil 3.2. Motor test sistemi ve kontrol panosu 38
Şekil 3.3. Sıcaklık kontrol ünitesi 39
Şekil 3.4. Soğutulmuş dış EGR sistemi 40
Şekil 3.5. Elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sisteminin prensip şeması 41
Şekil 3.6. Ana kontrol devresi 41
Şekil 3.7. Sürücü kontrol devresi 42
Şekil 3.8. GDI enjektör 42
Şekil 3.9. GDI enjektörün V-t karakteristiği 43
Şekil 3.10. Enjeksiyon kontrol sistemi ara yüzü 43
Şekil 3.11. Krank açısına bağlı çift kademeli yakıt enjeksiyon stratejisi 44
Şekil 3.12. Pik ve sürme gerilimleri uygulama sürelerinin ayarlanması 45
Şekil 3.13. Düşük basınç common rail sistemi 46
Şekil 3.14. Pik ve sürme uygulama sürelerine göre püskürtülen yakıt miktarlarındaki değişim 47
Şekil 3.15. Silindir gaz basınç sensörü ve GDI 48
Şekil 3.16. Sinyal şartlandırıcı ve bağlantıları 49
Şekil 3.17. Veri toplama sistemi donanımı ve kullanıcı arayüzü 50
Şekil 3.18. Logaritmik P-V diyagramı 51
Şekil 3.19. Emisyon ölçüm noktaları 51
Şekil 3.20. Egzoz emisyonu ölçüm cihazları 52
Şekil 3.21. Deneysel çalışmanın akış diyagramı 55
Şekil 3.22. Moment ölçümü prensip şeması 57
Şekil 3.23. Isı dağılımı ve yanmış yakıt kesri 65
Şekil 4.1. I. ve II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi 68
Şekil 4.2. I. ve II. enjeksiyon zamanının yanma karakteristikleri üzerine etkileri 72
Şekil 4.3. I. ve II. enjeksiyon zamanının yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkileri 75
Şekil 4.4. I. ve II. enjeksiyon zamanının emisyonlar üzerine etkileri 78
Şekil 4.5. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı 81
Şekil 4.6. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının yanma karakteristikleri 83
Şekil 4.7. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının yanma ve performans 86

Şekil 4.8. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının emisyonlar üzerine etkisi 89
Şekil 4.9. EO ve EGR'nin silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi 92
Şekil 4.10. EGR oranına bağlı P_{maks} değişimi 93
Şekil 4.11. EO ve EGR'nin yanma ve performans karakteristikleri üzerine 95
Şekil 4.12. EO ve EGR'nin emisyonlar üzerine etkisi 97
Şekil 4.13. II. enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığının silindir gaz 101
Şekil 4.14. II. enjeksiyon zamanı ve T_{in}'in yanma karakteristikleri üzerine etkisi 102
Şekil 4.15. II. enjeksiyon zamanı ve T_{in}'in yanma ve performans karakteristikleri 105
Şekil 4.16. II. enjeksiyon zamanı ve T_{in}'in emisyon karakteristikleri üzerine etkisi 107

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 3.1. Test motorunun teknik özellikleri 38
Tablo 3.2. Basınç sensörü ve sinyal şartlandırıcının özellikleri 47
Tablo 3.3. National Instruments PCI 6251 veri toplama kartının 49
Tablo 3.4. Emisyon ölçüm cihazlarının teknik özellikleri 52
Tablo 3.5. Test yakıtlarının özellikleri 56
Tablo 3.6. Sabit enerji girişinde molar ısıl değerler 59
Tablo 3.7. Sabit enerji girişlerindeki hava-yakıt oranları 61

SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR

a_s, b : Isı iletim modeli sabit katsayılar
A_{wall} : Silindir içi yüzey alanı (m^2)
b_e : Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)
bmep : Fren ortalama efektif basıncı (KPa)
CA5 : Yanmış yakıt kesrinin %5'a geldiği krank açı konumu (°KA)
CA50 : Yanmış yakıt kesrinin %50'ye geldiği krank açı konumu (°KA)
CA95 : Yanmış yakıt kesrinin %95'a geldiği krank açı konumu (°KA)
c_v : Sabit hacimde özgül ısınma ısısı (kJ/kgK)
F : Kuvvet (N)
h : Isı transfer katsayısı (W/m^2K)
I_1 : Birinci enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarı (mg)
I_2 : İkinci enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarı (mg)
k : Özgül ısılar oranı
l : Moment kolu uzunluğu (m)
MBAO : Maksimum basınç artış oranı (MPa/°KA)
Md : Döndürme momenti (Nm)
MHRR : Maksimum ısı dağılım oranı(kJ/°KA)
n : Motor devri (d/d), çevrim sayısı
η_{eff} : Efektif verim
P : Silindir gaz basıncı (bar)
ϕ : Yakıt/hava eşdeğerlik oranı
P_e : Efektif güç (kW)
P_{inj} : Enjeksiyon basıncı (bar)
CA_{Pmaks} : Maksimum basıncın gerçekleştiği krank açı konumu (°KA)
P_{mak} : Maximum silindir gaz basıncı (MPa)
R : İdeal gaz sabiti (kJ/kgK)
Q : Toplam ısı dağılım oranı (kJ)
Q_n : Net ısı dağılım oranı (kJ)
Q_{wall} : Silindir duvarlarına olan ısı transferi (kJ)
s_p : Ortalama piston hızı (m/s)
T_{gas} : Silindir gaz sıcaklığı (K)
T_{in} : Emme havası giriş sıcaklığı (°C)
T_{wall} : Silindir duvarlarındaki sıcaklık (K)
TYS : Toplam yanma süresi (°KA)
λ : Hava fazlalık katsayısı
σ : Standart sapma (%)

Kısaltmalar

CAI : Controlled auto ignition (Kontrollü kendiliğinden tutuşma)
CFD : Computional fluid dynamic (Sayısal akışkanlar dinamiği)
CI : Compression ignition (Sıkıştırma ile ateşlemeli)

COV	: Coefficient Variation (Varyans değişim katsayısı)
COV_{IMEP}	: Coefficient Variation of IMEP (IMEP değerleri için varyans değişim katsayısı
COV_{MBAO}	: Coefficient Variation of MBAO (MBAO değerleri için varyans değişim katsayısı)
COV_{Pmaks}	: Coefficient Variation of P_{maks} (P_{maks} değerleri için varyans değişim katsayısı)
DI	: Direct injection (Direkt enjeksiyon)
DISI	: Direct injection spark ignition (Direkt enjeksiyonlu buji ateşlemeli)
EGR	: Egzoz gaz resirkülasyonu
eÜÖN	: Emme zamanı üst ölü nokta
EO	: Enjeksiyon oranı
GDI	: Benzin direk enjeksiyonu
H/Y	: Hava/yakıt oranı
HCCI	: Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli
HCSI	: Homojen dolgulu buji ateşleme
IMEP	: Indicated mean effective pressure (İndike ortalama efektif basınç)
KA	: Krank açısı
MTBE	: Metil tertiari bütil eter
NVO	: Negative valve overlap (Negatif subap bidirmesi)
PFI	: Port fuel injection (Emme manifolduna enjeksiyon)
PRF	: Preference fuel (Temel referans yakıt)
SCCI	: Stratified charge compression ignition (Katmanlı dolgulu sıkıştırma ile ateşleme)
SCSI	: Stratified charge spark ignition (Katmanlı dolgulu buji ateşleme)
SI	: Spark ignition (Buji ateşlemeli)
SICI	: Spark ignition compression ignition (Buji ile başlatılan sıkıştırma ile ateşlenen)
sÜÖN	: Sıkıştırma zamanı üst ölü noktası
TSDI	: Two stage direct injection (Çift kademeli direkt enjeksiyon)
ÜÖN	: Üst ölü nokta
ÜÖNÖ	: Üst ölü noktadan önce
ÜÖNS	: Üst ölü noktadan sonra

DİREKT PÜSKÜRTMELİ HCCI BİR MOTORDA PÜSKÜRTME PARAMETRELERİNİN YANMA VE EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu tez çalışmasında, çift kademeli direkt enjeksiyon stratejisinin HCCI yanma, performans ve emisyonları üzerindeki etkileri farklı oranlarda hazırlanmış alkol-benzin karışımları kullanılarak incelenmiştir. Bunun için, direkt enjeksiyonlu bir dizel motor elektronik kontrollü DI-HCCI motoruna dönüştürülmüştür. Enjeksiyon zamanları ve enjeksiyon oranları kontrol edilerek silindir içerisinde istenilen karışım elde edilmiştir. Enjeksiyon parametrelerinin, eşdeğerlik oranının, EGR'nin, emme havası sıcaklığının ve alkol-benzin karışımlarının yüksek sıkıştırma oranına sahip DI-HCCI motor üzerinde etkileri buji kullanılmadan incelenmiştir. Testler, aynı enerji girişi şartlarında ve sabit devirde yapılmış ve püskürtme basıncı 100 bar olarak belirlenmiştir. Birinci enjeksiyon emme zamanı ortalarında, ikinci enjeksiyon ise ÜÖN'ya yakın krank açılarında ve farklı enjeksiyon oranlarında yapılmıştır.

Bu çalışma sonucunda ikinci enjeksiyon zamanının, birinci enjeksiyon zamanına göre HCCI yanma üzerinde daha etkili olduğu ve yanma fazlarının doğrudan kontrolünde kullanılabilecek önemli bir parametere olduğu tespit edilmiştir. Yüksek eşdeğerlik oranları için, erken yapılan birinci enjeksiyon zamanlarında alkol-benzin karışımlarının MBAO değerlerinin vuruntu limitini geçtiği tespit görülmüştür. İkinci enjeksiyon zamanının kontrolü ile efektif verimde önemli bir düşme gerçekleşmeden, alkol-benzin karışımlarının MBAO değerleri azaltılmıştır. Yanmamış HC ve CO emisyonları, NO_x emisyonuna göre ikinci enjeksiyon zamanından daha az etkilenmiştir. Düşük eşdeğerlik oranlarında, optimum ikinci enjeksiyon zamanı kullanılarak daha düşük emisyon ve daha yüksek IMEP değerlerine ulaşılmıştır. Enjeksiyon oranının değişimi, EGR'nin uygulanması ve optimum ikinci enjeksiyon zamanı ile alkol-benzin karışımlarında HCCI çalışma alanı genişletilmiştir. Emme havası sıcaklığının artışı ile etanol-benzin karışımlarının ve benzinin COV_{IMEP} değerleri düşerken IMEP değerleri artmıştır. Maksimum efektif verime ise metanol-benzin karışımı ile ulaşılmıştır. Optimum ikinci enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığının kullanılması ile alkol-benzin karışımlarında benzine göre daha yüksek efektif verimler elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Alkol, Benzin, Çift Kademeli Direkt Enjeksiyon, EGR, Emme Havası Sıcaklığı.

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF INJECTION PARAMETERS ON THE COMBUSTION AND EMISSION CHARACTERISTICS OF A DI-HCCI ENGINE

ABSTRACT

In this study, the effects of two stage direct injection (TSDI) strategy were investigated on the combustion, performance and emissions of an engine fuelled with alcohol-gasoline blends prepared at different ratios. For this aim, a diesel engine was converted to an electronically controlled DI-HCCI engine. The injection timings and fuel quantity were adjusted to get desired mixture formation in the cylinder. The effects of injection parameters, equivalence ratios, EGR, intake charge temperature and alcohol-gasoline blends on the high compression ratio DI-HCCI engine were investigated without spark assist. The engine tests were conducted under the same energy input and constant speed conditions, injection pressure were used as 100 bar. The first injections were selected in the middle of the intake stroke and second injections were at the end of the compression stroke by using different injection ratios.

At the end of this study, it was found that the second fuel injection timing is an important parameter for directly control of combustion phase and it has more significant effects on the HCCI combustion compared with the first injection timing. The maximum pressure rise rate (MPRR) of alcohol-gasoline fuel blends were obtained to be higher than that of upper load limit at the earlier first injection timing for high equivalence ratio. Significant reductions in MPRR values were provided by means of controlling the second fuel injection timing without major drop in effective efficiency for alcohol-gasoline fuel blends. Unburned HC and CO emissions were less affected by the second fuel injection timing compared with NO_x emissions. Lower exhaust emissions and higher IMEP values were obtained with the use of optimal second fuel injection timings for alcohol-gasoline fuel blends at low equivalence ratio. The operating range was extended by optimum usage of second fuel injection timing, injection ratio and EGR for alcohol-gasoline fuel blends. The COV_{IMEP} of the ethanol-gasoline fuel blends and gasoline decreased, and the IMEP increased with increasing intake charge temperature. Maximum effective efficiency was obtained when methanol-gasoline fuel blends was used. It was obtained that thermal efficiency of the alcohol-gasoline fuel blends values were higher than that of gasoline when using optimal second fuel injection timing and intake charge temperature.

Keywords: Alcohol, Gasoline, Two Stage Direct Injection, EGR, Intake Charge Temperature.

GİRİŞ

Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli – Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) motor yüksek termik verim ve düşük NO_x emisyonlarından dolayı özellikle son yıllarda araştırmacıların yöneldiği ve içten yanmalı motorlarda yeni bir alan olarak gelişen ve geleceğin motor teknolojileri içerisinde yer alabilecek önemli bir motor teknolojisi olmaya adaydır. Fakat HCCI motorlarda yanma fazlarının doğrudan kontrol edilemiyor olması, dar bir çalışma alanına sahip olması ve düşük sıcaklıkta yanmanın bir sonucu olarak yüksek yanmamış HC ve CO emisyonu başlıca dezavantajlarını oluşturmaktadır.

Bu tez çalışmasında bu dezavantajların azaltılabilmesi için geliştirilen çözüm stratejisinin HCCI yanma üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kullanılan strateji, direkt ve çift kademeli enjeksiyon yöntemi ile EGR oranı, emme havası giriş sıcaklığı ve farklı oranlarda hazırlanmış alkol-benzin karışımlarının birlikte kullanılması ile oluşturulmuştur. Bu stratejide, her bir parametrenin HCCI motorun yanma, emisyon ve performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Bu tez çalışması beş bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, içten yanmalı motorlarda yanma konsepti ve HCCI'da uygulanan yöntemler genel olarak ele alınmıştır.

İkinci bölümde, literatürde benzin HCCI motorun yanma fazlarının kontrol edilmesi, çalışma alanının genişletilebilmesi ve emisyonlarının kontrol edilebilmesi için kullanılan yöntemler incelenmiştir. Bu yöntemlerin kullanılması sonucu yanma, emisyon ve performans parametreleri üzerindeki etkileri belirlenmiştir.

Üçüncü bölümde, tez çalışmasının yapılmasında kullanılan materyal ve metot açıklanarak deneysel çalışmanın her aşaması, deneysel çalışmanın prosedürü, deneysel çalışma kapsamında hesaplanan parametreler ve hesaplama yöntemleri üzerinde durulmuştur.

Dördüncü bölümde ise deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar alt bölümler halinde sunulmuştur. Birinci alt bölümde yakıt enjeksiyon parametrelerinin, ikinci alt bölümde eşdeğerlik oranının, üçüncü alt bölümde EGR'nin ve son alt bölümde ise emme havası sıcaklığının yanma, emisyon ve performans parametreleri üzerindeki etkileri her bir yakıt türü için değerlendirilmiştir.

Beşinci bölümde, çalışma sonucunda elde edilen kesin sonuçlar verilerek öneriler yapılmıştır.

Bu çalışmanın amacı; etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarının direkt, kademeli püskürtme tekniğinin uygulandığı ve benzin motoruna göre daha yüksek sıkıştırma oranının kullanıldığı bir HCCI motorda yanma fazlarının kontrol edilebilmesi ve çalışma alanının genişletilebilmesi olarak ifade edilebilir. Bununla birlikte, yakıt olarak alkol-benzin karışımlarının yanmamış HC ve CO emisyonu üzerindeki etkileri, soğutulmuş EGR'nin yüksek yüklerde çalışma alanlarının genişletilebilmesinde nasıl bir rol oynadığı ve düşük yüklerde ise emme havası sıcaklığının çevrimsel farklılıklar ve yanma başlangıcının kontrolü üzerinde nasıl bir etkiye sahip olduğu araştırılmıştır. Ayrıca, bu tez çalışması ile elde edilen bulgular doğrultusunda HCCI motorun dinamik kontrolü üzerinde çalışan motor tasarımcılarına önemli bir kaynak oluşturmak ve yakıt olarak benzin-alkol karışımlarının özellikle direkt ve kademeli püskürtme uygulanan benzin HCCI motorlarında ilk defa kullanımın etkilerinin incelenerek literatüre önemli bir katkı sağlamak hedeflenmiştir.

1. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA VE HCCI

Dünyada hızla artan taşıt sayısının neden olduğu sera etkisi, asit yağmurları vb. gibi çevresel kirlilikler, insan sağlığını tehdit etmektedir. Söz konusu çevresel tehditler otomobil üreticilerine yasal zorunluluk getirerek emisyon standartlarını sağlamak zorunda bırakmıştır. Bununla birlikte, artan taşıt sayısı ile fosil yakıt kullanımının artması ve yakın gelecekte fosil yakıtların azalması dünyayı tehdit altında bırakan önemli bir olgudur. Bu sebeplerden dolayı otomobil üreticileri ve araştırmacılar, buji ateşlemeli (spark ignition (SI)) motorlar ve sıkıştırma ile ateşlemeli (compression ignition (CI)) motorlar üzerinde yeni teknolojilerin geliştirilmesi ve yeni yanma teorilerinin oluşturulması üzerinde çalışmaya yönelmişlerdir.

Buji ateşlemeli motorlarda katalitik konvertörün etkili bir biçimde kullanılabilmesi, karışımın stokiyometrik ($\lambda=1$) şartlarda hazırlanmasına bağlıdır. Bu nedenle, hazırlanacak karışımın yanma odasının her bölgesinde stokiyometrik karışım (homojen) olması sağlanmaya çalışılır. Stokiyometrik karışımın hazırlanabilmesi için motora giren hava akışı gaz kelebeği ile kontrol edilmektedir. Bu kontrol yöntemi pompalama kayıplarının artmasına ve kısmi yüklerde verimin düşmesine neden olmaktadır. Direkt enjeksiyonlu buji ateşlemeli (direct injection spark ignition (DISI)) motor teknolojisi ile silindir içerisinde karışım oluşumu daha hassas kontrol edilerek buji etrafında stokiyometrik, bujiden uzak konumlarda fakir karışım ($\lambda>1$) oluşturulur. Şekil 1.1'de görüldüğü gibi, yanma odası içerisinde ok yönünde hava hareketleri oluşturularak (emme kanalı tasarımı veya piston tasarımı ile) buji etrafında stokiyometrik ve bujiden uzak bölgelerde fakir karışım oranı elde edilir. Tüm yanma odasında fakir bir karışım oluşmakta bu da düşük yakıt tüketimi sağlamaktadır. Bujiden uzak konumlarda fakir karışım bulunduğundan, bu noktalarda karışımın kendi kendine tutuşma (vuruntu) meyili çok azdır. Dolayısıyla sıkıştırma oranı arttırılarak daha verimli bir çalışma elde edilebilmektedir. DISI motor teknolojisinin bazı avantajlarının olmasına rağmen özellikle kısmi yüklerde buji etrafında oluşturulan katmanlı dolgu, ateşlemenin sonrasında alevin silindir

içerisinde hızla yayılmasına katkı sağlayarak geleneksel SI motorlarda olduğu gibiyüksek alev sıcaklığına neden olmaktadır. Yüksek alev sıcaklığı yanma sonu sıcaklığının artmasına dolayısıyla NO_x emisyonlarının yükselmesine neden olur. Ayrıca katmanlı dolgu, silindir içerisinde bölgesel zengin karışımlara yol açtığı için is emisyonlarının da artmasını sağlar [1]. Bu nedenle, DISI motorlarda bu iki emisyonun azaltılabilmesi ve emisyon standartlarının sağlanabilmesi için araştırmacılar geleneksel dizel ve benzin motoruna göre daha düşük NO_x ve is emisyonu ile birlikte daha yüksek ısıl verim avantajlarına sahip homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (Homogenous Charge Compression Ignition - HCCI) yanma teorisi üzerine odaklanmışlardır [2].

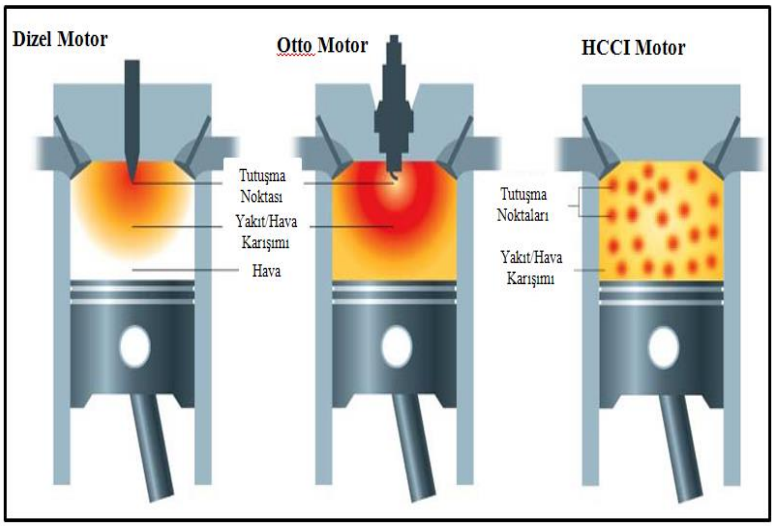


Şekil 1.1. DISI motor teknolojisi

HCCI yanma teorisi, benzin motorlarındaki gibi sıkıştırma zamanından önce hava/yakıt/artık gaz karışımının homojen olarak hazırlanması ve sonrasında dizel motorlarındaki gibi sıkıştırılarak kendiliğinden tutuşması prensibine dayanmaktadır.

Şekil 1.2'de görüldüğü gibi fakir ve homojen karışım hazırlandıktan sonra yanma odası içerisinde birçok tutuşma noktası oluşur. Oluşan tutuşma noktalarında yanma aynı anda gerçekleşir ve büyük çapta bir alev yayılmaz. Bu yüzden alev sıcaklığı düşük olacağından dolayı yanma süreci düşük sıcaklıkta gerçekleşerek benzin ve dizel motorlarına göre daha düşük NO_x emisyonu üretilecektir. Ayrıca homojen karışımın bir sonucu olarak minimum seviyelerde is emisyonu ve dizel motorunkine yakın termik verim elde edilmektedir. Bu avantajlarından dolayı HCCI motor teknolojisi düşük emisyon ve yüksek termik verim özelliği ile geleceğin motor

teknolojisi olmaya adaydır. Ancak HCCI motorlarının bu avantajlarının yanında, HCCI yanma teorisi üzerinde yapılan çalışmalar, HCCI motorun halen daha çözülemeyen handikaplarının olduğunu göstermektedir. Bu handikapların başında, HCCI motorunun yanma fazlarının geniş motor devri ve yükü aralığında doğrudan kontrol edilememesi gelmektedir. Bununla birlikte çalışma alanının dar olması, düşük sıcaklıktaki yanmanın bir sonucu olarak yüksek oranda yanmamış HC ve CO emisyonlarının üretilmesi, yüksek yanma gürültüsü, soğukta çalışma zorluğu ve homojen karışımın hazırlanmasındaki problemler HCCI teorisinin eksik yönlerini oluşturmaktadır.



Şekil 1.2. Dizel, Otto ve HCCI teorilerine göre yanma

HCCI motorun en önemli handikabı yanma başlangıcının doğrudan kontrolünün geleneksel SI motorlarda olduğu gibi buji veya CI motorlar olduğu gibi püskürtme zamanı ile yapılamıyor olmasıdır. HCCI motorlarda yanma başlangıcı hazırlanan yakıt/hava/artık gaz karışımın kendiliğinden tutuşma kimyasına ve silindir içi termal şartlara bağlı olarak şekillenmektedir. Bu nedenle, HCCI motorlarda yanma fazlarının geniş devir ve yük aralığında kontrol edilebilmesi geleneksel dizel ve benzinli motorlara göre çok daha zordur. HCCI yanmada kendiliğinden tutuşma zamanı ve yanma oranının kontrol edilebilmesinde iki önemli parametre rol oynamaktadır. Birincisi; silindir içerisindeki sıcaklık-zaman değişimi, ikincisi ise yakıtın kendiliğinden tutuşma karakteristikleridir. Sıcaklık-zaman değişiminin kontrol edilebilmesi için literatürde kullanılan parametreler; emme havası sıcaklığı ve basıncı, iç ve dış egzoz gazı resirkülasyonu (exhaust gas recirculation (EGR)),

değişken sıkıştırma oranıdır [3]. Fakat emme supabı kapatıldıktan sonra sıcaklık-zaman değişiminin ve yakıt konsantrasyonunun kontrolü sadece yakıt enjeksiyon zamanı ve kademeli enjeksiyon yöntemi ile kontrol edilebilir. DISI motor teknolojisi, püskürtme zamanının hassas olarak kontrolüne, kademeli püskürtmeye, her bir kademedeki püskürtülecek yakıt miktarının hassas olarak ayarlanabilmesine ve bu üç özelliğin yüksek frekansta yapılabilmesine imkan tanımaktadır. Bu teknoloji emme supabı kapandıktan sonra silindir içerisindeki sıcaklık-zaman değişiminin ve istenilen yakıt dağılımının kontrolüne olanak sağlamaktadır. Bilindiği gibi, DISI motor teknolojisi geleneksel SI motorlara göre daha yüksek termik verime sahiptir ve HCCI yanma ile düşük NO_x ve is emisyonu sağlanabilmektedir. Hem DISI teknolojisinin avantajlarının elde edilebilmesi, hemde HCCI yanma ile düşük sıcaklıkta yanmanın avantajlarının bir arada kullanılabilmesi için birçok araştırmacı bu konsept üzerinde çalışmaktadır. Çalışmaların sonucunda, DISI teknolojisinin benzin HCCI motorda yanma fazlarının doğrudan kontrolünde etkili bir yöntem olduğu, çalışma alanının genişletilebildiğini, yanma kararlılığının korunduğu ve yüksek termik verimlere ulaşılabildiğini tespit etmişlerdir [4-11].

Yakıtın kendiliğinden tutuşma karakteristikleri HCCI yanma fazlarını etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Bir yakıtın tutuşma karakteristiği yakıt içerisine konulan katkılar ve farklı yakıt karışımları ile değiştirilebilir. SI motorlar için benzin, vuruntuya karşı dirençli ve iyi uçuculuğa sahip bir yakıt olduğu için tercih edilirken, CI motorlarda ise kendiliğinden tutuşmaya karşı direnci daha düşük ve viskozitesi daha yüksek dizel yakıtı tercih edilmektedir. HCCI yanma prosesinde farklı yakıtların kullanılabilmesi mümkün olsa da yakıt seçimi, motor tasarımı ve kontrol stratejisi bakımından çok önemlidir. Ayrıca yakıtın yüksek uçuculuğa sahip olması silindir içerisinde homojen bir karışımın oluşturulması açısından önemli bir role sahiptir [12]. Metanol-benzin ve etanol-benzin karışımları içten yanmalı motorlarda kullanıldığında alkollerin benzine göre daha yüksek buharlaşma gizli ısılarına sahip olmasından dolayı yanma sonu basınç ve sıcaklıkları düşmektedir [13]. Alkollerin içerisinde oksijen bulunmasından dolayı yakıt olarak alkol-benzin karışımlarının kullanılması oksitlenmeyi arttırarak CO ve yanmamış HC emisyonlarının azalmasını sağlamaktadır. Etanol ve metanol HCCI motorlarda çok iyi yanma karakteristikleri gösterebilmekte ve benzine göre daha fakir karışımlarda ve daha yüksek hızlarda

çalışabilmektedir. Bununla birlikte, etanol ve metanolün benzinle karışması sonucu karışımın oktan sayısının artması ile bu karışımların daha yüksek sıkıştırma oranlarına sahip motorlarda kullanılabilmesi mümkündür [14-16].

Sıcaklık-zaman değişimin kontrol edilebilmesinde en eski ve yaygın bir şekilde kullanılan parametrelerden birisi de emme havası giriş sıcaklığıdır. Emme havası giriş sıcaklığı silindir içerisinde oluşturulan karışım sıcaklığının zamana bağlı değişimini ve yanma karakteristiklerini önemli şekilde etkilemektedir [15]. Yakıt olarak benzin kullanılan HCCI motor uygulamalarında karşılaşılan temel zorluklardan bir tanesi; sıkıştırma sonunda karışımın kendiliğinden tutuşmasını tetiklemek için yeterli ısıl enerjinin sağlanamamasıdır. Bu enerjinin sağlanabilmesi için literatürde yer alan alternatif yöntemler; farklı emme havası giriş sıcaklıkları, yüksek sıkıştırma oranı, artık gaz miktarı ve tutuşturmayı kolaylaştırıcı katkıların kullanılmasıdır. Yüksek emme havası sıcaklığının kullanılması yanma başlangıcının daha erken krank açılarında oluşmasını sağlar ve tutuşma gecikmesini kısaltır. Bununla birlikte yüksek emme havası sıcaklığı karışımın yoğunluğunun azalmasına dolayısıyla hacimsel verimin düşmesine, yanma sonu sıcaklığının artarak NO_x emisyonlarının artışına neden olur [17-19]. CO emisyonlarının CO_2 emisyonuna dönüşebilmesi için silindir içerisinde gerekli minimum yanma sonu sıcaklıklarının sağlanması ve yanma veriminin düşürülmemesi gerekir [20]. Bu yüzden emme havası giriş sıcaklığı ile yanma başlangıcının kontrolü sağlanırken bu durum göz önünde bulundurulmalıdır.

Sıkıştırma oranı silindir içi sıcaklığını etkilediğinden dolayı HCCI motorlarda yanma başlangıcını etkileyen önemli parametrelerden bir tanesidir. Sıkıştırma oranının yüksek seçilmesi dolgu sıcaklığının artmasına ve yanma başlangıcının daha erken krank açılarında olmasını sağlar [1]. Yüksek sıkıştırma oranı kullanılan yakıtın vuruntuya karşı direncine bağlı olarak yanma verimini bir noktaya kadar arttırırken daha yüksek sıkıştırma oranlarının seçilmesi durumunda yanma verimi kötüleşecek ve dolayısıyla termik verim düşecektir [21]. Bununla birlikte, HCCI motorlarda herhangi bir sıvı yakıtın kendiliğinden tutuşma özellikleri göz önüne alınarak değişken sıkıştırma oranlarında kullanılabilmesi de mümkündür. Fakat değişken sıkıştırma oranlarının pratikte uygulanabilmesi oldukça zordur.

Yakıt/hava eşdeğerlik oranı ise silindir içi maksimum dolgu sıcaklığını etkilediğinden dolayı, yanma başlangıcını da önemli derecede etkilemektedir. Yakıt miktarının artırılması ile sıkıştırma sürecinde silindir içi sıcaklığın düşmesi ve özgül ısılar oranının (k) azalması ile tutuşma gecikmesi artacaktır. Yakıt miktarının artışı, yanma hızı ve basınç artış oranını arttırarak vuruntunun oluşmasına, silindir içi maksimum sıcaklığın yükselmesine ve NO_x emisyonlarının artmasına neden olabilecektir. Bu dezavantajların ortadan kaldırılabilmesi için yüksek yakıt/hava eşdeğerlik oranlarında yani yüksek yüklerde, yüksek oranlarda EGR kullanılarak yanma reaksiyonu yavaşlatılır ve ani basınç artışından kaynaklanan motor gürültüsü, vuruntu ve silindir içi maksimum sıcaklığın artışı engellenebilmektedir [19, 22, 23].

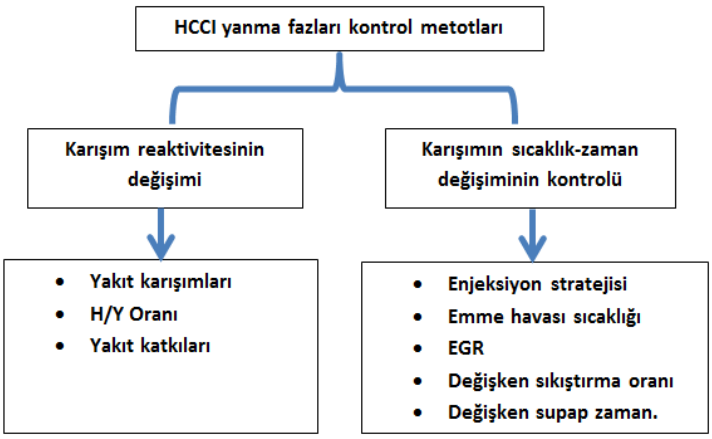
EGR, SI ve CI motorlarda NO_x emisyonlarını kontrol etmekte yaygın bir şekilde kullanılır. HCCI motorlarda ise tutuşma zamanı ve yanma oranının kontrol edilebilmesi için EGR kullanılmaktadır. EGR iki farklı yöntem kullanılarak HCCI motorlarda uygulanmaktadır. Birinci yöntem ile değişken supap zamanı ile silindir içerisinde bırakılmak istenen artık gaz oranı ayarlanır. Bu sayede hava/yakıt karışımın sıcaklığı yükselir buharlaşma ve homojen karışım daha iyi sağlanır. Sıcak EGR'nin uygulanmasıyla karışım seyreltilirken silindir içerisine alınan oksijen konsantrayonu azalır. Ayrıca EGR'nin ısıl etkisinden dolayı silindir içerisinde sıkıştırma zamanı sonunda sıcaklık düşebilmektedir [19]. EGR uygulamasının ikinci yöntemi ise basit bir valf ile EGR oranı ayarlanır ve ara soğutucudan geçirilerek egzoz gazlarının sıcaklığı düşürülür ve emme havası içerisine gönderilir. EGR yüksek eşdeğerlik oranlarında (yüksek yüklerde) kullanıldığında kimyasal reaksiyona katılarak yanma reaksiyonunun yavaşlamasına neden olmaktadır. Bununla birlikte EGR miktarının arttırılması yanma başlangıcının gecikmesine, maksimum silindir gaz basıncı (P_{maks}) ve maksimum ısı dağılım oranının (maksimum heat release rate (MHRR)) düşmesine neden olmaktadır. Bu yöntemin uygulanması ile maksimum basınç artış oranının (MBAO) düşürülerek yüksek yüklerdeki çalışma alanının genişletilebilmesi mümkün olabilecektir.

2. HCCI YANMA KONTROL YÖNTEMLERİ

HCCI yanma teorisini oluşturan temel karakteristikler; ön karışımın oluşumu, sıkıştırma ile ateşleme ve düşük sıcaklıkta yanmadır. Literatürde bu teorinin benzin motoruna uygulanması, kontrollü kendiliğinden tutuşma (controlled auto-ignition (CAI)) yanma teorisi ya da HCCI yanma teorisi olarak ifade edilmektedir. Bu teori; sıcaklık, basınç ve hava/yakıt/artık gaz karışımının kontrol edilerek tutuşma için gerekli şartların oluşması ve yanmanın başlaması ile gerçekleşmektedir. HCCI motorunda tutuşma zamanının doğrudan kontrolü geleneksel buji ateşlemeli (SI) motorlarda olduğu gibi buji ile yapılmamaktadır. Bu yüzden benzin HCCI motorunun yanma fazlarının kontrolünün farklı çalışma parametreleri (püskürtme stratejisi, dolgu sıcaklığı ve basıncı, EGR) kullanılarak kontrol edilmesi sağlanmaya çalışılmıştır [5, 24-25]. Bununla birlikte yakıt içerisindeki bazı kimyasal içerikler, ısı dağılımı sürecinde yakıtın kendiliğinden tutuşma zamanını geciktirici veya öne çekebilen özelliklere sahiptir. Bu nedenle, HCCI motorlarda kendiliğinden tutuşma olayının yakıtın modifikasyonu, tutuşmayı kolaylaştıran veya zorlaştıran katkılar ile kontrol edilebileceği belirtilmiştir [1]. Bu bölümde, literatür araştırması yapılarak HCCI yanma fazlarının kontrolünde kullanılan parametrelerin ve yakıt olarak benzin ya da benzin özelliklerine yakın yakıtların ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma, emisyon ve performans parametreleri üzerinde göstermiş oldukları etkiler incelenmiştir.

HCCI motorlarda yanma başlangıcı yakıt/hava karışımının kendiliğinden tutuşma kimyası ile kontrol edilmektedir. Şekil 2.1'de HCCI yanma fazlarının kontrol yöntemlerinin prensip şeması verilmiştir. Kendiliğinden tutuşma silindir içerisindeki sıcaklık-zaman değişimine ve karışımın özelliğine bağlıdır. Fakat karışımın sıcaklık-zaman değişimi, emme supabı kapandıktan sonra sadece direkt ve kademeli yakıt enjeksiyon tekniği ile kontrol edilebilir. Bu teknik kullanılarak aynı zamanda silindir içerisinde istenilen yakıt konsantrasyonu da esnek bir şekilde ayarlanabilmektedir [9]. Bu çalışma kapsamında karışımın sıcaklık-zaman değişiminin kontrolü için

direkt ve kademeli yakıt enjeksiyon tekniği, emme havası sıcaklığı ve soğutulmuş dış EGR yöntemi kullanılmıştır. Yakıt özellikleri değişiminin etkisini inceleyebilmek için ise alkol-benzin karışımları, düşük ve yüksek H/Y oranı kullanılmıştır.



Şekil 2.1. HCCI yanma kontrol algoritması [3]

2.1. Yakıt Enjeksiyon Stratejisi

Yakıt enjeksiyon stratejileri diğer kontrol teknikleri ile birlikte kullanıldığında, tutuşma zamanının kontrolünde ve çalışma alanının genişletilebilmesinde önemli role sahiptirler. Silindir içerisindeki bölgesel yakıt yoğunluklarının ayarlanabilmesi ve sıcaklık zaman değişiminin kontrol edilebilmesine imkan tanırlar. Bu iki değişkenin ayarlanması ile yanma zamanı ve süresi kontrol edilebilmektedir. Literatürde uygulanan birçok farklı yakıt püskürtme stratejilerinin, HCCI yanmanın kontrolü üzerinde farklı etkilere sahip olduğu görülmüştür [26].

Homojen karışımın elde edilebilmesinde yakıt ile havanın karışımı için yeterli zamanın bulunması gerekmektedir. Bunun için yakıtın erken püskürtülmesi ve yeterli zamanın bu yolla kazanılması için geleneksel olarak uygulanan teknik yakıtı emme manifolduna püskürtme tekniğidir. Emme manifolduna yapılan püskürtme ile daha iyi seviyelerde homojen bir karışım sağlanabilmektedir. Fakat karışımın katmanlaştırılması üzerinde önemli bir etkisi bulunmamaktadır. Bu etki için kullanılacak yöntem direkt püskürtme yöntemidir. Literatürde birçok çalışmada, HCCI teorisi emme manifolduna püskürtme (port fuel injection (PFI)) tekniği kullanılarak sağlanabilmiş olmasına rağmen bu tekniğin yanma fazlarının kontrolünde etkili olmadığı ve uygulanabilir sıkıştırma oranının belirli bir limite

kadar arttırılabildiği ortaya konulmuştur. Direkt enjeksiyon (direct injection (DI)) tekniği ile sıkıştırma oranı arttırılarak düşük yük limitleri genişletilebilmekte ve yanma fazlarının kontrolü sağlanabilmektedir. PFI yöntemi ile daha homojen karışım sağlanmasına rağmen diğer taraftan yüksek oranlarda yanmamış HC emisyonlarının oluşması bu yöntemin uygulanmasında sıkıntılara neden olmuştur. Yakıt türü ve motorun çalışma şartlarına bağlı olarak emme manifolduna püskürtülen yakıtın manifold duvarlarına çarpması ve buharlaşamaması yanmamış HC emisyonlarını arttırmaktadır. Wagner ve diğ. [27] direkt ve PFI yönteminin HCCI yanma karakteristikleri üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Gerek benzin gerekse dizel yakıtının kullanıldığı çalışmada DI tekniğinin daha iyi yanma karakteristiklerine sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Yakıt olarak benzin kullanmışlar, DI ve kademeli enjeksiyon yöntemini uygulamışlardır. Birinci enjeksiyon 95, 115 ve 125° krank açılarında (KA) üst ölü noktadan sonra (ÜÖNÖ) yapılmıştır. Birinci enjeksiyonun ÜÖN'dan uzaklaşmasıyla P_{maks} azalmış, yanma daha geç KA'larında gerçekleşmiştir. Erken enjeksiyonun sonucu duvar ıslaklığı probleminin oluştuğu ve sıvı yakıtın buharlaşamadığı görülmüştür. Birinci enjeksiyonun erken KA'larında yapılması yanmamış HC emisyonun yükselmesine ve NO_x emisyonun düşmesine neden olmuştur. DI yönteminin, PFI yöntemi ile karşılaştırıldığında yanma kararlılığının korunduğunu, yakıt tüketiminin ve yanma veriminin iyileştiğini, çalışma alanının genişletilebildiğini ve volümetrik verimin %9 civarlarında arttığını tespit etmişlerdir [28, 29].

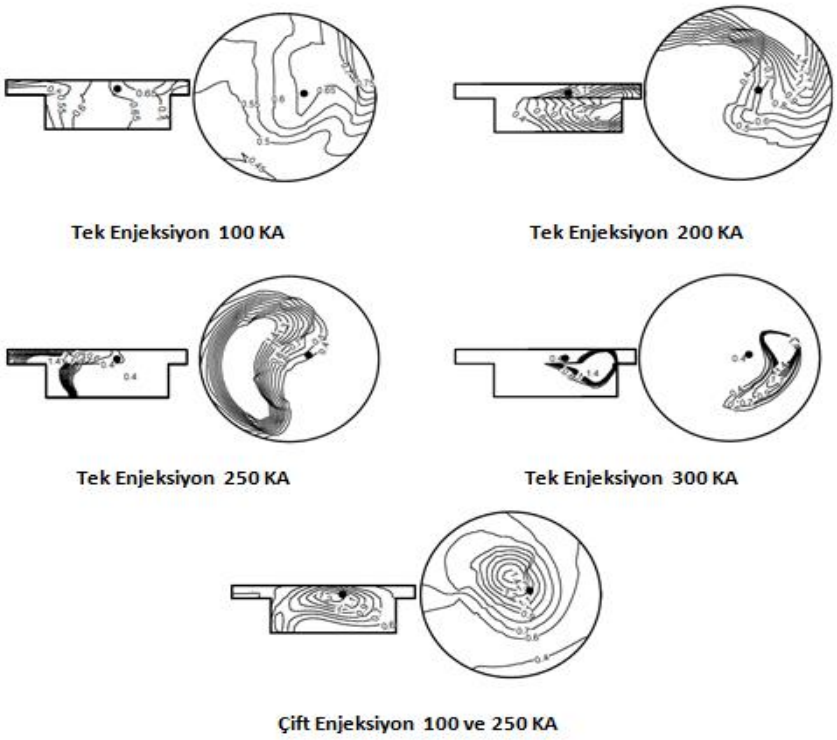
Wang ve diğ. [28], yaptıkları çalışmada benzin DI sistemli bir motorda çift püskürtme yöntemini kullanarak I., II. enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranının etkisini detaylı olarak incelemişlerdir. İstenilen karışım, çift enjeksiyon tekniği kullanarak silindir içerisinde hazırlanmıştır. Tek ve çift enjeksiyon tekniğinin simülasyon sonuçlarını karşılaştırmışlar, tek enjeksiyon 100 °KA ve çift enjeksiyonu ise 100 ve 250 °KA'larında yaparak yakıtın silindir içerisindeki dağılımını karşılaştırmışlardır. Şekil 2.2'de verilen simülasyon sonuçlarına göre tek enjeksiyonun 100 °KA yapılması ile silindir içerisinde homojen karışım oluşturulmuş, fakat silindir içerisindeki karışımın tamamen fakir olmasından dolayı buji etrafında istenilen karışım elde edilememiştir. Tek enjeksiyonda enjeksiyon zamanının çok erken olması (100 °KA) fakir karışıma, enjeksiyon zamanının çok geç

olması (300 °KA) ise buji etrafında zengin bir karışıma neden olmuştur. Buji etrafında oluşan zengin karışım yeterince buharlaşamadığı ve hava ile karışamadığı için tutuşturulması mümkün olmamıştır. Çift enjeksiyon tekniğini uyguladıklarında ise yakıtın büyük bir kısmını I. enjeksiyon ile 100 °KA, geri kalan kısmını ise II. enjeksiyon ile 250 °KA püskürterek buji etrafında istenilen karışımın sağlanabildiğini tespit etmişlerdir. İkinci enjeksiyon zamanı ile püskürtülen az miktardaki yakıtın silindir içerisindeki yüksek sıcaklıktan dolayı daha çabuk buharlaşabildiğini ve buji etrafında istenilen karışımın elde edilebildiğini belirlemişlerdir. Çift enjeksiyon yönteminde I. enjeksiyonun 50, 100 ve 150 °KA püskürtülmesi halinde püskürtme zamanından 75 °KA sonrasındaki yakıtın silindir içerisindeki dağılımı Şekil 2.3'de görüldüğü gibi elde edilmiştir. Birinci enjeksiyonun çok erken yapılması (50 °KA) Şekil 2.3'de görüldüğü gibi yakıtın piston üzerine yapışmasına neden olacağından yakıtın buharlaşması güçleşecektir. Birinci enjeksiyonun 100 °KA yapılması halinde ise benzin tamamen buharlaşabileceğini ve homojen karışımın elde edilebildiğini görmüşlerdir. Birinci enjeksiyonun 150 °KA yani geç KA yapılması durumunda ise silindir içerisindeki hava hareketlerinin artması sonucu yakıt silindir duvarlarına çarparak buharlaşması zorlaşacaktır.

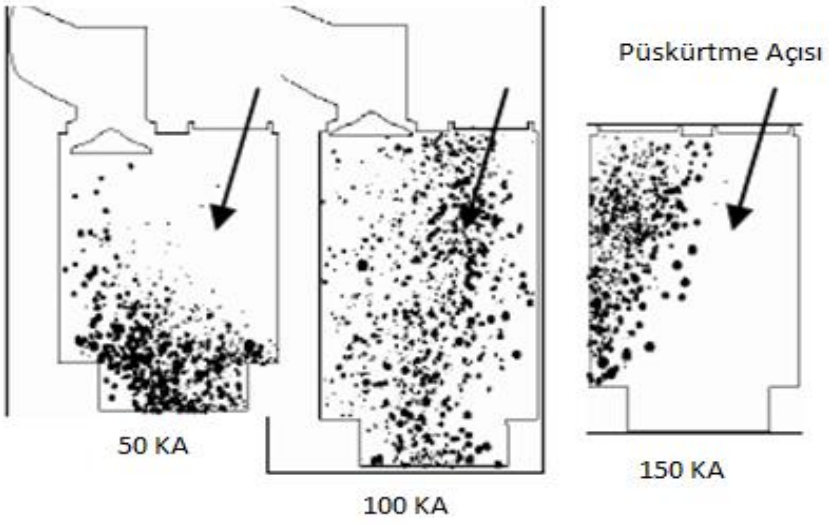
Wang ve ark. [28] yaptıkları simülasyon çalışması ile II. enjeksiyon zamanının karışım konsantrasyonunun silindir içerisindeki dağılımını Şekil 2.4'de görüldüğü gibi elde etmişlerdir. I. enjeksiyon zamanı 100 °KA sabit tutulmuş ve II. enjeksiyon zamanı 200, 250 ve 270 °KA yapılmıştır. Yakıt/hava eşdeğerlik oranının buji etrafında 1-1,2 aralığında oluşturulabilmesi halinde karışımın çok kolay tutuşabildiğini belirtmişlerdir. İkinci enjeksiyonun çok erken (200 °KA) veya çok geç (270 °KA) olması halinde buji etrafında istenilen yakıt/hava eşdeğerlik oranının elde edilemediğini ve istenilen oranın 230-250 °KA aralığında sağlanabildiğini tespit etmişlerdir.

Canakci ve Reitz [5], ön karışımın hazırlanması ve yanma fazlarının kontrolü için DI yöntemini kullanmışlardır. Çalışmalarında; DI dizel deney motorunu, DI elektronik kontrollü benzin HCCI motoruna dönüştürmüşlerdir. Düşük basınçlı common-rail sistemi ile 10 MP basınçta ve benzin direkt enjektörü ile kademeli püskürtme yapmışlardır. Optimizasyon kapsamında kullandıkları parametreler; emme havası

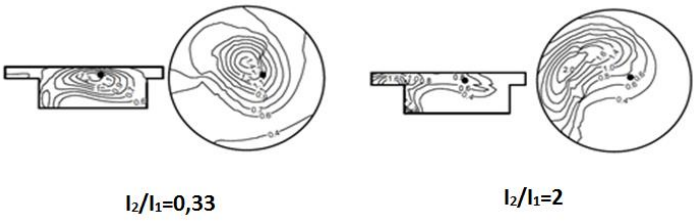
giriş sıcaklığı, püskürtme zamanı, her bir püskürtmedeki yakıt miktarı, iki püskürtme zamanı arasındaki değişim parametreleridir. Performans ve emisyon sonuçlarına göre optimum püskürtme stratejisini tespit ederek NO_x, yanmamış HC ve PM emisyonlarında önemli bir azalma elde etmişlerdir.



Şekil 2.2. Tek ve çift enjeksiyon sonrasında silindir içerisinde 334.3° KA elde edilen karışım konsantrasyonunun dağılımı [28]



Şekil 2.3. Birinci enjeksiyondan 75 °KA sonrasında yakıtın silindir içerisindeki dağılımı [28]



Şekil 2.4. EO'nun 335 °KA'da silindir içerisindeki yakıt dağılımına etkisi [28]

Marriott ve Reitz [30] çalışmalarında DI benzin motoruna dönüştürülmüş bir dizel motorda enjeksiyon parametrelerinin etkisini incelemişlerdir. Kullanılan motor 16:1 sıkıştırma oranına ve 2,44 litre silindir hacmine sahip tek silindirli bir motordur. Benzin direkt enjektörü ile yakıt 100 bar püskürtme basıncında silindir içerisine püskürtülmüştür. Yakıt olarak Amaco Indolene kullanarak sabit yük ve devirde tek ve çift enjeksiyon tekniğinin emisyonlar ve yanma üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Tek enjeksiyon yönteminde enjeksiyon zamanının ÜÖN'ya yaklaşmasıyla yanmamış HC emisyonlarının azaldığını fakat CO emisyonlarının bundan çok etkilenmediğini görmüşlerdir. Enjeksiyon zamanın ÜÖNÖ 85 °KA'dan ÜÖN'ya yaklaştırılması ile NO_x ve PM emisyonları artmıştır. Çok erken enjeksiyon zamanlarında (300-180 °KA aralığında ÜÖNÖ) NO_x emisyonlarının sıfıra çok yakın değerlerde olduğunu belirlemişlerdir. Çift enjeksiyon tekniğinde ise yakıtın büyük bir kısmını I. enjeksiyon ile emme zamanında, kalan kısmını ise II. enjeksiyon ile daha geç KA'larında püskürtmüşlerdir. İkinci enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranının, en iyi yanma fazları ve minimum NO_x emisyonun elde edilebilmesine göre optimizasyonunu yapmışlardır. İkinci enjeksiyon zamanın çok geç yapılmasının is emisyonlarını arttırdığını tespit etmişlerdir. Çift enjeksiyonun, tek enjeksiyona göre çalışma alanının daha geniş olduğunu tespit etmişlerdir. Yanmamış HC emisyonlarının azalması ve yanma veriminin iyileşmesi NO_x emisyonlarının artmasına neden olmuştur. Fakat II. enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranı ile kontrol edilerek NO_x emisyonlarını düşürebilmeyi başarmışlardır.

Sjöberg ve diğ. [23], 6 silindirli ve DI ağır yük dizel motorunun bir silindirini benzin direkt enjektörü ile benzin püskürterek HCCI yanmayı incelemiştir. Diğer silindirlere ise dizel yakıtı püskürterek motoru çalıştırmış ve emme havası sıcaklığı ve EGR'nin HCCI yanma ve emisyonları üzerindeki etkisini incelemiştir. Emme zamanı ortalarında püskürtme yaparak ve yakıt/hava eşdeğerlik oranını 0,29 seçerek en

düşük NO_x ve is emisyonuna ulaşıp yüksek yanma verimi elde etmişlerdir. Emme zamanı sonlarına doğru yapılan püskürtme ile karışımın homojenliğinin azalmakta olduğunu ayrıca NO_x ve CO emisyonunun artmakta olduğunu belirtmişlerdir. Aynı yakıt/hava eşdeğerlik oranında ve EGR kullanmadan püskürtme sıkıştırma zamanında yapıldığında ise heterojen karışım oluşmuş, vuruntu ve şiddetli bir yanma gerçekleşmiş, yüksek NO_x ve is üretilmiş, bölgesel yüksek yanma sıcaklıklarından dolayı daha düşük yanmamış HC ve CO üretilmiştir. Emme havasını seyreltmek için EGR'yi kullandığında, daha düzenli bir yanma elde ederek vuruntu eğiliminin azaldığını görmüşlerdir.

Standing ve diğ. [7], DI 4 zamanlı ve 4 silindirli bir motorda yakıt püskürtme zamanının yanma fazlarının ve yanma gürültüsünün kontrolünde önemli bir rol oynadığını belirlemişlerdir. Erken krank açılarında yapılan direk püskürtme ve EGR uygulamasının erken tutuşmaya ve kısa yanma süresine neden olduğunu belirlemişler, HCCI yanmanın bir ürünü olarak da düşük NO_x emisyonu elde etmişlerdir. Bununla birlikte, yanmamış HC emisyonlarında kısmen bir düşüş ve özgül yakıt tüketiminde bir azalma gözlemlemişlerdir.

Urushihara ve diğ.[31], DI ve iç EGR teknolojisini kullandıkları benzin HCCI motorunda, iki yerden püskürtme yöntemi ile her bir püskürtmede uyguladıkları oranın iyi belirlenmesiyle yakıt tüketiminin azaldığını ve daha yüksek yüklere çıkılabildiğini gözlemlemişlerdir. DI ve kademeli püskürtme yöntemi, hem homojen hem de homojen olmayan karışım oluşumuna olanak sağlayabildiği için HCCI yanma fazlarının kontrolünü esnek bir şekilde gerçekleştirebilmektedir.

Guohong ve diğ. [32], DI benzin HCCI motorunda çift kademeli püskürtme yöntemi ve iç EGR teknolojisi ile tutuşma zamanını ve ısı dağılımını kontrol etmişlerdir. Farklı püskürtme stratejilerinin (birinci ve ikinci püskürtmede püskürtülen yakıt oranı ve püskürtme zamanı) uygulanmasıyla çevrimden çevrime olan değişimin azaldığını, yüksek ve düşük yüklerde çalışma alanının genişletilebildiğini görmüşlerdir.

Li ve diğ. [33], enjeksiyon zamanının karışım ve yanma üzerindeki etkilerini DI benzin motorunda incelemişlerdir. Bununla birlikte, püskürtülen yakıtın sıvı ve buhar fazlarının ölçümünü yapmışlardır. Erken yakıt enjeksiyonu ile homojen karışımın

elde edilebildiği, fakat geç enjeksiyonun sıkıştırma sonunda katmanlı dolguya neden olduğu tespit etmişlerdir. Enjeksiyon ise egzoz zamanı sonundan sıkıştırma zamanı ortalarına kadar farklı krank açılarında yapılmıştır. Erken enjeksiyon ile (emme zamanı ortasında) hızlı ve kararlı bir yanma, daha az yanmamış HC ve CO emisyonu fakat daha fazla vuruntu ve daha yüksek NO_x emisyonu üretilmiştir. Çalışma alanının genişletilebilmesinin ise sadece erken enjeksiyon ile sağlanabildiğini belirtmişlerdir. Bununla birlikte, erken enjeksiyon ile MBAO arttığını, vuruntulu bir yanmaya neden olduğunu ve yanma süresinin oldukça kısaldığını tespit etmişlerdir. Geç enjeksiyonun ise (120° CA ÜÖNÖ) daha yavaş ve kararsız bir yanma sergilediğini, daha yüksek yanmamış HC ve CO emisyonu, fakat düşük gürültü ve NO_x emisyonu ürettiğini vurgulamışlardır. Enjeksiyon zamanı ile indike ortalama efektif basıncın (indicated mean effective pressure (IMEP) kontrol edildiğini, enjeksiyon zamanının sıkıştırma sürecine kayması ile IMEP'in azaldığını ve motor yükünün enjeksiyon zamanı ile kontrol edilebileceğini tespit etmişlerdir.

Lee ve diğ.[34], DI ve düşük basınç common-rail teknolojisini kullanarak, duvar ıslaklığı problemini azaltmak için püskürtme basıncını 5MPa olarak seçmişler ve farklı sıkıştırma oranları ve farklı emme havası sıcaklıklarında benzin HCCI motoru üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Püskürtme zamanının geciktirilmesi ile P_{maks}'ın arttığını ve tutuşmanın ÜÖN'ya yaklaştığını görmüşlerdir. Düşük emme havası sıcaklıklarında yakıtın yeterli bir şekilde buharlaşamadığını, fakir bir yanmaya neden olduğunu, püskürtme zamanı ve emme havası sıcaklığının kararlı bir yanma için önemli bir role sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Artan sıkıştırma oranlarında, IMEP değerini arttırmak için püskürtme zamanını daha erken krank açılarında yapmışlardır.

Wang ve diğ. [9], dört zamanlı DI benzinli motorda HCCI yanma konseptini incelemişlerdir. Buji ile ateşleme ve çift kademeli yakıt enjeksiyon sistemini birlikte kullanarak, yanma başlangıcı, karışım oluşumu ve yanma oranını kontrol etmeyi amaçlamışlardır. Seçilen motor HCCI modunda çalışırken IMEP 1-5 bar aralığında, buji ateşlemeli modunda ise 8 bara kadar ulaşabildiğini görmüşlerdir. Yapılan bu çalışma kapsamında HCCI yanma karakteristiklerini farklı hava-yakıt oranları, motor devirleri, enjeksiyon zamanları ve buji ateşlemesinin olduğu ya da olmadığı durumlar için incelemişlerdir. Sıkıştırma zamanında yapılan ikinci yakıt enjeksiyonu ile katmanlı dolgu formasyonu elde edilmiş, karışım soğutulmuş yani karışımın

yoğunluğu ve sıcaklığı ayarlanarak yanma başlangıcı kontrol edilerek yük aralığının genişletilebildiği görülmüştür. Özellikle kritik tutuşma sıcaklıklarında, SI-HCCI modundaki geçiş buji ateşlemesi ile sağlanarak HCCI yanma kararlılığı korunmuştur. Yine yaptıkları bu çalışma kapsamında HCCI prensibi ile çalışan bir motorda, silindir içi fiziksel ve kimyasal sürecin daha iyi anlaşılabilmesi için 3 boyutlu sayısal akışkanlar dinamiği kodları (computational fluid dynamics, (CFD)) geliştirilmiş, HCCI motorun emme, iki aşamalı yakıt püskürtme, sıkıştırma ve yanma olayları simüle edilmiştir. Homojen fakir dolgunun emme zamanında tek enjeksiyonla gerçekleştirilebildiğini ve sıkıştırma zamanında emilen havadaki türbülans yardımıyla, bujiye yakın noktalarda ikinci enjeksiyonla zengin bir karışım oluşturulduğunu simülasyon sonuçları ile göstermişlerdir. Deneysel ve sayısal çalışmaların sonucunda karışım konsantrasyonunun HCCI yanmayı yüksek oranda etkilediğini, yakıt-hava eşdeğerlik oranının artmasıyla, kendiliğinden tutuşma zamanının daha erken gerçekleştiğini ve buna karşılık yanma süresinin kısaldığını tespit edilmiştir. Sıkıştırma zamanındaki ikinci yakıt enjeksiyonunun, yanma başlangıcını birinci enjeksiyona göre daha fazla ve doğrudan etkilediğini ve çok erken yapılan ikinci enjeksiyonun vuruntuya sebep olabilirken çok geç olmasının kabul edilemez dalgalanmalara neden olduğunu belirlemişlerdir. İkinci yakıt enjeksiyonun HCCI yanma kararlılığının düzeltilmesine, vuruntunun bastırılmasına ve HCCI yanmanın yük aralığının artırılmasına katkı sağladığını görmüşlerdir. Yapılan sayısal çalışmanın sonucunda ikinci enjeksiyonun katmanlı dolgunun (stratified charge compression ignition (SCCI)) oluşmasına ve ateşlemenin ilk olarak zengin karışım bölgesi çevresinde, sonrasında silindir merkezinde ve son olarak da kalan bölgelerde oluştuğunu belirlemişlerdir. Bununla birlikte, SCCI ile şiddetli bir yanma ve sonucunda da bir miktar NO_x emisyonunun yükseldiğini tespit etmişlerdir.

Wang ve diğ.[26], yaptıkları çalışmada benzinli DI bir motorda çok modlu yanma sistemini geliştirmişlerdir. Çift yakıt enjeksiyon stratejisi, esnek yakıt zamanlaması ve yakıt miktarı ile gerekli karışım silindir içine alınabilmektedir. Yanma sistemi beş farklı yanma modunu gerçekleştirebilmektedir. Homojen dolgulu buji ateşleme (HCSI) modunu yüksek güç gerektiren durumlarda, normal seviye güç durumlarında optimum yakıt ekonomisi için katmanlı dolgulu buji ateşleme modunu (SCSI), SI ve CI arasında geçişte ise katmanlı dolgulu sıkıştırma ile ateşleme modunu (SCCI)

kullanmışlardır. Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI) modunu kısmi yüklerde ultra düşük emisyon elde edebilmek için kullanmışlardır. HCCI yanmanın düşük yük alanını genişletebilmek için negatif subap bidirmesi (emme zamanında her iki supabın da kapalı olması ve emme zamanı sonuna doğru açılması olayı negative valve overlap (NVO) olarak tanımlanmaktadır) ve bu zaman içerisinde yapılan enjeksiyon yöntemi birlikte kullanılmıştır. Buji ateşleme modu ise sıkıştırma zamanında yapılan ikincil enjeksiyon ile oluşturulan katmanlı dolgu için kullanılmaktadır. Bu şekilde oluşturulan katmanlaştırılmış karışım, homojen karışımdan daha hızlı bir ısı dağılım oranının oluşmasını sağlamakta ve temelde yakıt tüketiminin azaltılmasını optimize etmektedir. Bu çalışma kapsamında yukarıda tanımlanan yanma modları test edilerek şu sonuçlara ulaşılmıştır; (1) İki kademeli tasarlanan supap zamanlaması ve yakıt enjeksiyon stratejileri kullanılarak benzin direk enjeksiyonlu (gasoline direct injection (GDI)) bir motorda dinamik kontrolün yapılabileceği, SCSI modda yapılan ikinci enjeksiyon oranının karışım oluşumunda ve motor performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğu tespit edilmiş ve ikinci enjeksiyon oranının %25-30 arasında olmasının tutuşmayı sağlayacak kadar yeterli olduğunu belirlemişlerdir. (2) SCCI modda bazı lokal noktalarda yüksek sıcaklıklar oluşmuş dolayısıyla NO_x emisyonlarında artış gerçekleşmiştir. Buna rağmen aynı yükleme koşulunda NO_x emsiyonları SCSI yanma modundan çok daha azdır. (3) HCCI modda NVO periyodu değiştirilerek tutuşma zamanının kontrol edilebildiği, yüksek kararlılık, düşük yakıt tüketimi (182 g/kWh), düşük NO_x emisyonu (40 ppm'den daha düşük) ve daha geniş çalışma alanlarına ulaşılabildiği tespit edilmiştir.

Cao ve diğ. [10], üç boyutlu CFD motor simülasyon programı geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri bu programı DI benzinli bir HCCI motora uygulamışlar ve yanma analizi yapmışlardır. Yapılan analizler, yakıt enjeksiyonunun emme zamanına doğru geciktirilmesi ile birlikte soğutma etkisinin kendiliğinden tutuşma prosesinin gecikmesine neden olduğunu ortaya çıkarmıştır. Yakıt enjeksiyonunun sıkıştırma zamanına doğru geciktirilmesi ise yanmanın daha erken başlamasına neden olmuştur.

Motor performans ve emisyon değerlerinin optimize edilmesi için, iki aşamalı enjeksiyonun etkileri incelenmiştir. Birinci enjeksiyon NVO boyunca, ikinci enjeksiyon ise emme ve sıkıştırma zamanlarında yapılmıştır. Birinci ve ikinci enjeksiyonlarda püskürtülen yakıt miktarları değiştirilerek yapılan testler sonucu, en

iyi motor performansının yakıtın birinci ve ikinci enjeksiyonda yarı yarıya püskürtülmesi (50-50%) ile elde edildiği belirtilmiştir. En düşük NO_x ve is emisyonlarının ise, birinci ve ikinci enjeksiyon için sırasıyla 10-90% enjeksiyon oranında sağlanabildiği görülmüştür.

Hunicz ve Kordos [35], tek silindirli DI benzinli bir motorda CAI yanma fazlarının kontrolünü araştırmışlardır. CAI yanma, NVO yöntemi kullanılarak sağlanmıştır. Motor deneyleri tekli ve çoklu yakıt enjeksiyonu ile yapılmıştır. Birinci enjeksiyon NVO aralığında ÜON'ya yakın bir noktada yapılırken, ikinci enjeksiyon için farklı krank açıları kullanılmıştır. Bunun yanında, farklı yakıt hattı basınçlarının da yanmaya etkisi incelenmiştir. Çalışmada elde edilen bulgulara göre, NVO fazındaki tekli enjeksiyonda, enjeksiyonun ileri alınması ısı dağılımını, kendiliğinden tutuşma zamanını ve NO_x emisyonlarını doğrudan etkilediği görülmüştür. Emme zamanında yapılan tekli enjeksiyonun daha geç KA'larda yapılmasının çevrimsel farklılıkları arttırdığı ve vuruntuya neden olduğu tespit edilmiştir. Kademeli enjeksiyon uygulamasının tekli enjeksiyona oranla bazı avantajlarının olduğu belirtilmiştir. Birinci ve ikinci enjeksiyon için farklı yakıt püskürtme miktarları kullanımı ve ikinci enjeksiyon zamanının değiştirilmesi ile elde edilen sonuçlara göre, püskürtülen yakıt miktarları eşit olmakla birlikte birinci enjeksiyonun NVO fazı esnasında, ikinci enjeksiyonun sıkıştırma zamanı başlangıcında yapılması ile en düşük emisyon değerleri ve çevrimden çevrime değişimlerde iyileşmeler gözlemlenmiştir.

Lu ve diğ. [36], iki kademeli yakıt enjeksiyon tekniğinin yanma karakteristikleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Silindir içerisinde yakıt dağılımını ve sıcaklık-zaman değişimini kontrol etmek için PFI ve DI tekniğini bir arada kullanmışlardır. Emme manifolduna referans yakıtlar ve karışımları (heptan ve izo-oktan) püskürtülerek homojen karışımın hazırlanması, DI ile ise sıkıştırma zamanında ÜÖN yakınında heptan püskürtülerek yanmanın kontrolü amaçlanmıştır. Kontrollü ısı dağılımı sağlayabilmek, termik verim ve emisyonları optimize edebilmek için, manifolda püskürtülen yakıtın özellikleri, DI zamanı, eşdeğerlik oranı ve püskürtme oranı ayarlanmıştır. DI zamanlamasının termik verim üzerinde önemli bir rol oynadığı ve enjeksiyon zamanının erkene alınması ile termik verimin arttığı görülmüştür. Ancak enjeksiyon zamanının çok fazla ileri alınması ile NO_x emisyonlarında etkin bir artış olmuştur. Araştırmacılar düşük yükten orta yüklere

geçiş aralıklarında manifolda daha yüksek oranda yakıt püskürtmeyi, daha yüksek yükler için ise daha küçük püskürtme oranında manifolda yakıt püskürtmeyi önermişlerdir. Yanmış yakıt kesrinin %50 ye ulaştığı krank açısı (mass burn fraction reached to 50% (CA50)) maksimum termik veriminin belirlenmesinde önemli bir parametre olduğunu tespit etmişlerdir. Erken oluşan CA50 ve kısa yanma sürelerinde maksimum termik verimin elde edildiğini tespit etmişlerdir. CA50'nin geç KA'larında oluştuğunda daha yüksek CO emisyonun üretildiğini görmüşlerdir.

Yang ve diğ. [37], HCCI bir motorun yüksek yüklerde çalışma alanını genişletebilmek için bölgesel zengin karışım yöntemini kullanmışlardır. Kullanılan yakıtın büyük bir kısmı emme manifolduna püskürtülürken, kalan kısmı ise sıkıştırma zamanında doğrudan silindir içine püskürtülmüştür. Emme manifolduna yakıt olarak %73 izooktan ve %27 heptan (primary reference fuel – %73 izooktan – PRF 73) içeren referans yakıt kullanılmış, DI için ise PRF73 ve izooktan kullanılmış ve yanma karakteristikleri üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Deneyler sıkıştırma oranı 14 olan tek silindirli çift yakıt sistemli HCCI motora dönüştürülmüş bir dizel motorda gerçekleştirilmiştir. DI benzin direkt enjektörü ile 120 bar basınçta yapılmıştır. Çalışma kapsamında DI'deki enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranının (DI/PFI) yanma karakteristikleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. PRF73 yakıtının DI zamanının, sabit püskürtme oranında (%13 DI ve %87 PFI) sıkıştırma zamanı başından ÜÖN'ya yaklaşmasıyla özellikle (280 °KA ile 325 °KA aralığında), silindir gaz basıncında bir azalma ile birlikte MBAO'de %70 kadar bir azalma sağlanmıştır. MBAO'deki ve MHRR'deki azalma yanma süresinin uzamasına neden olmuştur. 330 °KA sonra yapılan DI'de ise MBAO artmıştır. PRF73 ile yapılan DI (310 °KA sabit enjeksiyon zamanında) şartlarında püskürtme oranının (%0 - %23,5 aralığında (DP/PFI)) artması ile P_{maks}, MBAO ve MHRR azalmış, yanma verimi düşmüş ve yanma süresi uzamıştır. IMEP kısmen artmış fakat CA50 çok değişmemiştir. NO_x emisyonu, püskürtme oranı (DP/PFI) %10 ile %20 aralığında iken artmış, daha yüksek püskürtme oranlarında azalmıştır. DI'nin izooktan ile yapılması durumunda püskürtme oranının arttırılmasının P_{maks} artmasına, MBAO ve MHRR'nin yükselmesine neden olduğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte, IMEP'in püskürtme oranının %15 den %20'ye çıkarılmasıyla arttığı ve NO_x emisyonlarının yükseldiği belirlenmiştir.

Kim ve Lee [38] yaptıkları çalışmada, DI bir dizel motora PFI sisteminide entegre ederek çift yakıt çalışması yapmışlardır. Emme manifolduna farklı püskürtme oranlarında benzin, dizel ve n-heptan, silindir içerisine ise dizel yakıtı püskürtmüşlerdir. Manifolda püskürtülen yakıtın erken tutuşmasını engellemek için soğutulmuş EGR uygulamışlardır. Benzin ile oluşturulan ön karışımın dizel ve n-heptan ile oluşturulan ön karışımlara göre daha düşük NO_x emisyonu ve is emisyonu ürettiğini, ön karışım oranının arttırılmasıyla daha fazla bir azalmanın olduğunu tespit etmişlerdir. Benzin ile oluşturulan ön karışımda tutuşmanın DI zamanı ile kontrol edilebildiğini tespit etmişlerdir.

Wang ve diğ. [39], çift kademeli DI (two stage direct injection (TSDI)) tekniği için üç boyutlu (3D) CFD ve kapsamlı kimyasal kinetik kullanarak model oluşturmuşlardır. Oluşturdukları modeli deneysel sonuçlar ile doğrulayarak TSDI yönteminde emme akış yapısını, püskürtme, atomizasyon ve buharlaşmayı, yanma ve emisyon süreçlerini detaylı incelemişlerdir. İkinci enjeksiyon ile oluşturulan bölgesel zengin karışımın çevresinin ilk önce tutuştuğunu, sonra zengin karışım bölgesinin tutuştuğunu ve I. enjeksiyonla oluşturulan fakir karışım bölgesi etrafının tutuşmaya başladığını belirlemişlerdir. Burada belirlenen iki bölgeli HCCI yanma ile hem tutuşma zamanının kontrolü hem de yanma oranının kontrolünün sağlanabildiğini tespit etmişlerdir. TSDI yöntemi ile çalışma aralığının arttırılabilmesinin mümkün olduğunu fakat bölgesel zengin karışımın bir miktar NO_x emisyonunu arttırdığını tespit etmişlerdir.

Wang ve diğ. [40], buji ile başlatılan sıkıştırma ile ateşlenen (SICI) yeni bir yanma modunu yüksek sıkıştırma oranına sahip DI benzin motorunda dış EGR kullanarak orta-yüksek yük aralığında incelemişlerdir. Emme zamanı ortasında yapılan tek enjeksiyon yöntemi ile SICI yanma gerçekleştirilmiştir. Bu yeni yanma modunda yüksek verim ve düşük emisyon değerlerine ulaşmış ve buji ateşleme zamanı ve EGR miktarının etkisi incelenmiştir. Bu yanma modunu gözlemleyerek çekilen fotoğraflarda yanmanın kısmen alev gelişimi ve kendiliğinden tutuşmanın karışımı olduğunu tespit etmiştir. Geleneksel SI yanma ile karşılaştırıldığında daha düşük değişim kat sayısı (coefficient of variation (COV)), kısa yanma süresi ve daha yüksek termik verim elde edildiğini tespit etmiştir. Silindir gaz basıncında yüksek

frekansta oluşan salınımların SICI modunda görülmediğini belirlemiştir. Wang SICI çalışma modu ile HCCI yüksek yük limitlerinin genişletilebileceğini tespit etmiştir.

2.2. Emme Havası Giriş Sıcaklığı

Benzin yüksek uçuculuğa sahip olmasından dolayı homojen karışımın oluşturulmasında önemli bir rol oynamaktadır. Bu yüzden HCCI teorisinin uygulanmasında yakıt olarak benzinin kullanılması büyük bir avantaj sağlamaktadır. Ancak yüksek oktan sayısına sahip olmasından dolayı benzinin tutuşabilmesi için yüksek sıcaklıklara ihtiyaç duyulmakta ve bu durum sıkıştırma sürecinde yakıtın kendiliğinden tutuşmasını güçleştirmektedir. Bu, benzinin HCCI motorlarda kullanılmasında en büyük engellerden bir tanesidir. Bu problemin aşılabilmesi için belirli oranlarda egzoz gazlarının supap zamanlaması kontrolü ile silindir içerisinde bırakılarak benzinin tutuşma sıcaklığına ulaşabilmesine olanak sağlanmıştır (34, 35). Fakat bu yöntem boşta ve çok düşük yüklerde etkili bir yöntem olarak kullanılamamaktadır. Emme havası giriş sıcaklığı arttırıldığında silindir içerisindeki sıcaklık yükselecek ve benzinin tutuşması için gerekli aktivasyon enerjisi sağlanabilecektir. Aynı zamanda emme havası giriş sıcaklığı, HCCI teorisinde tutuşma zamanının kontrol edilmesinde de kullanılan en yaygın yöntemlerden bir tanesidir. Yüksek sıcaklıklarda emme havasının uygulanması karışımın aktivasyonunu hızlandırarak tutuşma gecikmesinin kısalmasına ve yanmanın daha erken krank açılarında gerçekleşmesine neden olmaktadır. Yanmanın sıkıştırma zamanı içerisinde erken krank açılarında gerçekleşmesi piston üzerinde negatif işin gerçekleşmesine neden olur bu durumda termik verim azalır. Bununla birlikte, yüksek emme havası sıcaklıklarının uygulanması düşük konsantrasyona sahip karışımlarda volümetrik verimin düşmesine ve IMEP'in azalmasına neden olabilmektedir. Ayrıca yüksek emme havası giriş sıcaklıkları silindir içerisinde yanma sonu sıcaklıklarının artmasına ve NO_x emisyonun yükselmesine neden olurken diğer taraftan HCCI motorun en büyük dezavantajlarından biri olan yüksek miktarlarda yanmamış HC ve CO emisyonlarının azaltılmasında önemli bir rol oynamaktadır. Çünkü CO emisyonunun CO_2 emisyonuna dönüşebilmesi için maksimum silindir gaz sıcaklığının 1500 K civarlarında olması ve art yanma safhasında oksidasyon oranının düşürülmemesi gerekmektedir [41, 42]. Yüksek yanma veriminin sağlanabilmesi ve düşük yanmamış HC ve CO emisyonlarına

ulaşılabilmesi için, yanma sonunda gerekli silindir içi gaz sıcaklığının kısmi yanmayı engelleyecek şekilde olmaması ve art yanma safhasında oksidasyonu sağlayabilecek değerlerde olması gerekir. NO_x emisyonlarının 1800 K ve üzerinde oluştuğu göz önüne alındığında silindir içerisinde yanma sonu sıcaklığının yaklaşık olarak 1500-1800 K gibi dar bir aralıkta kontrol edilmesi gerekmektedir.

Zhang ve diğ. [43] modifiye edilen ve yakıt olarak etanol, metanol ve benzin kullanılan CT2100Q motorunda emme havasını ısıtarak HCCI yanmayı elde etmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının arttırılması ile P_{maks} artmış ve maksimum basıncın gerçekleştiği krank açısı (CA_{Pmaks}) daha erken krank açılarında gözlenmiştir. Fakat bu eğilim benzin kullanıldığında daha az farklılık göstermiştir. Emme havası giriş sıcaklığının artmasıyla her üç yakıt için yanmamış HC ve CO emisyon değerleri düşmüş, 110°C ve 160°C aralığında etanol ve metanolün NO_x emisyon değerleri 0 iken benzinin NO_x emisyonu bir miktar artış göstermiştir. Metanol ve etanolun emme havası sıcaklığına daha duyarlı oldukları tespit edilmiştir. Karışım konsantrasyonunun artmasıyla P_{maks} artmış ve CA_{Pmaks} daha erken krank açılarında gerçekleşmiştir. Yanmamış HC ve CO emisyonları hava fazlalık katsayısının artmasıyla artış göstermiş, metanol kullanımında diğer iki yakıta göre en düşük yanmamış HC emisyonu gözlemlenmiştir. Her üç yakıt içinde NO_x emisyon değerleri oldukça düşüktür. Ayrıca hava fazlalık katsayısının 2,5 üzerine çıkmasıyla NO_x emisyonu oluşmamıştır.

Maurya ve Agarwal [44] çalışmalarında emme havası sıcaklığı (120,140 ve 160 °C) ve hava yakıt oranının değişiminin HCCI yanma üzerindeki etkilerini iki silindirli PFI tekniğini kullanılan bir motor üzerinde incelemişlerdir. Zengin karışımlarda (λ=2) daha düşük emme havası sıcaklıklarında tutuşmanın sağlanabildiğini tespit etmişlerdir. Emme havası sıcaklığındaki artış ile MBAO'in arttığını ve vuruntu eğiliminin gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Fakat daha yüksek emme havası sıcaklığının ise çok fakir karışımlarda (λ=5) etkili olduğunu ve tutuşmayı sağlayabildiğini görmüşlerdir. P_{maks} değişim katsayısı (COV_{Pmaks}) zengin karışımlarda ve emme havası sıcaklığının artışı ile arttığı belirlenmiştir. MBAO için değişim katsayısı (COV_{MBAO}) %10 değerinin altında kalmakla birlikte emme havası sıcaklığının artışı ile arttığı tespit edilmiştir. IMEP için değişim katsayısı (COV_{IMEP})

λ'nın artışı ile artmış ve emme havası sıcaklığının artışı ile azalmıştır. Bu değer bütün test şartlarında %10'un altında kalmıştır.

Mistzal ve diğ. [45] emme havası sıcaklığının DISI ve HCCI motorda PM emisyonlarını etkilediğini tespit etmişlerdir. Emme havası sıcaklığının artışının daha yüksek konsantrasyona sahip PM emisyonlarına neden olduğunu, daha düşük sıcaklığın ise PM emisyonları üzerinde tam ters bir eğilimine neden olduğunu hem DISI hem de HCCI yanma için tespit etmişlerdir. Ayrıca motor hız ve yükünün artışı PM emisyonlarının artışına neden olduğunu da belirtmişlerdir. EGR'nin artışının daha düşük NO_x ve PM emisyonları ile sonuçlandığını görmüşlerdir. Emme havası sıcaklığının düşürülmesi yanma başlangıcının gecikmesine ve yanma süresinin artmasına neden olmuştur. Motor yükünün artışının (yüksek eşdeğerlik oranlarında) ise emme havasının etkisini azalttığını tespit etmişlerdir.

Sun ve diğ. [46], yaptıkları simülasyon çalışmasında, HCCI yanmanın tutuşma zamanının kademeli püskürtme ile kontrolünün tek püskürtmeye göre daha etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Daha homojen bir karışımın oluşturulabilmesi için kademeli püskürtmenin daha etkili olduğunu ve NO_x emisyonunun kademeli püskürtme ile daha fazla düşürülebildiğini tespit etmişlerdir. Yüksek emme havası sıcaklığı kullanılmasının, silindir içi basınç ve sıcaklığını arttırdığını, erken tutuşmanın gerçekleşerek NO_x emisyonunun yükseldiğini belirlemişlerdir.

Machrafi ve diğ. [47], HCCI motorda emisyonları kontrol edebilmek için parametrik bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışma kapsamında kullandıkları kontrol parametreleri emme havası sıcaklığı (30-70 °C aralığı), eşdeğerlik oranı (0,28-0,41 aralığı) ve sıkıştırma oranıdır (6-14 aralığı). Bununla birlikte EGR'nin seyreltme, ısıl ve kimyasal etkisini de incelemişlerdir. Emme havası sıcaklığı, EGR sıcaklığı, eşdeğerlik oranı ve sıkıştırma oranının artışı ile CO ve yanmamış HC emisyonlarının %75 civarında düştüğünü tespit etmişlerdir. CO_2 emisyonu %50 civarında arttığını ve kimyasal parametrelerin, HCCI yanmasında etkili bir role sahip olduğunu belirtmişlerdir. Eşdeğerlik oranının, sıkıştırma oranının, emme havası ve EGR sıcaklığının artması ile CO, O_2 ve yanmamış HC emisyonlarının azalttığını tespit etmişlerdir.

Kim ve diğ. [48], emme ve direkt yakıt enjeksiyon sistemi ile modifiye edilmiş HCCI bir motorda emme manifolduna benzin, silindir içerisine dizel yakıtını farklı püskürtme oranlarında ve farklı emme havası giriş sıcaklıklarında püskürterek HCCI yanma ve emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Emme havası giriş sıcaklığının etkisi 20 ve 80 °C olacak şekilde iki farklı sıcaklıkta incelenmiştir. Düşük sıcaklıkta püskürtme oranının HCCI yanmayı daha çok etkilediğini tespit etmişlerdir. Emme havası sıcaklığının 20'den 80 °C'ye çıkarılmasıyla silindir içerisine alınan hava miktarının azaldığını, dolayısıyla silindir içerisinde daha zengin bir karışım oluştuğunu, bunun da düşük sıcaklık yanma bölgesinin gelişmesine neden olduğunu belirtmişlerdir. Emme havası giriş sıcaklığının artışı NO_x ve is emisyonlarının artmasına, yanmamış HC ve CO emisyonlarının azalmasına katkı sağlamıştır.

2.3. EGR Etkisi

HCCI yanma stratejisinin bilindiği gibi iki önemli handikabı bulunmaktadır. Birincisi; tutuşma zamanının kontrolünün geniş yük ve devir aralığında yapılamaması, diğeri ise yüksek IMEP değerlerine çıkılamamasıdır. EGR'nin yüksek eşdeğerlik oranlarında kullanılması ile yanma reaksiyonu yavaşlatmakta, vuruntu engellenmekte, yanma gürültüsü azalmakta ve daha yüksek IMEP değerlerine ulaşılabilmektedir. P_{maks} düşmekte ve CA_{Pmaks} daha geç krank açılarında oluşmaktadır. MHRR ve MBAO düşerek yanma kararlılığı artmaktadır. Yanma süresi uzamakta ve yanma başlangıcı daha geç krank açılarında gerçekleşmektedir [49]. Taze hava içerisine alınan EGR hızlı bir şekilde gerçekleştirilir ise sıkıştırma zamanı süresince yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığına ulaşması ve EGR içerisindeki aktif kimyasal radikallerin tutuşmaya katkı sağlaması mümkün olabilecektir [50-51, 7].

Cairns ve Blaxill [52] iç ve dış EGR uygulamasının benzin HCCI yanmada motor yükünü artıran bir parametre olduğunu tespit etmişlerdir. Soğutulmuş dış EGR oranı bir valf ile kontrol edilmiş ve soğutulmuş dış EGR'nin tutuşmayı geciktirdiği, vuruntuyu engellediği ve ısı dağılım oranını azalttığı belirlenmiştir. Ayrıca yüksek EGR uygulaması yanma kararlılığını bozmuş ve yük artışına bir sınırlama getirmiştir.

Lü ve arkadaşları [53] ise soğutulmuş EGR uygulamasının ısı dağılımını geciktirdiğini ve yanma süresini arttırdığını belirtmişlerdir.

Zhao ve diğ. [54], detaylı kimyasal kinetik ile oluşturdukları dört zamanlı benzin yakıtlı bir motor modelinde emme havası sıcaklığının, EGR'nin, eşdeğerlik oranının, sıkıştırma oranı ve motor devrinin değişiminin tutuşma zamanı, düşük ve yüksek yük limitleri ve NO_x emisyonu üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. CAI yanmanın sınırlı yük ve devir aralığında sağlanabildiğini tespit etmişlerdir. Emme havasının ve EGR'nin CAI yanma üzerindeki etkisinin büyük olduğunu fakat emme havasının etkisinin çalışma parametreleri içerisinde en etkili bir parametre olduğunu belirtmişlerdir. Emme havasının artışı ile yanma başlangıcı daha erken gerçekleşmiş, ısı dağılım oranı aniden yükselmiş ve yanma süresi kısalmıştır. EGR'nin ise dört farklı şekilde yanma üzerindeki etkisini incelemişler; birincisi ısıl etki (ısı kapasitesinin artması), ikincisi seyreltme, üçüncüsü ise dolgu sıcaklığı ve dördüncüsü ise kimyasal etkisidir. EGR'nin ısıl etkisinin yanma başlangıcını geciktirdiğini, yanma süresini arttırdığını ve ısı dağılımının gelişimini yavaşlattığını tespit etmişlerdir. EGR'nin dolgu sıcaklığı üzerindeki etkisinin ise erken yanma, daha hızlı gelişen ısı dağılımı ve daha kısa yanma süresi olarak tespit etmişlerdir. EGR'nin seyreltme etkisinin ise daha uzun yanma süresi, daha yavaş yanma olarak gerçekleştiğini ve yanma başlangıcı üzerinde bir etkisi olmadığını belirlemişlerdir. EGR'nin kimyasal etkisinin ise yüksek oranlarda EGR uygulandığı durumda etkili olduğu ve yanmanın daha hızlı gerçekleştiğini ve yanma süresinin kısaldığı tespit edilmiştir.

Zuo-qin ve diğ. [55] EGR, motor hızı, soğutma suyu sıcaklığı ve emme havası giriş sıcaklığının tek silindirli HCCI motorun temel parametreleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Hava-yakıt oranı ve soğutma suyu sıcaklığının artmasıyla tutuşma zamanı erken KA'larda gerçekleşmiştir. EGR oranının %25'den yüksek olduğu durumda yanma ve emisyon karakteristikleri önemli derecede etkilenmiştir. Bununla birlikte, yanma fazları gecikerek gerçekleşmiş, yanmamış HC ve CO emisyonları kötüleşmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının 35°C'den düşük olması durumunda HCCI motorun yanma ve emisyon karakteristikleri üzerinde orta bir etkiye sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Ancak emme havası giriş sıcaklığının 35° C'nin üzerinde olduğu durumlarda tutuşma başlangıcı erken gerçekleşmiş, yanma süresi kısalmış ve

bazen vuruntulu yanmanın gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Soğutma suyu sıcaklığının, hava-yakıt oranının ve emme havası giriş sıcaklığının artmasıyla tutuşma başlangıcı erken gerçekleşmiştir.

Yao ve diğ. [56], farklı referans yakıtlar (izooktan, motorin ve benzin) kullanılan HCCI bir motorda EGR kullanımının yanma ve emisyonlar üzerindeki etkisini araştırmışlardır. EGR kullanımı ile birlikte, tutuşma zamanı gecikmiş, yanma reaksiyonu yavaşlamış, yanma süresi uzamış, silindir gaz basıncı azalmış ve HCCI çalışma alanı genişlemiştir. Yakıtların maksimum indike termik verimleri yüksek EGR ve yakıt-hava eşdeğerlik oranlarında elde edilmiştir. Yüksek EGR oranında, EGR oranı arttıkça yanmamış HC emisyonları artmıştır. Aynı şekilde CO emisyonları da EGR oranının artmasıyla birlikte artmıştır. Vuruntulu çalışma ile birlikte NO_x emisyonları da belirgin bir şekilde yükselmiştir. EGR miktarının gereğinden fazla arttırılması ile birlikte motorda yanma gerçekleşmemiştir.

Xu ve diğ. [57], iki silindirli DI benzinli bir HCCI motorun yüksek yükte çalışma alanının genişletilebilmesi için çalışmışlardır. Bunun için iç ve dış EGR'nin yanma üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. İç EGR kullanımında emme havası girişi çevre sıcaklığında olacak şekilde ayarlanmıştır. Yanma fazı dış EGR miktarı ile kontrol edilmiştir. Deneysel olarak elde edilen sonuçlara göre, EGR kullanımının yüksek yüklerde HCCI çalışma alanının genişletilmesinde etkin bir faktör olduğunu belirlemişlerdir. Ancak yüksek yüklerde çalışma aralığında P_{maks}, MBAO, yanma verimi ve NO_x emisyonları belirli limitler arasında kalmıştır. Emme havası giriş basıncının arttırılması ile NO_x emisyonlarının belirgin bir şekilde azaldığı görülmüştür. Ancak giriş basıncının daha fazla arttırılması ile zayıf bir karışım meydana gelmiş, yanma kötüleşmiş ve dolayısıyla CO ve yanmamış HC emisyonları artmıştır. Yüksek yüklerde HCCI çalışma aralığını genişletmek için iç ve dış EGR'nin birleştirilerek kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Atkins ve Koch [58], HCCI bir motorda çalışma alanı ve yanma parametreleri üzerinde araştırma yapmışlardır. Yanma başlangıcı, HCCI çalışma alanı, yanma süresi, IMEP, emisyonlar, özgül yakıt tüketimi gibi parametrelerin değişimi farklı oktan sayılı yakıtlar ve EGR kullanımına bağlı olarak araştırılmıştır. Referans yakıtlar (heptan, izooktan) oktan sayısı 20, 40 ve 60 olacak şekilde hazırlanmıştır.

Hava/yakıt karışımının kendiliğinden tutuşma özelliklerini değiştirebilmek için yakıtların oktan sayısı, EGR miktarı ve hava-yakıt oranı değiştirilirken, emme havası giriş sıcaklığı, motor devri ve sıkıştırma oranı sabit tutulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre, yanma başlangıcı ve yanma süresi EGR miktarına bağlı olarak değişmiştir. Yakıtın oktan sayısı ise yanma başlangıcı veya yanma süresini doğrudan etkilememektedir. Ancak HCCI motorun yük aralığı arttırmak için yakıtın oktan sayısının arttırılabileceği belirtilmiştir. Yakıtın oktan sayısının artmasıyla birlikte, NO_x emisyonları ve indike özgül yakıt tüketimi artmıştır. EGR miktarının doğru olarak ayarlanmasının HCCI bir motorda kontrollü bir yanma için önemli olduğunu vurgulamışlardır.

Xing-cai ve diğ. [59], referans yakıtların (%90 izooktan - %10 heptan) kullanıldığı bir HCCI motorda EGR ve setan katkısının (di-tertiary butyl peroxide) yanma karakteristikleri ve emisyonları üzerine etkisini çalışmışlardır. Referans yakıtın içine % 4'e kadar setan katkısı eklenmiş ve motor testleri yapılmıştır. Deneysel sonuçlar, setan katkısı ile HCCI çalışma alanının düşük yükte ve düşük sıcaklıkta kayda değer bir şekilde artırılabileceğini göstermiştir. Düşük yükte ve sıcaklıkta HCCI yanmanın iyileştirilmesi ile birlikte, yüksek sıcaklıktaki yanma fazı ve yüksek yük uygun EGR oranıyla üst ölü noktaya yaklaştırılmıştır. İndike termik verim ve indike özgül yakıt tüketimi iyileşmiştir. Setan katkısının arttırılması ile birlikte, HCCI yanma zamanı ileriye alınmış, P_{maks} ve MHRR artmıştır. Yüksek yüklerde, HCCI yanmada erken gerçekleşen tutuşma zamanı EGR miktarının arttırılması ile geciktirilmiştir. Yanmamış HC ve CO emisyonları setan katkısı sayesinde azaltılmıştır. EGR kullanımı NO_x emisyonlarını azaltırken, yanmamış HC ve CO emisyonları üzerinde negatif bir etki oluşturmuştur.

2.4. Alkol Katkıların Etkisi

1970 yılındaki petrol krizinin ardından alkollerin alternatif yakıt olarak benzinli ve dizel motorlarda kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır. Alkoller içerisinde en büyük ilgiyi ise metanol ve etanol görmüştür. Benzinde oktan sayısı artırıcı olarak kullanılan metil tertiari bütil eter (MTBE) çevreye ve insan sağlığına zarar verdiği gerekçesiyle birçok petrol şirketi tarafından 2006 yılından itibaren kullanılmayacağı, bunun yerine etanol kullanacağı belirtilmiştir. Etanol ve metanol benzinli motorda

herhangi bir değişiklik yapılmadan, dizel motorda ise küçük değişiklikler yapılarak kullanılmaktadır. Ayrıca bu yakıtlar petrole olan bağımlılığı ve egzoz emisyonlarını azalttığı için tercih edilmektedir.

Earl [60], etanol ve metanolün içten yanmalı motor yakıtı olarak kullanılabilmesi için bu yakıtların bazı önemli özelliklerini incelemiştir. Metanol ve etanolün, benzin ve dizel yakıtına göre ısıl değerinin daha düşük olduğunu, bu alkollerin buharlaşma gizli ısılarının benzine göre daha yüksek olduğunu ve bu yüzden alkollerin hava-yakıt karışımı oluşturabilmesi için ısı transfer yüzeylerinin daha büyük olması gerektiğini tespit etmiştir. Araştırmacı metanolün 112, etanolun 110 ve benzinin 90-100 araştırma oktan sayısı sahip olduğunu fakat bu alkollerin benzinle karışım oluşturduğunda 132 araştırma oktan sayısına sahip bir yakıt gibi davrandığını gözlemlemiştir. Bu yüzden yakıt olarak benzin-alkol karışımları yüksek sıkıştırma oranlarında kullanabilmektedir. Metanol ve etanolün motorda kullanıldığında yanma sonu sıcaklığını düşürdüğünden dolayı, NO_x emisyonunu, içerisinde oksijen bulundurmasından dolayı CO ve yanmamış HC emisyonlarını azalttığını ifade etmiştir.

Yücesu ve ark. [61] çalışmalarında yakıt olarak farklı oranlarda E40 (%40 etanol + %60 benzin) ve E60 (%60 etanol + %40 benzin) etanol-benzin karışımlarını farklı sıkıştırma oranlarında (8:1, 9:1, 10:1, 11:1, 12:1, 13:1) test etmişlerdir. Çalışmaların sonucunda E40 ve E60 etanol-benzin karışımının vuruntu olmadan yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabildiğini ve maksimum momentte %14'lük bir artışın sağlanabildiğini görmüşlerdir. Bununla birlikte, E40 ve E60 etanol benzin karışımlarının CO ve yanmamış HC emisyonlarını yaklaşık %10 ile %16 arasında azalttığını gözlemlemişlerdir.

Ceviz ve Yüksel [62] yakıt olarak etanol-kurşunsuz benzin karışımlarını buji ile ateşlemeli bir motorda test etmişler ve E10 karışımının kurşunsuz benzine göre çevrimden çevrime olan basınç değişimlerinin daha az olduğunu belirtmişlerdir. HC emisyonlarında yaklaşık %20, CO emisyonlarında yaklaşık %30 azalma sağlamışlardır. Eyidoğan ve diğ. [13] yakıt olarak dört silindirli buji ateşlemeli bir motorda etanol-benzin, metanol-benzin karışımları ile benzinin yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Motor gücünün artışıyla alkol-benzin

karışımlarının benzine göre yanma fazlarının daha geç gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Elde edilen bu sonuç alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma fazlarını kontrol etmede kullanılabileceğini göstermektedir.

Zhang ve ark. [14] HCCI motorunda yakıt olarak emme manifolduna etanol püskürtmüşler, emme ve egzoz supap zamanlarını kontrol ederek benzine göre yüksek hızlarda çalışma alanlarının genişletilebildiğini, fakat yüksek hızlarda NOx emisyonunun azaldığını, aynı zamanda yanmamış HC ve CO emisyonlarının arttığını görmüşlerdir. Araştırmacılar fakir karışımlara gidildikçe NO_x emisyonunun azaldığını fakat daha fazla yanmamış HC ve CO emisyonunun oluştuğunu tespit etmişlerdir.

Xie ve ark. [63] yapmış oldukları çalışmada emme manifolduna püskürtme sistemine sahip bir HCCI motorda, etanol, metanol, benzin, (%50 etanol, %50 benzin) ve (%50 metanol, %50 benzin) karışımlarını kullanarak iç EGR miktarının yanma karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Alkol yakıtların NO_x miktarını son derece azalttığını tespit etmişlerdir. Karışımların, benzine göre daha erken tutuştuğunu, yanma sürelerinin daha kısa olduğunu, ısı dağılım oranlarının yükseldiğini, yanma sıcaklıklarının düştüğünü, daha yüksek hava/yakıt oranları ve iç EGR şartları altında çalışabildiğini belirlemişlerdir.

Sjöberg ve Dec [64], yakıt olarak etanol kullanılan bir motorda EGR kullanımının termodinamik ve kimyasal etkilerini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlar, benzin, izooktan, PRF80 (heptan-izooktan karışımı) ve PRF60 için var olan veriler ile detaylı olarak karşılaştırılmıştır. Emme havası sıcaklığının sabit tutulması ve EGR ilavesi bu beş yakıt için kendiliğinden tutuşma zamanını geciktirmiştir. Ancak gecikmenin süresi, yakıt tipine bağlı olarak değişmiştir. Bu yakıtlardan etanol, EGR eklenmesine karşı en düşük hassasiyeti göstermiştir. Elde edilen sonuçlara bakıldığında EGR gazlarının havaya göre daha yüksek ısıl kapasiteye sahip olmasından dolayı, etanolün tek aşamalı tutuşmasının EGR ile oluşan sıkıştırma sıcaklığının düşmesine karşı oldukça duyarlı olduğu görülmüştür. Bunun yanında etanol, EGR kullanılması ile birlikte oluşan oksijen konsantrasyonunun azalmasından etkilenmemiştir. Sonuç olarak, etanol orta seviyede sıcaklıkta düşük bir ısı dağılım oranına sahiptir.

Wu ve diğ. [65], dört zamanlı, tek silindirli kısmi HCCI bir motorda yanma ve emisyon karakteristiklerini araştırmışlardır. Yakıt olarak saf motorinin yanında belirli oranlarda manifolda enjeksiyon yapılacak şekilde benzin ve etanol kullanmışlardır. Deneyler etanol ve benzin oranı motorine kıyasla %10, %20 ve %30 olacak şekilde, üç farklı devirde ve farklı enjeksiyon zamanlarında yapılmıştır. Deneysel sonuçlar KIVA yazılımı kullanılarak teorik sonuçlarla da karşılaştırılmıştır. Elde edilen deneysel sonuçlar ile teorik sonuçlar birbirlerine yakın sonuçlar vermiştir. Emme manifolduna etanol ve benzin püskürtülmesi ile egzoz emisyonlarının önemli derecede düşürüldüğü görülmüştür. Özellikle emme manifolduna etanol püskürtülmesi, benzin püskürtülen deneylere kıyasla daha düşük emisyon değerleri sağlamıştır.

Turner ve diğ. [12], toplam CO_2 emisyonlarını azaltmak amacıyla ateşleme zamanı ve enjeksiyon stratejilerine bağlı olarak, kısmi yük ve devir şartlarında DI, buji ateşlemeli bir motorda biyoetanol ve benzinin değişik karışım oranlarında HCCI yanma üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Etanol-benzin karşımı ile emisyonların azaldığını ve verimin arttığını fakat bu etkinin karışım oranının belirli bir şablonu takip etmesiyle değiştiğini görmüşlerdir. Etanol katkısı fakir karışımlar için buhar basıncını arttıran bir parametre, zengin karışımlarda ise etanol miktarındaki artışın buharlaşmanın azalmasına neden olduğunu yorumlamışlardır. Etanol karışımlarında yakıt moleküllerinde oksijen varlığı ve yüksek alev hızı yanma başlangıcının daha erken KA olmasını sağlamış, yanma kararlılığını iyileştirmiş ve verimin arttığını tespit etmişlerdir. Etanol-benzin karışımlarında tek ve kademeli enjeksiyon tekniğini karşılaştırmışlardır. Tek enjeksiyon tekniğinde yanma veriminin iyileştiğini ve CO emisyonunun düştüğünü tespit etmişlerdir. Kademeli enjeksiyon tekniği ile %30 etanol karışımlarına kadar yanma ve emisyon parametrelerinin kontrol edilebileceğini ve yanma kararlılığının arttığını fakat %30 etanol-benzin karışımından sonra kademeli enjeksiyonun yanma ve emisyonlar üzerinde etkili bir rol oynamadığını tespit etmişlerdir.

Maurya ve Agarwal [66] çalışmalarında emme havası sıcaklığı (120,140 ve160 °C) ve hava yakıt oranının değişiminin HCCI bir motorda etanol kullanarak silindir gaz basıncı, ısı dağılımı analizi ve emisyon karakteristikleri üzerindeki etkilerini iki silindirli PFI tekniğini kullanılan bir motor üzerinde incelemişlerdir. Hava yakıt oranı

ve emme havası sıcaklığındaki değişimlerin yanma karakteristikleri, termik verim ve yanma verimi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduklarını görmüşlerdir. NOx emisyonları 10 ppm in altında, yanmamış HC ve CO emisyonları ise yüksek değerlerde elde edilmiştir. Etanol için kararlı bir çalışma λ=2,0-5,0 aralığında elde edilebilmiştir. Maksimum IMEP değeri 4,3 bar, maksimum indike termik verim %44,78, maksimum yanma verimi %97,45 olarak bulunmuştur.

Liu ve diğ. [67], DI bir dizel motorda, iki referans yakıt (heptan-izooktan) ile etanol karışımları ve iki ticari kurşunsuz benzin kullanmışlardır. Yakıt türlerinin ve altı farklı çalışma şartının (farklı emme havası giriş sıcaklığı ve basıncı, motor devri) HCCI yanma, yük aralığı ve emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Düşük emme havası giriş basıncında en erken tutuşan benzin iken yüksek emme havası giriş basıncında en erken tutuşanın referans yakıtlar olduğunu görmüşlerdir. HCCI yanmada yakıt özelliklerinden daha çok çalışma şartlarının etkili bir parametre olduğunu belirlemişlerdir. Hassas yakıt ve uygun kontrol stratejisi ile yük aralığının genişletilebileceğini, yüksek emme havası giriş sıcaklığı kullanılarak düşük yüklerde çalışma alanının genişletilebildiğini, yüksek yük çalışma alanının ise yüksek emme havası basıncı ile mümkün olduğunu tespit etmişlerdir. Oktan indeksinin kendiliğinden tutuşma zamanı, yanmamış HC ve CO emisyonları ile iyi bir korelasyona sahip olduğunu fakat yakıtın içerisine etanol ilavesi ile bu korelasyonun sağlanamadığını belirtmişlerdir.

Zang ve diğ. [14], NVO ve emme manifolduna yakıt püskürtme yönteminin kullanıldığı bir motorda etanol kullanarak HCCI yanma gerçekleştirilebilmiştir. Farklı hava-yakıt oranları, motor devri ve farklı supap konfigürasyonlarında HCCI yanma incelenmiştir. Benzin kullanımına göre etanol kullanımının HCCI çalışma alanını fakir karışım ve yüksek hızlara gidilirken supap zamanlamasının kontrolü ile daha çok genişletebildiğini tespit etmişlerdir. Yanma başlangıcı ve yanma süresinin, etanol kullanımından daha çok supap zamanlaması ile silindir içerisinde bırakılan artık gaz miktarı, motor devri ve hava-yakıt oranından etkilendiğini görmüşlerdir. Emisyonlar motor devrine bağlı olarak değişirken yüksek motor devirlerinde NO_x azalmış yanmamış HC ve CO artmıştır. Kaşımın fakirleşmesi durumunda ise NO_x azalmış ve daha yüksek yanmamış HC ve CO emisyonu üretilmiştir.

Pucher ve diğ. (50), HCCI yanma stratejisinde benzin ve metanol kullanımını karşılaştırarak, metanolün HCCI yanma için benzine göre daha üstün yanma karakteristiklerine sahip olduğunu belirtmişlerdir. Metanolün daha geniş çalışma alanı, daha yüksek silindir gaz basıncı ve ısı dağılımına sahip olduğunu, daha düşük çevrimsel farklılıklar görüldüğünü, daha erken yanma başlangıcına ve daha kısa yanma süresine sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

Maurya ve Agarwal [68], yakıt olarak benzin ve metanol kullanılan bir HCCI motorda çevrimsel değişiklikleri istatistiksel teknikler kullanarak incelemişlerdir. Isı dağılımı parametrelerinden MHRR, CA5, CA50, CA95 ve IMEP'deki değişimler dört zamanlı, iki silindirli modifiyeli bir motorda araştırılmıştır. Deneyler farklı çalışma şartlarında, farklı hava/yakıt oranlarında, sabit giriş havası sıcaklığında (140°C) ve motor devrinde (1500 d/d) yapılmıştır. Farklı test şartlarındaki çevrimden çevrime farklılıkları değerlendirmek için, COV ve standart sapma parametreleri kullanılmıştır. Başarılı HCCI yanma metanol için λ=3,5-6 aralığında, benzin için λ;2,8-3,8 aralığında elde edilmiştir. HCCI çalışma modu, motorun kısmen dar bir yükleme bölgesinde sağlanmıştır. Deneylerde maksimum IMEP 3,1 bar olarak belirlenmiştir. IMEP'deki değişim katsayısı, zengin hava/yakıt karışımlarında her iki yakıt için daha düşük olarak gözlemlenmiştir. Sonuçlara bakıldığında, CA50'nin HCCI yanma fazının kapalı devre kontrolü için önemli bir parametre olduğu tespit edilmiştir.

Oakley ve diğ. (69) kurşunsuz benzin, 95 oktan referans yakıt, metanol ve etanolün farklı hava-yakıt ve EGR oranlarında kullanımının HCCI yanma ve emisyonlar üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Alkollere hidrokarbon yakıtlara göre daha çok seyreltme uygulanabildiğini tespit etmişlerdir. Metanolün tutuşma zamanı EGR'den çok fazla etkilenmemiştir. Yüksek EGR oranları bile metanol kullanımında yanmayı engellememiştir. Metanolün HCCI yanmada benzine göre daha iyi yanma karakteristiklerine sahip olduğunu, radikallerin bu noktada aktif rol oynadığını ve alkollerin benzine göre daha yüksek termik verime sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Hava/yakıt oranının artışı MHRR arttırmış ve vuruntulu yanmaya neden olmuştur. Metanol kullanımı ile en düşük emisyon sonuçları elde edilirken, metanol kullanımı ile düşük yüklerde bile vuruntu sınırına yaklaşılmıştır.

Yang ve diğ. [70], tek silindirli PFI ve DI yakıt sistemine sahip bir motorda emme manifolduna püskürtülen yakıt ile homojen karışımın oluşumu hedeflenmiş ve DI ile istenilen katmanlı dolgu oluşturulmuştur. DI ile HCCI yanmanın yüksek yük limitlerinin genişletilebildiğini, yanma fazlarının kontrol edilebildiğini ve MBAO'nin azaltılabildiğini tespit etmişlerdir. Çalışmalarında benzin ve metanol kullanmışlardır. Homojen karışım için benzini kullanmışlar, DI için ise benzin ve metanol kullanarak yanma karakteristiklerini karşılaştırmışlardır. Yüksek yük limitlerinin genişletilebilmesinde benzin kullanımının CO ve NOx emisyonu arasındaki zıt ilişkiden dolayı sınırlı kaldığını tespit etmişlerdir. Metanol ile yapılan DI'nda (sıkıştırma zamanının ortasında 90 °KA ÜÖNÖ yapılmıştır) yanma başlangıcı geçikmiş, MBAO ve P_{maks} azalmış ve yanma süresi uzamıştır. Fakat metanol/benzin oranının optimize edilmesiyle HCCI yüksek yük limitlerinin genişletilebildiği tespit edilmiştir. Benzin ile karşılaştırıldığında metanol püskürtülmesinin %50 oranında IMEP'in arttığını, kabul edilebilir MBAO'in 0,5 MPa/°CA olarak sağlanabildiğini ve yüksek termik verim elde edildiğini belirlemişlerdir. Metanol enjeksiyonunun benzine göre yanma karakteristikleri üzerinde daha etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Benzin kullanımında püskürtme oranın artışı P_{maks} ve MBAO'nin düşmesine neden olmuş, CA50 daha geç KA'larda elde edilmiştir. Püskürtme oranının artışı CO emisyonlarının artışına, HC emisyonlarının azalmasına ve NOx emisyonunun yüksek püskürtme oranlarında azalmasına neden olmuştur.

Yukarıda verilen literatür araştırmasından, etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarının DI ve kademeli püskürtme özelliğine sahip HCCI motorunun yanma fazlarının kontrol edilmesi ve çalışma alanının genişletilebilmesi üzerindeki etkilerinin henüz incelenmediği görülmektedir. DI ve kademeli püskürtme stratejisi ile birlikte alkol-benzin karışımlarının yanmamış HC ve CO emisyonu üzerindeki etkilerinin neler olabileceği araştırılmamıştır. Kademeli püskürtme, soğutulmuş EGR ve alkol-benzin karışımlarının, yüksek yüklerde çalışma alanlarının genişletilebilmesinde nasıl bir rol oynayacağı literatürde henüz yer almamıştır. Düşük yüklerde çalışma alanının genişletilebilmesi için DI ve kademeli enjeksiyon tekniği ile birlikte, emme havası giriş sıcaklığı ve alkol-benzin karışımlarının kullanılmasının HCCI yanma karakteristikleri üzerinde nasıl bir etkide bulunacağı

henüz incelenmemiştir. Yapılan bu tez çalışması ile literatürdeki bu eksikliklerin kısmen de olsa giderilmesi ve benzin HCCI motoru üzerindeki handikaplara çözüm getirilebilmesi hedeflenmiştir.

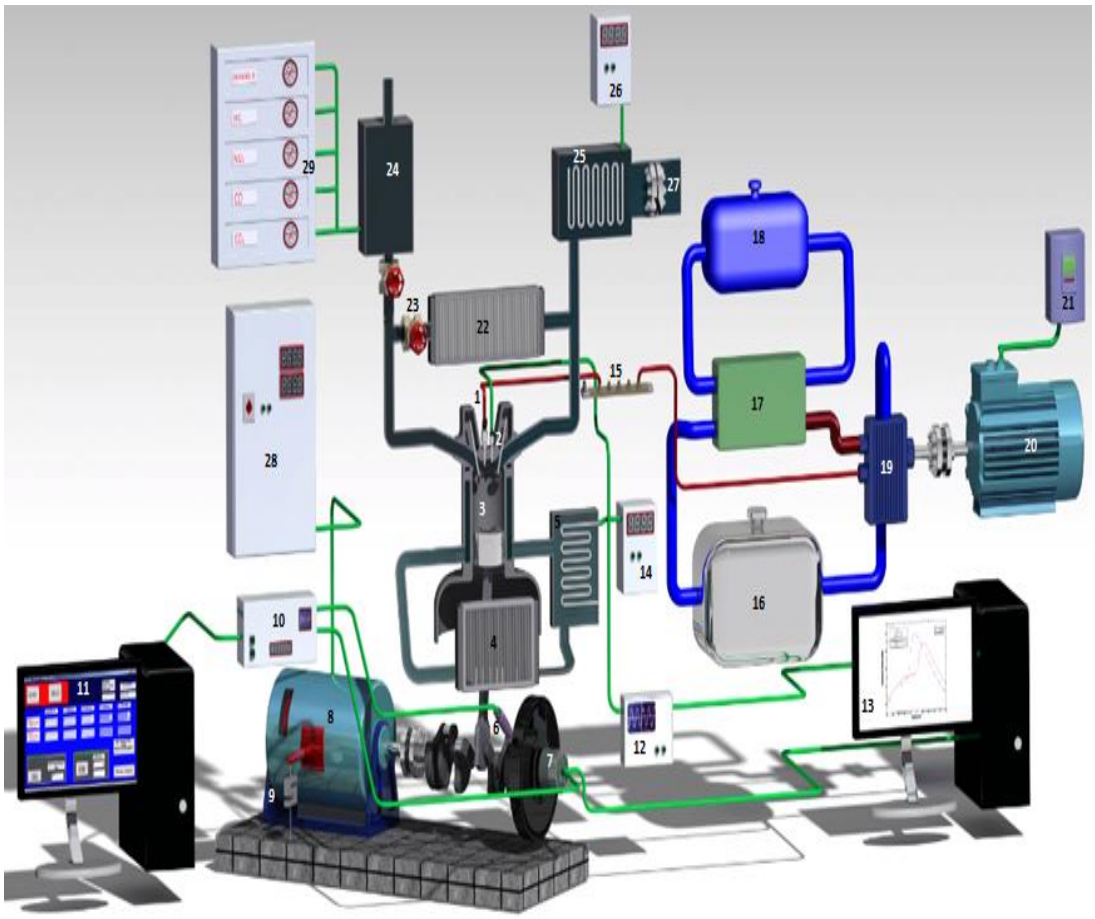
3. MATERYAL VE METOT

Bu bölümde, kurulan deney sistemini oluşturan bileşenler, deneysel çalışmanın şartları ve hesaplama yöntemleri detaylı bir şekilde verilmiştir. Deney sisteminin bileşenlerini motor test sistemi, yakıt enjeksiyon sistemi, yanma analiz sistemi ve emisyon ölçüm sistemi oluşturmaktadır. Motor test sistemi bir adet elektrikli dinamometre, kontrol ünitesi ve tek silindirli bir dizel motordan oluşturulmuştur. Bununla birlikte, test motoru üzerinde sıcaklık ölçüm sistemi, hava tüketimi ölçüm sistemi, emme havası sıcaklık kontrol ünitesi, soğutma suyu sıcaklık kontrol ünitesi ve EGR sistemi bulunmaktadır. Yakıt enjeksiyon sisteminde, düşük basınç kontrol ünitesi, yakıt sıcaklığı kontrol ünitesi ve yakıt enjeksiyon kontrol birimi bulunmaktadır. Yanma analiz sistemi ise silindir gaz basıncı ölçümü, veri toplama ve yanma analizi yazılımından oluşmaktadır. Emisyon ölçüm sisteminde iki adet emisyon ölçüm cihazı ve örnekleme ünitesi yer almaktadır.

Deney sisteminin prensip şeması Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Performans karakteristiklerinin belirlenebilmesi için yük hücresi (loadcell) ve manyetik pick-up kullanılarak, sırasıyla motorun ürettiği moment ve devir ölçülmüştür. Sıcaklık ölçüm sistemi ile motorun soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları, emme havası giriş sıcaklığı, yağ sıcaklığı, egzoz gazı sıcaklıkları NiCr-Ni elemanlı K tipi dijital göstergeli, ±1°C hassasiyetli, 0–1200°C sıcaklık aralığında ölçüm yapabilen dijital sıcaklık ölçerlerden oluşturulmuştur. Hava tüketimini ölçmek için, ISO 5167 (1980) standardına uygun çapı 45 mm olan, flanşlı-keskin köşeli tip orifis plakası, orifis plakasının giriş ve çıkış basınç farkını ölçmek için 1pascal ölçüm hassasiyetine sahip KIMO marka dijital manometre kullanılmıştır. Bağıl nem ve ortam sıcaklığını ölçmek için KIMO marka, dijital göstergeli cihaz ve ortam basıncını ölçmek için ise analog göstergeli barometre kullanılmıştır.

Yanma karakteristikleri ölçüm sistemi; yüksek örnekleme oranına sahip veri toplama sistemi, silindir gaz basıncı sensörü ve sinyal şartlandırıcısı, üst ölü nokta sensörü ve

şaft enkoderden oluşmaktadır. Veri toplama sistemi için Labview paket programında oluşturulan ara yüz ile veriler 0,25° KA'ya karşılık gelecek şekilde toplanmıştır. Yanma karakteristiklerinin belirlenmesi için MATLAB paket programı kullanılarak yanma analizi programı yazılmış ve toplanan silindir gaz basıncı, krank açısı ve üst ölü nokta bilgileri yazılan programda işlenerek yanma karakteristikleri tespit edilmiştir. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi motor test sisteminin diğer bileşenlerini, emme havası, soğutma suyu, yakıt sıcaklığı, enjeksiyon basıncı kontrol sistemleri, yakıt enjeksiyon sistemi, yanma analiz sistemi ve egzoz emisyonu ölçüm sistemi oluşturmaktadır.



1.GDI Enjektör, 2.Silindir gaz basıncı sensörü, 3.Tek silindirli motor, 4. Radyatör, 5. Motor soğutma suyu tankı, 6. Üst ölü nokta sensörü, 7.Şaft enkoder, 8.(Aktif) Elektrikli Dinamometre,9. Load cell, 10.Elektronik kontrol ünitesi, 11.Yakıt enjeksiyon kontrol sistemi kontrol bilgisayarı, 12. Sinyal şartlandırıcı, 13. Veri toplama bilgisayarı, 14. Motor soğutma suyu kontrol ünitesi, 15. Rail, 16.Yakıt tankı, 17. Eşanjör, 18. Yakıt soğutma suyu tankı, 19. Yüksek basınç pompası, 20. Elektrik motoru, 21.Elektrik motoru sürücüsü, 22. Ara soğutucu (EGR soğutma ünitesi), 23. Egzoz gazı akış kontrol vanaları, 24. Egzoz çıkışı, 25. Emme havası tankı, 26. Emme havası sıcaklık kontrol ünitesi, 27. Orifis plaka, 28. Dinamometre kontrol ünitesi, 29. Emisyon ölçüm sistemi.

Şekil 3.1. Deneysel çalışmanın prensip şeması

3.1. Motor Test Sistemi

Bu tez çalışmasında, Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Motor Test Laboratuvarında mevcut dört zamanlı, tek silindirli, doğal emişli, direkt püskürtmeli, Süper Star 7716 marka dizel motor kullanılmıştır. Motorun bağlı bulunduğu elektrikli dinamometrenin ve kontrol panosunun fotoğrafı Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Test sisteminde görülmekte olan direkt püskürtmeli dizel motoru direkt püskürtmeli benzin HCCI motoruna çevrilmiştir. Test motorunun teknik özellikleri Tablo 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.2. Motor test sistemi ve kontrol panosu

Tablo 3.1. Test motorunun teknik özellikleri

Motor	**Super Star 7716 Model Dizel Motor**
Tipi	DI, doğal emişli, 4 zamanlı, su soğutmalı
Silindir sayısı	1
Silindir hacmi	770 cm^3
Kurs boyu	100 mm
Sıkıştırma oranı	17:1
Emme supabı açılması	ÜÖN'dan 22° önce
Emme supabı kapanması	AÖN'yı 60° geçe
Egzoz supabı açılması	AÖN'dan 66° önce
Egzoz supabı kapanması	ÜÖN'yı 16° geçe

Benzin HCCI motorları için yüksek sıkıştırma oranları, benzinin kendiliğinden tutuşmasını tetiklemede gerekli olan ısıl enerjiyi sağladığı için boşta, çok düşük yüklerde ve hızlarda kullanılabilir. Bilindiği gibi alkoller benzine göre daha yüksek

oktan sayısına sahiptirler. Dolayısıyla alkol-benzin karışımlarının oktan sayısı saf benzine göre daha yüksek olacaktır, bu da alkol benzin karışımlarının yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabilmesine imkan sağlayacaktır. DI benzinli motorların sıkıştırma oranı PFI benzinli motorlara göre daha yüksektir. Ayrıca yüksek sıkıştırma oranının kullanılması benzinin kendiliğinden tutuşabilmesi için gerekli olan aktivasyon enerjisinin sağlanabilmesine katkı sağlayacaktır. Bu nedenle, bu çalışmada yüksek sıkıştırma oranı tercih edilmiş ve test motorunun orijinal sıkıştırma oranı (17:1) değiştirilmemiştir.

Emme havası sıcaklığının arttırılması, yakıtın yeterince buharlaşmasını ve hava ile karışımının daha homojen hale gelmesini sağlamaktadır. Bununla birlikte, karışım içerisinde birçok tutuşma noktası elde edilmekte ve yanma birçok noktada aynı anda başlamaktadır. Bu çalışmada emme havası giriş sıcaklığının kullanılması ile silindir içerisinde benzinin tutuşması için gerekli ısıl enerjinin sağlanması ve enjeksiyon parametreleri ile birlikte yanma fazlarının çok düşük yüklerde kontrol edilebilmesi hedeflenmiştir. Emme havasının istenilen sıcaklıklarda ayarlanabilmesi için Şekil 3.3'de gösterilen 4 kW gücünde sıcaklık kontrol ünitesi tasarlanmıştır.



Şekil 3.3. Sıcaklık kontrol ünitesi

EGR kullanımının iki önemli etkisi bulunmaktadır. Birincisi; sıkıştırma zamanı süresince yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığına ulaşmasını sağlar. İkincisi ise yanma reaksiyonunu yavaşlatır, NO_x emisyonlarının yükselmesini engeller,

MBAO'yi azaltır ve yüksek yük limitlerinin artırılabilmesine imkan tanır. Benzinli HCCI motorlarda EGR yöntemi iç ve dış olmak üzere iki farklı şekilde uygulanmaktadır. İç EGR uygulamasında silindir içerisinde bırakılmak istenen artık gaz miktarı egzoz supap zamanının kontrolü ile ayarlanmaktadır. Dış EGR'de ise silindir içerisinde bırakılmak istenen artık gaz miktarı basit bir geri dönüşüm valfi ile sağlanabilmektedir. Bu çalışmada, dış EGR yöntemi tercih edilmiştir. Bunun nedeni; silindir içerisine gönderilecek egzoz gazlarının soğutularak gönderilebilmesine imkan sağlamaktır. Kullanılacak yöntem ile sıcak egzoz gazlarının hacimsel verim üzerindeki etkisi azaltılmış olacak ve yanma reaksiyonu yavaşlatılarak NO_x emisyonlarının yüksek yüklerde artışı engellenmiş olacaktır. Bu amacın gerçekleştirilebilmesi için Şekil 3.4'de gösterilen soğutulmuş EGR sistemi tasarlanarak test motoruna montajı yapılmıştır.

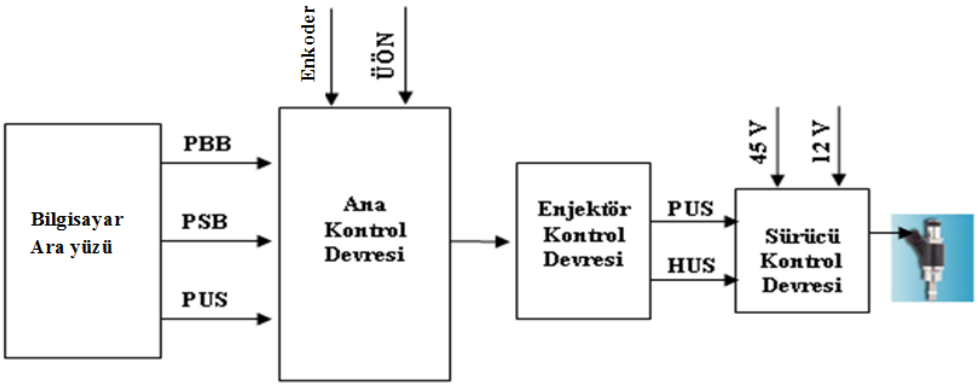


Şekil 3.4. Soğutulmuş dış EGR sistemi

3.2. Yakıt Enjeksiyon Sistemi ve Yakıt Miktarının Belirlenmesi

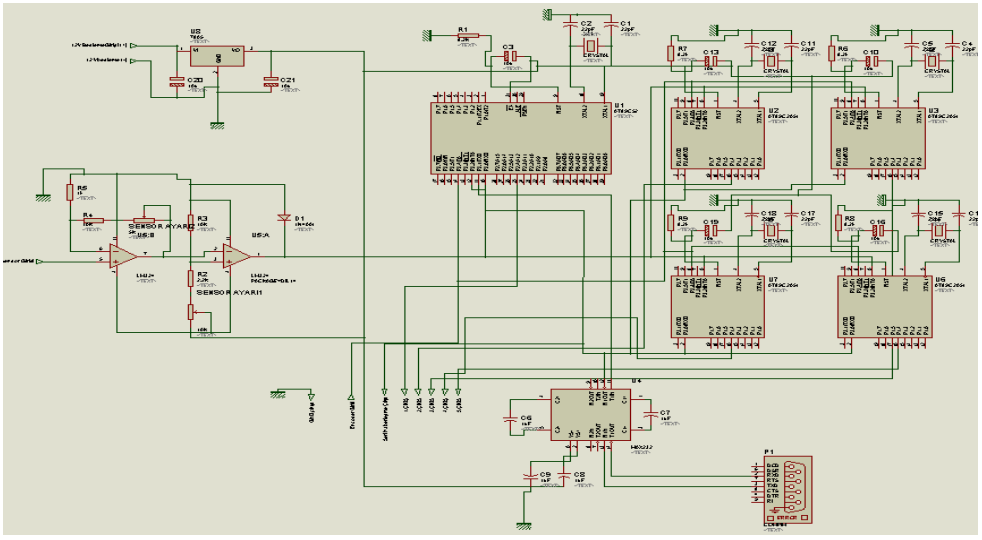
Bu tez çalışmasında, karışım oluşumunun hassas ve hızlı bir şekilde kontrol edilebilmesi için silindir içerisine direkt ve iki farklı krank açısında enjeksiyon stratejisi uygulanmıştır. Bu stratejinin gerçekleştirilebilmesi için Şekil 3.5'de prensip şeması verilen yakıt enjeksiyon sistemi ve kontrol ünitesi tasarımı yapılmıştır. Şekil 3.6'da tasarımı görülmekte olan elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sistemi iki ana

devreden oluşmaktadır. Birinci devre ana kontrol devresidir. Ana kontrol devresi ile enjeksiyon başlangıçları, enjeksiyon miktarları, krank açısı hassasiyeti ve gerçek zamanlı parametre değişimleri yapılabilmektedir. Aynı zamanda, ana kontrol ünitesi kullanılacak enjektörün gerilim-zaman karakteristiğine uygun sinyalin üretilebilmesi içinde tasarlanmıştır. İkinci devre ise sürücü katını oluşturan ve devre şeması Şekil 3.7'de verilen sürücü kontrol devresidir.



PBB:Enjeksiyon Başlangıcı Bilgisi, PSB: Enjeksiyon Süresi Bilgisi,
PUS:Pik Uygulama Süresi, HUS: Sürme Uygulama Süresi.

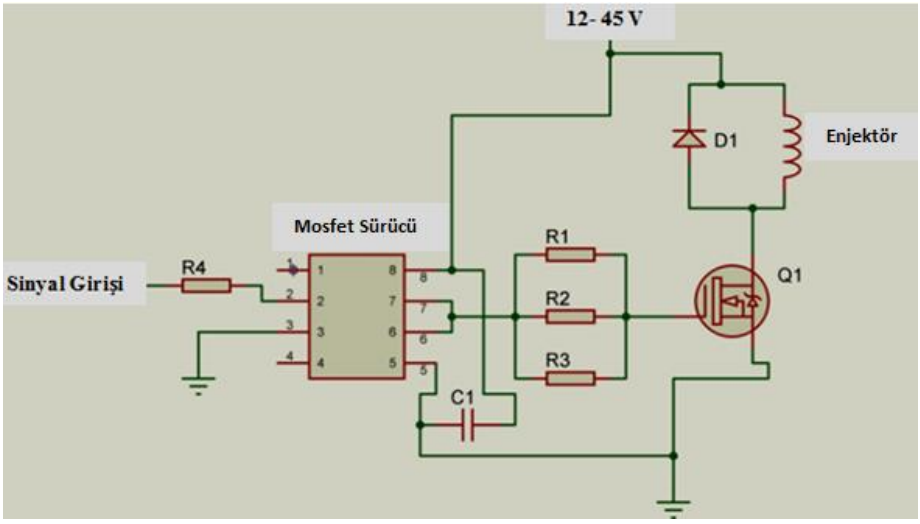
Şekil 3.5. Elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sisteminin prensip şeması



Şekil 3.6. Ana kontrol devresi

Sistemde kullanılan benzin direkt enjektörü Şekil 3.8'de, enjektörün voltaj zaman karakteristiği ise Şekil 3.9'da verilmiştir. Enjektörün istenilen şekilde düzgün ve kararlı çalışabilmesi için şekilde görülen voltaj-zaman değişimine uygun sinyalin üretilmesi gerekmektedir. Tasarlanan donanım (ana kontrol ünitesi) ve yazılım (kullanıcı ara yüzü) yardımıyla enjektör düzgün ve kararlı bir şekilde sürülmüştür.

Benzin direkt enjektörü, piston üzerindeki yanma odasına bakacak şekilde ve püskürtülen yakıtın yanma odasının tam merkezine gelecek şekilde montajı yapılmıştır.

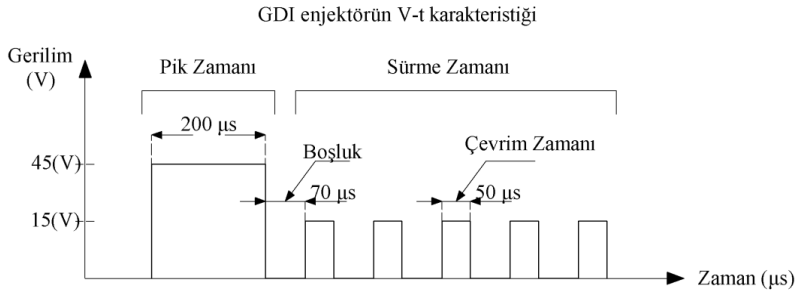


Şekil 3.7. Sürücü kontrol devresi

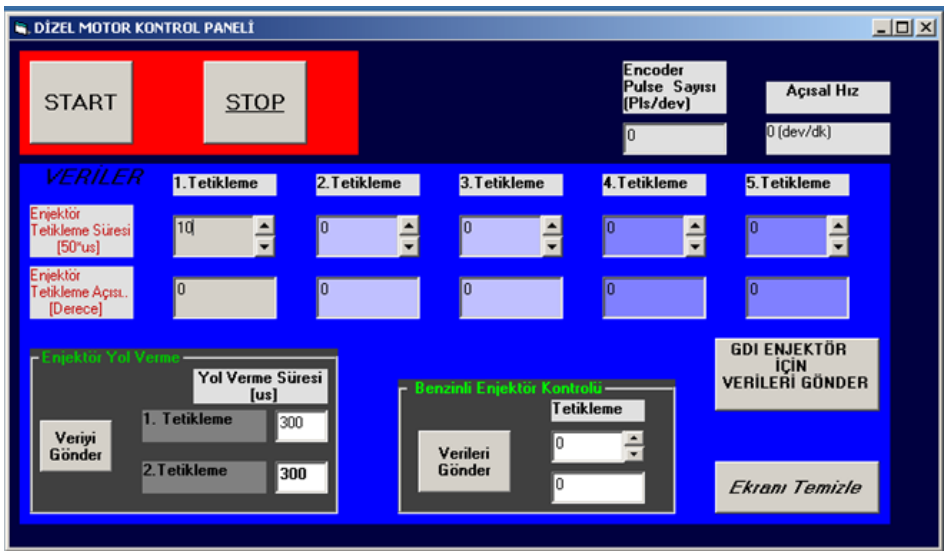


Şekil 3.8. GDI enjektör

Sistemin bilgisayar ara yüzü tasarımı Şekil 3.10'da gösterilmiştir. Tasarlanan bilgisayar ara yüzü ile enjeksiyon zamanları, her bir püskürtmede püskürtülecek yakıt miktarları için enjeksiyon süreleri, maksimum gerilim uygulama zamanları (pik1 ve pik2) ve kullanılan şaft enkoder (pals/devir) için pals sayısı değerinin girişleri yapılabilmektedir. Bununla birlikte, bu ara yüz üzerinden enjektör için gerekli sinyalin oluşturulmasındaki parametrelerin de girişleri yapılmaktadır.



Şekil 3.9. GDI enjektörün V-t karakteristiği

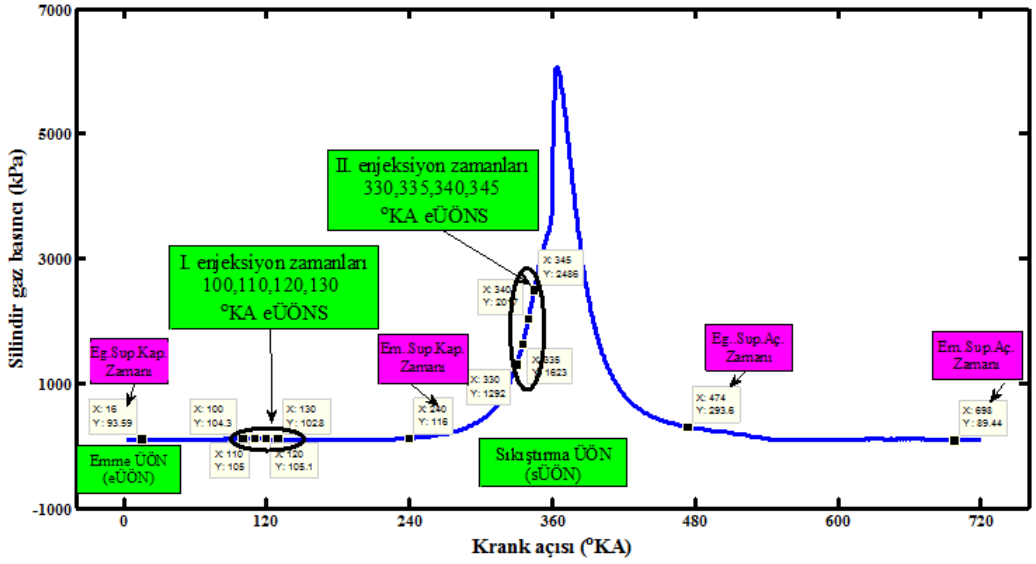


Şekil 3.10. Enjeksiyon kontrol sistemi ara yüzü

İki farklı krank açısında uygulanacak enjeksiyon yönteminde ilk enjeksiyon zamanı, emme zamanı ortasında yapılırsa daha iyi homojen bir karışım ve daha iyi bir motor performansı elde edilebilmektedir. Bu zamanda yapılan ilk enjeksiyon ile emme havasının türbülansı ve yakıtın buharlaşması arasındaki etkileşim en iyi seviyelerde sağlanabilmektedir. Bununla birlikte, CO_2 emisyonu artarken O_2, yanmamış HC, CO ve NO_x azalmaktadır. Bu sonuç silindir içerisinde homojen bir karışının hazırlanabildiğini ve yüksek yanma verimine ulaşıldığını göstermektedir. İlk enjeksiyon zamanının emme zamanı başlarında yapılması ise silindir içerisindeki düşük ortam basıncından dolayı yakıtın nüfuz derinliğini arttırmaktadır. Ayrıca pistonun bu zaman dilimi içerisinde enjektöre çok yakın olmasından dolayı püskürtülen yakıt doğrudan piston üzerindeki yanma odasına çarpacaktır. Bu durum, piston üzerindeki yağ filminden dolayı CO emisyonlarını arttırabilecektir. İlk enjeksiyonnun emme zamanı sonlarında yapılması halinde ise yakıt silindir

duvarlarına çarparak yapışacak ve bundan dolayı yanmamış HC ve CO emisyonları artacaktır. Bu nedenlerden dolayı, ilk enjeksiyon zamanları,

Şekil 3.11'de gösterilen enjeksiyon stratejisi doğrultusunda test motorunun supap zamanları dikkate alınarak emme zamanının ortası olan ÜÖN'dan sonra 110° KA ve bu zaman diliminin öncesi ve sonrasında olacak şekilde (100, 110, 120 ve 130° KA) dört farklı KA açısında yapılmıştır. Şekil 3.11'de görüldüğü gibi, bu çalışmada emme zamanındaki ÜÖN 0° KA olarak tanımlanmış ve emme ÜÖN (eÜÖN) olarak isimlendirilmiştir. Sıkıştırma zamanındaki ÜÖN ise 360° KA olarak tanımlanmış ve sıkıştırma ÜÖN (sÜÖN) olarak isimlendirilmiştir.



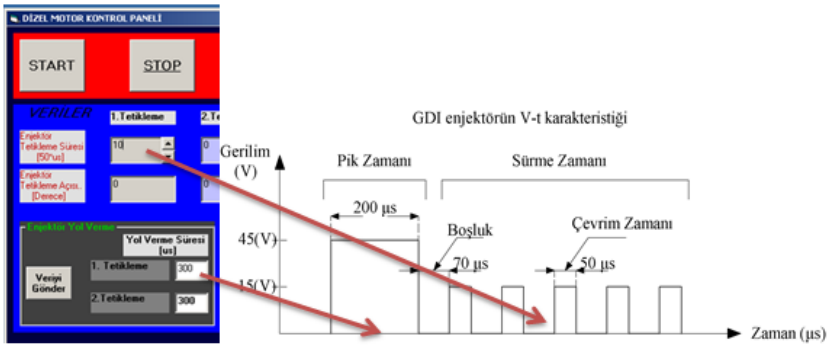
Şekil 3.11. Krank açısına bağlı çift kademeli yakıt enjeksiyon stratejisi

İkinci enjeksiyon ile silindir içerisinde katmanlı dolgu oluşturularak yanma başlangıcının kontrol edilebilmesi amaçlanmıştır. İkinci enjeksiyon zamanı ise sıkıştırma zamanı içerisinde 330, 335, 340 ve 345° KA'da olmak üzere 4 farklı noktada yapılmıştır. Tasarlanan yakıt enjeksiyon sistemin en önemli özelliklerinden biri ise her bir püskürtmede, püskürtülecek yakıt miktarlarının hassas olarak ayarlanabilmesine imkan tanıyor olmasıdır. İlk püskürtmede püskürtülecek yakıt miktarı ile homojen karışımın oluşturulabilmesi ve motor yükünün kontrol edilebilmesi amaçlanmaktadır. Bu nedenle, ilk püskürtmede öngörülen yakıt miktarı, bir çevrimde püskürtülecek toplam yakıt miktarının %80 ve %60'ı olarak belirlenmiştir. İkinci enjeksiyon zamanında püskürtülecek yakıt miktarı ile tutuşmadan önce bölgesel zengin karışım sağlanarak yanma başlangıcının kontrol

edilebilmesi, çalışma alanının genişletilebilmesi ve NO_x emisyonun mümkün olabildiğince artışına izin vermeden yanmamış HC ve CO emisyonlarının azaltılabilmesi amaçlanmıştır. Buna katkı sağlayacağı düşünülen diğer bir etken ise yakıt içerisinde farklı oranlarda kullanılacak alkol karışımlarıdır. Yakıt olarak bu karışımların kullanılması düşük enerji içeriğinden dolayı yanma sonu sıcaklığını düşüreceğinden NO_x miktarının artışının engellenmesine katkı sağlayacaktır.

Şekil 3.12'de gösterilen yakıt enjeksiyon kontrol sistemi ara yüzünde enjektörün gerilim zaman karakteristiğine bağlı olarak pik ve sürme gerilimlerinin uygulanma zamanları kontrol edilerek püskürtülecek yakıt miktarı hassas olarak belirlenebilmektedir.

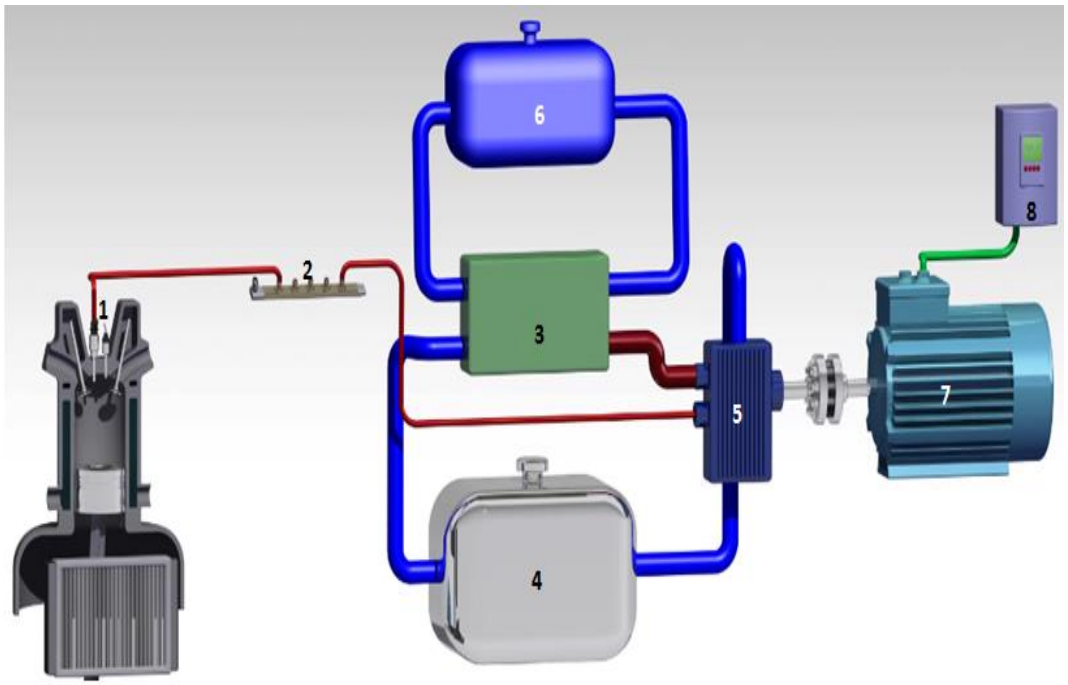
Pik gerilimi kullanılarak, enjektör iğnesinin üzerindeki yakıt basıncı yenilmekte ve enjektörün açılması sağlanmaktadır. Pik gerilimi uygulama süresinin değişimi enjektörün enjeksiyon miktarını değiştirmektedir. Sürme gerilimi ise enjektör açıldıktan sonra enjektörün açık kalması için uygulanan gerilimdir. Sürme gerilimi uygulama süresinin değişimi ile enjektörün açık kalma süresi artmakta ve püskürtülen yakıt miktarı da artmaktadır. Sürme gerilimi uygulama süresi 50µs aralıklar ile ayarlanmakta, pik gerilimi uygulama süresi ise 1 µs aralıklarla ayarlanmaktadır.



Şekil 3.12. Pik ve sürme gerilimleri uygulama sürelerinin ayarlanması

Pik ve sürme gerilimlerinin uygulanma sürelerine bağlı olarak enjektörden püskürtülen yakıt miktarları 0.001 g yüksek hassasiyete sahip bir terazi ile ölçülmüştür. Testler sırasında iki parametrenin test sonuçlarını önemli şekilde etkilediği tespit edilmiştir. Birincisi; pik gerilimi uygulama süresi, ikincisi ise yakıt sıcaklığındaki değişimin püskürtülen yakıt miktarını değiştirdiği anlaşılmıştır. Yakıt

sıcaklığındaki yaklaşık 5 °C değişimlerin püskürtülen yakıt miktarını önemli ölçüde etkilediği belirlenmiştir. Bu yüzden, yakıt sıcaklığı, Şekil 3.13'de prensip şeması verilen kapalı devre su soğutma sistemi ile 30°C (+/-1°C hassasiyetinde) sabit yakıt sıcaklığında tutulmuştur. Bunun yanında, 100 bar sabit enjeksiyon basıncında yakıt miktarı testleri yapılarak püskürtülen yakıt miktarları ölçülmüş ve enjektörün kalibrasyon işlemi yapılmıştır. Yakıt miktarı ölçme testleri sonucunda uygulanan pik ve sürme gerilim sürelerine bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarlarındaki değişim grafiği Şekil 3.14'de verilmiştir. Her iki pik gerilimi uygulama sürelerinde püskürtülen yakıt miktarlarındaki artış farklı olmakla birlikte uygulanan sürme gerilimi sürelerine bağlı olarak yakıt miktarının doğrusal arttığı tespit edilmiştir.



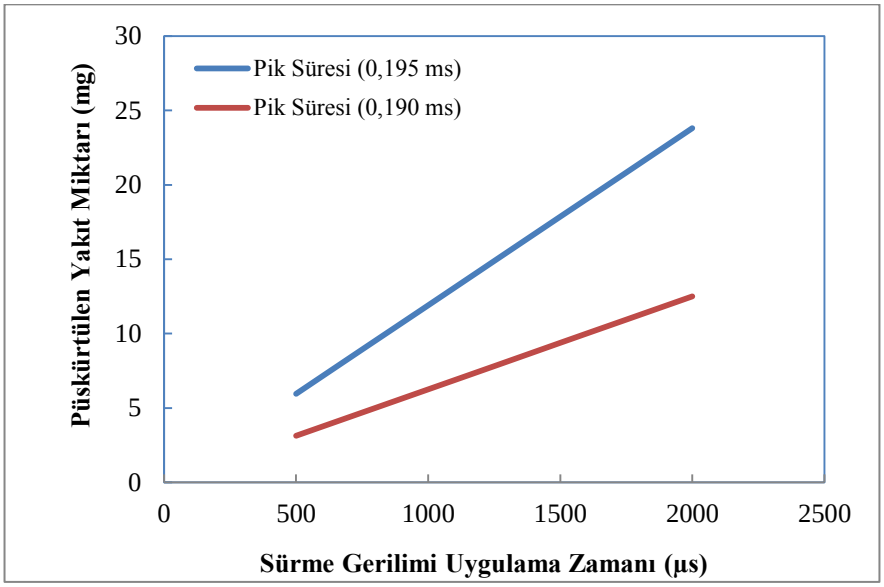
1.GDI Enjektör, 2.Rail, 3.Eşanjör, 4. Yakıt tankı, 5. Yüksek basınç pompası, 6. Kapalı devre soğutma suyu sistemi, 7.Elektrik motoru, 8.Elektrik motoru sürücüsü.

Şekil 3.13. Düşük basınç common rail sistemi

3.3. Yanma Analiz Sistemi

Yanma analizi sistemi silindir gaz basıncı ölçümü, veri toplama ve analizden oluşmaktadır. Silindir gaz basıncı ölçümü, basınç sensörü ve basınç değişiminin voltaj çıkışına çevrilebilmesi için sinyal şartlandırıcı ile yapılmıştır. Veri toplama sistemi ise veri toplama kartı, ara bağlantı birimi, enkoder ve LabVIEW yazılımı ile tasarlanan ara yüz programından oluşmaktadır. Veri analizi ise veriler toplandıktan

sonra Matlab paket programı kullanılarak hazırlanan yanma analiz programı ile gerçekleştirilmektedir.



Şekil 3.14. Pik ve sürme uygulama sürelerine göre püskürtülen yakıt miktarlarındaki değişim

Silindir gaz basıncı ölçüm sisteminde Kistler marka 6061B piezo-elektrik su soğutmalı basınç sensörü ve 5018A1000 model sinyal şartlandırıcısı kullanılmıştır. Sensörün ve sinyal şartlandırıcının temel özellikleri, Tablo 3.2' de verilmiştir. Sensör yanma odasına bakacak şekilde, Şekil 3.15'de gösterildiği gibi, test motorunun silindir kapağına, üretici firmanın önerdiği şekilde monte edilmiştir. Sensörün soğutma sisteminde kullanılan su üreticinin önerdiği debide ayarlanarak sensörün soğutulması sağlanmıştır.

Tablo 3.2. Basınç sensörü ve sinyal şartlandırıcının özellikleri

6061-B Su soğutmalı piezo-elektrik basınç sensörü	
Ölçüm Aralığı	0-250 bar
Hassasiyet ve Doğrusallık	0…250 bar (50 °C) -26,09 pC/bar ve +/- % 0,3
Kararlı Çalışma Aralığı (°C)	0 - 350
Doğal Frekansı	90 kHz
Aşırı Yükleme	300 bar
5018A 1000 Sinyal şartlandırıcı	
Çıkış Gerilimi	+/- 10 V
Maksimum Filtreleme	100 kHz
Not: İçten yanmalı motorlar için drift compensation özelliğine sahiptir.	

Sensörden alınan veriler önce Şekil 3.16'da görülen Kistler marka 5018A 1000 model sinyal şartlandırıcıda işlenmiştir. Sinyal şartlandırıcının voltaj çıkışından, veri toplama kartına giriş yapılarak basınç değerleri (voltaj olarak) veri toplama sistemine aktarılmaktadır. Sinyal şartlandırıcıdan verilerin sağlıklı ve istenilen aralıkta alınabilmesi için bazı ayarların yapılması gerekmektedir. Bu ayarlar; maksimum silindir basınç değeri ve buna bağlı olarak sinyal şartlandırıcıdan istenen çıkış voltaj aralığı, basınç değerinin birimi, sinyal şartlandırıcının ekranında görülmesi istenilen basınç değerleri (maksimum basınç, ortalama indike basınç, anlık basınç), sensörün hassasiyeti, sensörün frekansı ve filtreleme opsiyonlarıdır. Sinyal şartlandırıcı sadece piezo-elektrik özelliğe sahip sensörler için kullanılmaktadır. Sensörden gelen elektriksel yük değeri sinyal şartlandırıcıya girer ve sinyal şartlancıda işlendikten sonra çıkışta gerilime çevrilir. Ayrıca RS-232C ara bağlantısı ve LabVIEW 6.0'da yazılmış bir kullanıcı ara yüzü ile sinyal şartlandırıcı üzerinde gerekli ayarlamalar yapılabilmektedir. Silindir basınç sensörünün ve sinyal şartlandırıcının kalibrasyonları üretici firma tarafından yapılmış ve sertifikalandırılmıştır.

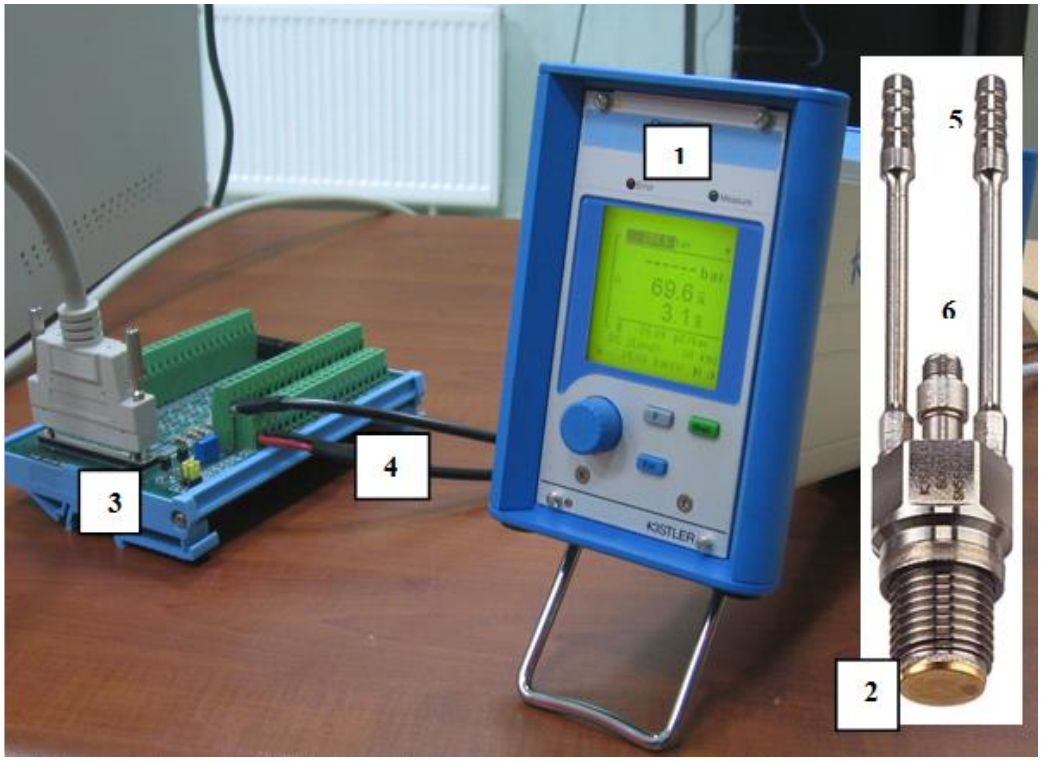


(1.GDI Enjektör, 2. Silindir basınç sensörü, 3. Emme supabı, 4. Egzoz supabı, 5. Silindir kapağı)

Şekil 3.15. Silindir gaz basınç sensörü ve GDI enjektörün silindir kapağına montajı

Veri toplama sisteminde PCI 6251 National Instrument marka veri toplama kartı kullanılmıştır. Veri toplama kartının özellikleri Tablo 3.3'de, veri toplama sistemi

donanımı ise Şekil 3.17' de verilmiştir. Veri toplama sistemi için kullanıcı ara yüzü programı LabVIEW'de oluşturulmuş ve veriler "lvm" uzantılı bir dosyaya kaydedilmiştir. Veri toplama sisteminde iki analog giriş ve enkoder girişi kullanılmıştır. Bunlardan bir tanesi silindir basınç sensörü, diğeri ise üst ölü nokta sensörünün bağlantısıdır. Veriler enkoderden gelen krank açısı değişimine bağlı üretilen tetikleme sinyaline göre toplanmıştır.



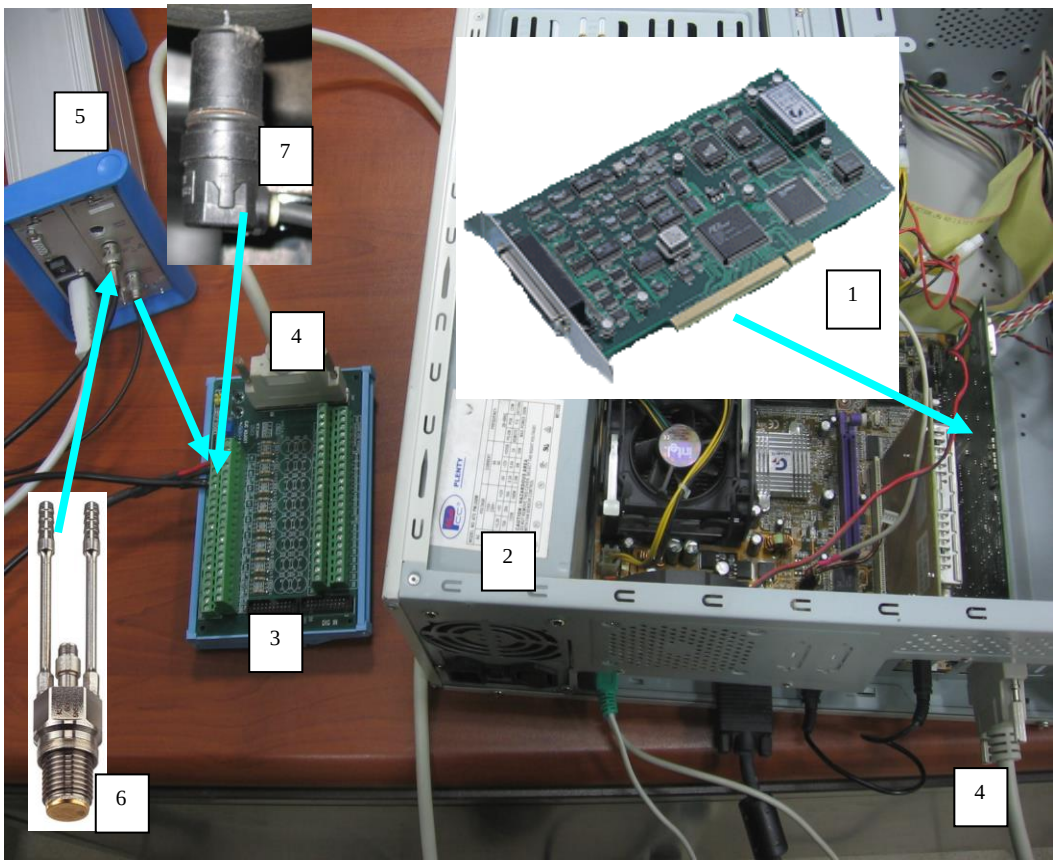
1. Sinyal şartlandırıcı, 2. Silindir basınç sensörü, 3. Veri toplama kartı bağlantı bloğu,
4. Ara bağlantı kabloları, 5. Su soğutma kanalı boruları, 6. Sensör bağlantı noktası.

Şekil 3.16. Sinyal şartlandırıcı ve bağlantıları

Tablo 3.3 National Instruments PCI 6251 veri toplama kartının özellikleri

Çözünürlük	16 Bit yüksek çözünürlük
Örnekleme Oranı	250 kS/s
Analog Girişi Sayısı ve Hafıza	16 analog giriş ve 1 K FIFO
Dijital Giriş Sayısı	16 dijital giriş
Dijital Çıkış Sayısı	16 dijital çıkış
Analog Çıkış Sayısı	2 analog çıkış
Sayıcı ve çözünürlüğü	10 MHz ve 16 Bit çözünürlük
Kart bağlantısı	PCI kartı
Giriş Gerilimi	+/- 10 V
Giriş Akımı	0 -20 mA

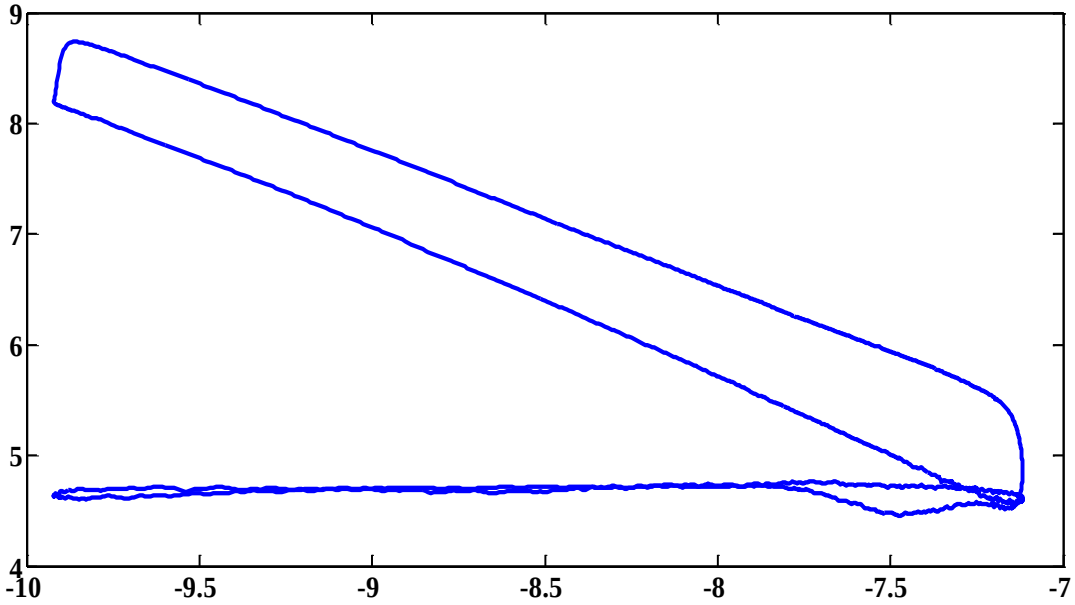
Veri toplama sistemi donanım ayarları için, veri toplama kartı PCI yuvasına takıldıktan sonra yazılımı bilgisayara yüklenmiştir. Veri toplama kartının yazılımı yüklendikten sonra program çalıştırılmış, veri toplama kartının testi ve ayarları yapılmıştır.



1.Veri toplama kartı, 2. Bilgisayar, 3. Bağlantı Bloğu, 4. Bağlantı Kablosu,
5. Sinyal şarlandırıcı, 6. Silindir basınç sensörü, 7. Üst ölü nokta sensörü.

Şekil 3.17. Veri toplama sistemi donanımı ve kullanıcı arayüzü

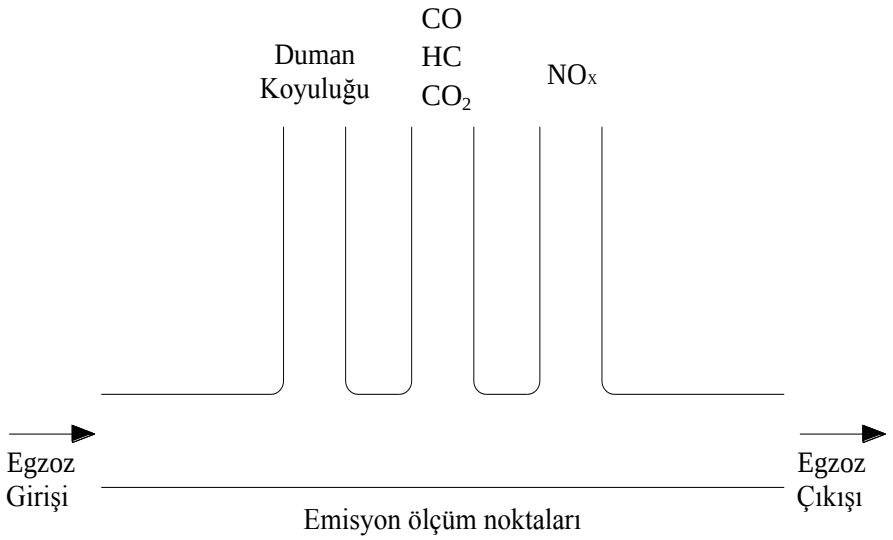
Veri toplama sisteminden elde edilen ham verilerin işlenebilmesi için Matlab'da yanma analizi programı yazılmıştır. Bu program ile 50 çevrimin ortalaması alınarak silindir gaz basıncının krank açısına bağlı değişimi 0,25° KA çözünürlüğünde elde edilebilmektedir. Program kapsamında ısı dağılımı analizi ve yanma karakteristikleri hesaplanabilmektedir. Basınç verilerinin denetimi, Şekil 3.18'de verilen logaritmik P-V diyagramı ile de kontrol edilebilmektedir. Sıkıştırma süreci, emme supabının kapanmasıyla pistonun ÜÖN'ya ulaşması arasında tanımlanır ve politropiktir. Logaritmik P-V diyagramında grafiğin bu aralıkta eğiminin düz olması gerekir. Eğer eğrilik sıkıştırma hattının ilk bölümü süresince gözükürse bu eğrilik bir yanlışlığı gösterir ki bu da kullanılan referans basınç noktasının yanlış yerde olması demektir.



Şekil 3.18. Logaritmik P-V diyagramı

3.4. Emisyon Ölçüm Sistemi

Bu tez çalışması kapsamında ölçülen emisyon parametreleri; NO_x, yanmamış HC, CO, CO_2 ve duman koyuluğu emisyonlarıdır. Şekil 3.19'da emisyon ölçümü için kullanılan ölçüm yönteminin prensip şeması verilmiştir. Testlerde kullanılan emisyon cihazlarının fotoğrafı Şekil 3.20'de ve teknik özellikleri ise Tablo 3.4'de verilmektedir.



Şekil 3.19. Emisyon ölçüm noktaları



Şekil 3.20. Egzoz emisyonu ölçüm cihazları

Testler sırasında emisyonlar iki emisyon cihazı ile ölçülmüştür. Her bir test esnasında emisyon değerleri için 5 s aralıklar ile 5 ölçüm yapılmış ve 5 ölçümün ortalaması alınarak emisyon sonuçları elde edilmiştir. Bosch BEA ile yanmamış HC, CO, CO_2 ve duman koyuluğu ve Capalec Cap 3200 ile NO_x emisyonu ölçülmüştür.

Tablo 3.4 Emisyon ölçüm cihazlarının teknik özellikleri

	CAPALEC CAP 3200		**Bosch BEA 350 Benzin and Dizel**	
Parametre	**Ölçüm aralığı**	**Bağıl Hata (%) (Ölçülen Değer Üzerinden)**	**Ölçüm aralığı**	**Bağıl Hata (%) (Ölçülen Değer Üzerinden)**
HC (ppm)	0 – 20000	±5	0 – 9999	±5
CO (%)	0 – 15	±3	0 – 10	±3
CO_2 (%)	0 – 20	±4	0 – 18	±4
O_2 (%)	0 – 21,7	±3	0 – 22	±3
NO_X (ppm)	0 – 5000	±5	-	-
Hata Sınıfı	OIML CLASS 1		OIML CLASS 0	

3.5. Deneysel Akış Prosedürü

Bu tez çalışması kapsamında çift kademeli DI tekniğinin, farklı oranlarda alkol-benzin karışımlarının, EGR'nin ve emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanma, emisyon ve performans karakteristikleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu parametrelerin HCCI yanma üzerindeki etkilerinin incelenebilmesi için Şekil 3.21'deki test akış diyagramı uygulanmıştır. Test akış diyagramı dört aşamalı test grubundan oluşmaktadır. Birinci aşamada I. enjeksiyon zamanın etkisi (1100 d/d yüksek eşdeğerlik oranı için), ikinci aşamada II. enjeksiyon zamanın etkisi (1100 d/d düşük ve yüksek eşdeğerlik oranları için), üçüncü aşamada HCCI yanmanın çalışma alanının genişletilebilmesi için enjeksiyon oranı ve EGR'nin etkisi (1100 d/d yüksek eşdeğerlik oranı için), son aşamada ise II. enjeksiyon zamanının ve emme havası sıcaklığının etkisi (700 d/d düşük eşdeğerlik oranı için) incelenmiştir.

Uygulanan test akış diyagramına göre birinci, ikinci ve üçüncü aşama testleri kapsamında çift kademeli enjeksiyon tekniğinin HCCI yanma üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Birinci aşamada bütün test yakıtları için I. enjeksiyon zamanının değişimi, II. enjeksiyon zamanı (330 °KA eÜÖNS) ve enjeksiyon oranı ($EO=I_1:I_2=4:1$ yani %80-%20) sabit tutularak incelenmiştir. Daha sonra birinci aşama testlerine göre MBAO sonuçları göz önüne alınarak alkol-benzin karışımları için en uygun I. enjeksiyon zamanın 120 °KA eÜÖNS olduğu belirlenmiştir. Testler sırasında emme havası giriş sıcaklığı (T_{in}=100 °C), enjeksiyon basıncı (P_{inj}= 100 bar), bir çevrimde sisteme sürülen enerji (yüksek eşdeğerlik oranı için 710 J) miktarı, motor devri (1100 d/d) sabit tutulmuş ve EGR uygulanmamıştır.

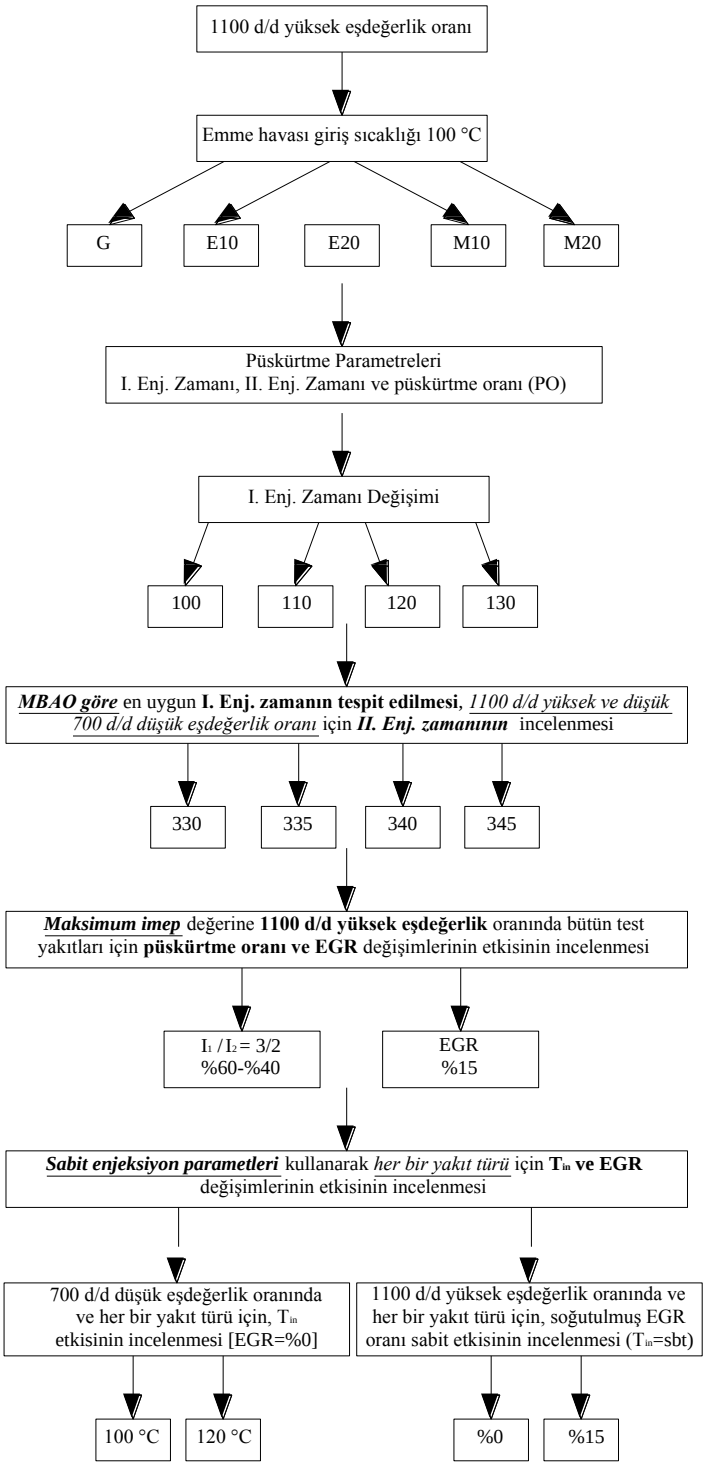
İkinci aşamada, bütün test yakıtları için I. enjeksiyon zamanı (120 °KA eÜÖNS) ve enjeksiyon oranı ($EO=I_1:I_2=4:1$ yani %80-%20) sabit tutularak II. enjeksiyon zamanın etkisi düşük ve yüksek eşdeğerlik oranında, 1100 d/d şartları altında bütün test yakıtları için incelenmiştir. Enjeksiyon parametrelerindeki değişim incelenirken bir çevrimde sisteme sürülen enerji (yüksek eşdeğerlik oranı için 710 J, düşük eşdeğerlik oranı için 585 J) miktarı, emme havası giriş sıcaklığı (T_{in}=100 °C), enjeksiyon basıncı (P_{inj}=100 bar), motor devri (1100 d/d) sabit tutulmuş ve EGR uygulanmamıştır.

Üçüncü aşama testleri kapsamında ise II. enjeksiyon zamanının değişimine bağlı olarak maksimum IMEP değerinin elde edildiği krank açılarında (330 ve 335° KA eÜÖNS) HCCI çalışma alanının genişletilebilmesi için enjeksiyon oranının ($EO=I_1:I_2=3:2$ yani %60-%40) ve EGR oranının (%15) etkisi (1100 d/d ve yüksek eşdeğerlik oranında) bütün test yakıtları için incelenmiştir. Bu testler sırasında emme havası giriş sıcaklığı (T_{in}=100 °C), enjeksiyon basıncı (P_{inj}= 100 bar) ve sisteme sürülen enerji (710 J) sabit tutulmuştur.

Dördüncü aşama testlerinde ise I. enjeksiyon zamanı (120 °KA eÜÖNS) ve enjeksiyon oranı ($EO=I_1:I_2=4/1$ yani %80-%20) sabit tutularak II. enjeksiyon zamanının değişimi 700 d/d ve düşük eşdeğerlik oranı şartları altında bütün test yakıtları için incelenmiştir. II. enjeksiyon zamanının değişimine bağlı olarak maksimum IMEP değerinin elde edildiği krank açısında (330 °KA eÜÖNS) HCCI çalışma alanının düşük yük bölgesinin genişletilebilmesi için emme havası giriş sıcaklığının (120 °C) etkisi (700 d/d düşük eşdeğerlik oranı için) incelenmiştir. Bu testler sırasında EGR uygulanmamış, enjeksiyon basıncı P_{inj}=100 bar ve sabit enerji girişi (535 J) şartları altında testler yapılmıştır.

Testlerde JT Baker firması tarafından üretilen %99,6 saflıkta etanol ve metanol kullanılmıştır. Benzin ise ticari bir yakıt istasyonundan satın alınmıştır. Test yakıtlarının bazı özellikleri Kocaeli Üniversitesi Alternatif Yakıtlar Araştırma, Geliştirme ve Uygulama Merkezi Yakıt Laboratuvarında ölçülmüştür. Testlerde kullanılan test yakıtlarının özellikleri Tablo 3.5'de verilmektedir. Testlerde kullanılan yakıtlar kütlesel olarak karıştırılmıştır. %10 etanol ve %90 benzin karışımı E10, %20 etanol ve %80 benzin karışımı E20, %10 metanol ve %90 benzin karışımı M10, %20 metanol ve %80 benzin karışımı M20 olarak isimlendirilmiştir. Bu çalışmada 97 oktan benzin kullanılmış olup, %100 oranında kullanılan benzin B97 olarak kodlanmıştır.

Test yakıtlarının buharlaşma gizli ısısı ve oksijen içerikleri hesaplanarak Tablo 3.5'de verilmiştir. Benzin, etanol ve metanolün buharlaşma gizli ısıları sırasıyla 380, 920 ve 1185 kJ/kg olarak referans alınmıştır [71]. Testlerde kullanılan yakıt karışımları kütlesel olarak hazırlandığı için karışımların buharlaşma gizli ısıları ve oksijen içerikleri kütlesel olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.21. Deneysel çalışmanın akış diyagramı

Motor testleri silindir duvar sıcaklığını sabit tutabilmek için soğutma suyu sıcaklığı 75 °C, yakıt özelliklerinin değişmemesi için yakıt sıcaklığı 30 °C ve tutuşmanın sağlanabilmesi için minimum emme havası sıcaklığı 100 °C olacak şekilde kapalı devre sıcaklık kontrol sistemiyle sabit tutularak gerçekleştirilmiştir. Motor yağ

sıcaklığı 60 °C'ye geldikten sonra testlere başlanmıştır. Her bir test üçer defa tekrarlanmıştır. Test sonuçlarında derlenen veriler üç testin ortalaması alınarak elde edilmiştir.

Tablo 3.5 Test yakıtlarının özellikleri

Özellik	Birim	Benzin (B97)	Metanol	Etanol	E10	E20	M10	M20
Yoğunluk (15°C)	$kg.m^{-3}$	747,6	795,9	794,0	751,0	755,4	751,2	755,8
Viskozite (40°C)	$mm^2.s^{-1}$	0,61	0,72	1,16	0,65	0,71	0,62	0,64
Alt Isıl Değer	$kJ.kg^{-1}$	41420	21632	29079	40322	37108	38764	36314
Buharlaşma Gizli Isısı	kJ/kg	380	1185	920	434	488	460	541
Oksijen İçeriği	% (kütlesel)	0	50	34,8	3,47	6,94	4,99	9,98
Bakır Şerit Korozyon (3h 50°C)	Korozyon Derecesi	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a
Distilasyon	°C							
%10		46,2	64,6	76,9	48,2	49,6	43,2	44,0
%50		80,2	64,9	78,0	65,3	64,1	63,7	57,4
%90		147,5	65,0	78,0	144,0	143,5	144,8	144,8

3.6. Performans ve Yanma Karakteristiklerinin Hesaplanması

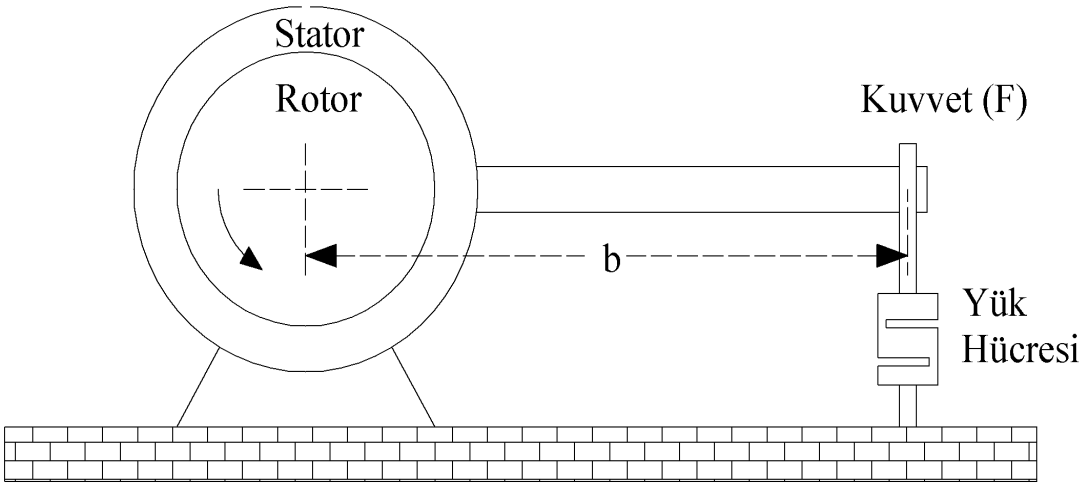
Bu tez çalışmasında toplanan veriler kullanılarak motor performans parametreleri hesaplanmış, ısı dağılımı analizi yapılarak önemli yanma karakteristikleri tespit edilmiştir. Performans parametreleri döndürme momenti (M_d), fren ortalama efektif basıncı ($bmep$) efektif güç (P_e), özgül yakıt tüketimi (b_e), termik verim (η_t) ve yakıt/hava eşdeğerlik oranı (ϕ) aşağıda verilen formüller kullanılarak elde edilmiştir.

Motor momenti ölçüm sistemi prensip şeması Şekil 3.22'de görülmektedir. Frenleme momenti doğrudan ölçülemediği için bu momente karşılık gelen kuvvet (F) ölçülerek moment kolu uzunluğu (l) ile çarpılmış ve motorun ürettiği moment Denklem (3.1)'de verilen formül ile hesaplanmıştır.

Döndürme momenti ($M_d\,(Nm)$);

$$M_d = F \times l \tag{3.1}$$

Önemli motor performans parametrelerinden bir tanesi de fren ortalama efektif basıncıdır ($bmep$) ve motor hacmi, devir sayısı ve motorun gücü arasındaki korelasyonu ifade eder. Denklem (3.2)'de verilen formül ile $bmep$ hesaplanır.



Şekil 3.22. Moment ölçümü prensip şeması

Fren ortalama efektif basıncı ($bmep$ (kPa))

$$bmep = M_d \times 4\pi / V_d \tag{3.2}$$

Motor tarafından üretilen ve dinamometre tarafından emilen güç ise efektif güç (P_e) olarak tanımlanır ve Denklem (3.3)'de verilen amprik formül ile hesaplanabilir.

Efektif güç (Pe (kW));

$$Pe = \frac{n \times Md}{9549,58} \tag{3.3}$$

Birim güç başına harcanan yakıt miktarı özgül yakıt tüketimi (b_e) olarak tanımlanır ve Denklem (3.4) özgül yakıt tüketimi, Denklem (3.5) ise termik verim hesabı için kullanılır.

Efektif özgül yakıt tüketimi (be (gr/kWh));

$$be = \frac{\dot{m}y}{Pe} \times 3600 \tag{3.4}$$

Efektif verim (η_{eff});

$$\eta_{eff} = \frac{3,6 \times 10^6}{b_e \times H_U} \tag{3.5}$$

Stokiyometrik hava/yakıt (*H/Y*) oranının, silindire alınan gerçek (*H/Y)* oranına oranı yakıt- hava eşdeğerlik olarak tanımlanır ve Denklem (3.6) ile hesaplanır.

$$\phi = \frac{\text{Stokiyometrik (H/Y) oranı}}{\text{Gerçek (H/Y) oranı}} \tag{3.6}$$

Testler sabit enerji girişi şartları altında yapıldığından, B97'ye ait sabit enerji referans alınarak alkol-benzin karışımlarına ait tam yanma denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

B97'nin tam yanma denklemi;

$$C_{6,97}H_{14,02} + 10{,}475\ (O_2 + 3{,}76\ N_2) \rightarrow 6{,}97\ CO_2 + 7{,}01\ H_2O + 39{,}386\ N_2$$

Sabit enerji girişi için 1 mol B97'nin molar ısıl değeri aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

1kg B97'nin ısıl değeri = 41420 kJ,

1 mol B97'nin molekül ağırlığı = 97,85 g,

$$\text{B97 için molar ısıl değer } (\text{kJ}) = 41420 \times 97{,}85\ \text{x}10^{-3} = 4052{,}89\ \text{kJ},$$

olarak elde edilir. Etanol için molar ısıl değer aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

1kg Etanolün ısıl değeri = 29079 kJ,

1 mol Etanolün molekül ağırlığı = 46,069 g,

$$\text{Etanol için molar ısıl değer } (\text{kJ}) = 29079 \times 46{,}069 \times 10^{-3} = 1339{,}64\ \text{kJ},$$

Aynı enerji girişi için sisteme sürülmesi gereken Etanol için mol sayısı;

$$\frac{\text{B97'nin molar ısıl değeri}}{\text{Etanolün molar ısıl değeri}} = \frac{4052{,}89}{1339{,}64} = 3{,}0254 \text{ (molar oran)}$$

Alkol-benzin karışımlarının molar ısıl değeri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Örnek olarak E10 için,

1kg E10'nun ısıl değeri = 40322 kJ,

1 mol E10'nun molekül ağırlığı = 92,95 g,

$$\text{E10 için molar ısıl değer } (\text{kJ}) = 40322 \times 92{,}95\ \text{x}10^{-3} = 3747{,}75\ \text{kJ}$$

Aynı enerji girişi için sisteme sürülmesi gereken E10'un mol sayısı;

$$\frac{\text{B97'nin molar ısıl değeri}}{\text{E10'un molar ısıl değeri}} = \frac{4052,89}{3747,75} = 1,0814 \text{ (molar oran)}$$

olarak elde edilmiştir.

Burada tekrar vurgulamak gerekir ki testlerde kullanılan yakıt karışımları kütlesel oran referans alınarak hazırlanmıştır. Test yakıtlarına ait molar ısıl değerler ve sabit enerji girişi için hesaplanan mol katsayıları yukarıdaki şekilde hesaplanarak Tablo 3.6'da verilmiştir.

Tablo 3.6. Sabit enerji girişinde molar ısıl değerler

Yakıt (Formül)	Karışımdaki Hacimsel Yüzde (%) (Benzin/Alkol)	Alt Isıl Değer (kJ/kg)	Molekül Ağırlıkları (g/mol)	Molar Isıl Değer (kJ/kmol)	Sabit Enerji Girişi için Hesaplanan Mol Kats.
B97 ($C_{6,97}H_{14,02}$)	-	41420	97,85	4052,89	1
E10 ($C_{6,499}H_{13,260}O_{0,095}$)	90,53 / 9,47	40322	92,95	3747,75	1,0814
E20 ($C_{6,023}H_{12,492}O_{0,191}$)	80,95 / 19,05	37108	87,99	3265,13	1,2413
M10 ($C_{6,406}H_{13,073}O_{0,095}$)	90,55 / 9,45	38764	91,64	3552,33	1,1409
M20 ($C_{5,835}H_{12,114}O_{0,190}$)	80,98 / 19,02	36314	85,33	3098,85	1,3079
Etanol (C_2H_6O)	-	29079	46,069	1339,64	3,0254
Metanol (CH_4O)	-	21632	32,042	693,13	5,8472

Yukarıda elde edilen molar katsayılar kullanılarak, her bir test yakıtı için sabit enerji girişi şartları altında elde edilen tam yanma denklemleri aşağıda verilmektedir.

Sabit Enerji Girişi için Etanolün tam yanma denklemi;

$$3,0254\ C_2H_5OH + 9,08\ (O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 6,05\ CO_2 + 9,08\ H_2O + 34,13\ N_2$$

Sabit Enerji Girişi için E10'nun tam yanma denklemi;

$$1,0814\ C_{6.499}H_{13.260}O_{0.095} + 10,56\ (O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 7,03\ CO_2 + 7,17\ H_2O + 39,71\ N_2$$

Sabit Enerji Girişi için E20'nun tam yanma denklemi ;

$$1,2413\ C_{6,023}H_{12.492}O_{0.191} + 11,23\ (O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 7,48\ CO_2 + 7,75\ H_2O + 42,24\ N_2$$

Sabit Enerji Girişi için Metanolün tam yanma denklemi;

$$5,8472\ CH_3OH + 8,77\ (O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 5,85\ CO_2 + 11,69\ H_2O + 32,98\ N_2$$

Sabit Enerji Girişi için M10'nun tam yanma denklemi;

$$1{,}1409\ C_{6.406}H_{13.0173}O_{0{,}095} + 10{,}98\ (O_2 + 3{,}76\,N_2) \rightarrow 7{,}31\ CO_2 + 7{,}46\ H_2O + 41{,}30\,N_2$$

Sabit Enerji Girişi için M20'nin tam yanma denklemi;

$$1{,}3079\ C_{5.835}H_{12.114}O_{0.190} + 11{,}47\ (O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 7{,}63CO_2 + 7{,}92\ H_2O + 43{,}12\ N_2$$

Sabit enerji girişi şartlarındaki tam yanma reaksiyonları sonucu her bir yakıt için H/Y oranı molar ve kütlesel olarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Örnek olarak B97 için;

B97'nin tam yanma denkleminden katsayılar dikkate alınarak molar ve kütlesel H/Y oranları:

$$C_{6{,}97}H_{14{,}02} + 10{,}475\ (O_2 + 3{,}76\,N_2) \rightarrow 6{,}97\ CO_2 + 7{,}01\ H_2O + 39{,}386\,N_2$$

$$\text{Molar}\ (H/Y) = \frac{4{,}76 \times 10{,}475}{1} = 49{,}86/1$$

$$\text{Kütlesel}\,(H/Y) = \frac{49{,}86 \times 28{,}97}{(6{,}97 \times 12{,}011) + (14{,}02 \times 1{,}008)} = 14{,}76/1$$

olarak elde edilmiştir.

Gerçek şartlardaki H/Y oranı ise aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

1100 d/d şartlarında B97 için bir çevrimde silindire püskürtülen yakıt miktarı 17,3 mg'dır. Silindire alınan hava miktarı orifis plaka ve diferansiyel basınç farkı verileri kullanılarak 0,0066 kg/s ölçülmüştür. 1100 d/d şartlarında silindire bir çevrimde alınan hava miktarı 720,52 mg olarak hesaplanır.

Gerçek şartlarda hesaplanan kütlesel (H/Y);

$$\text{Kütlesel}\,(H/Y) = \frac{720{,}52}{17{,}3} = 41{,}64$$ olarak bulunmuştur.

Gerçek ve stokiyometrik çalışma sonuçlarından elde edilen eşdeğerlik oranı (ϕ) Denklem (3.6) kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$\phi = \frac{\text{Stokiyometrik (H/Y) oranı}}{\text{Gerçek (H/Y) oranı}} = \frac{14,76}{41,64} = 0,354$ olarak elde edilir.

Teorik ve deneysel çalışma sonuçlarına göre hesaplanan H/Y ve eşdeğerlik oranları Tablo 3.7'de verilmiştir.

Tablo 3.7. Sabit enerji girişlerindeki hava-yakıt oranları

Yakıt	Stokiyometrik Molar (H/Y)	Stokiyometrik Kütlesel (H/Y)	(1100 d/d 710 J) Küt. H/Y (ϕ)	(1100 d/d 585 J) Küt. H/Y (ϕ)	(700 d/d 535 J) Küt. H/Y (ϕ)
B97	49,86	14,76	41,64 (0,354)	51,29 (0,287)	52,35 (0,281)
E10	46,49	14,49	40,86 (0,354)	49,88 (0,290)	51,16 (0,283)
E20	43,08	14,18	37,47 (0,378)	46,06 (0,307)	46,90 (0,302)
M10	45,82	14,49	39,09 (0,370)	48,21 (0,300)	48,93 (0,296)
M20	41,74	14,17	36,90 (0,384)	45,20 (0,313)	45,94 (0,308)
Etanol	14,28	8,98	-	-	-
Metanol	7,14	6,46	-	-	-

Ön testler sonucunda motorun kabul edilebilir çalışma alanı gözetilerek bir çevrimde püskürtülecek yakıt miktarı B97 için belirlendikten sonra diğer test yakıtları için püskürtülecek yakıt miktarları alt ısıl değerlerine bağlı olarak hesaplanmıştır. Örneğin B97 kullanımı ile bir çevrimde 10 mg/çevrim silindire yakıt püskürtüldüğü düşünüldüğünde sisteme sürülen enerji (E) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$E=[10\times10^{-6}\text{x } 41420\ ]=0,414\ (\text{kJ}) = 414\ (\text{J})$

Sisteme sürülecek enerji hesaplandıktan sonra örneğin E20 ve M20 test yakıtlarının kullanılması durumunda bir çevrimde püskürtülecek yakıt miktarı (m_y) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$m_{yE20} = [0,414 / 37108]\times10^{6} = 11,15\ \left(\text{mg/çevrim}\right)$$

$$m_{yM20} = [0,414 / 36314]\times10^{6} = 11,40\ \left(\text{mg/çevrim}\right)$$

Isı dağılımı analizi silindir gaz basıncı verileri kullanılarak elde edilmiştir. Isı dağılımının analizi yapılırken önce Termodinamiğin I. Kanununa göre;

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_t - \dot{W} \tag{3.7}$$

eşitliği yazılır. Bu eşitlikte U sistemdeki iç enerjiyi ifade eder. Net ısı dağılım oranı ($\dot{Q}_n$), toplam ısı dağılım oranı ($\dot{Q}_t$) ile silindir duvarlarına olan ısı transferi $\dot{Q}_{wall}$ arasındaki farktır ve piston üzerine yapılan iş ile iç enerji değişiminin toplamına eşittir.

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_t}{dt} - \frac{dQ_{wall}}{dt} = P\frac{dV}{dt} + \frac{dU}{dt} \tag{3.8}$$

İç enerji değişimi Denklem (3.9) ile hesaplanır.

$$\frac{dU}{dt} = m \times c_v \frac{dT}{dt} \tag{3.9}$$

$\dot{W}$ ise pistonun yer değiştirmesi ile karşılık yapılan işi Denklem (3.10) ile ifade edilir.

$$\dot{W} = P\frac{dV}{dt} \tag{3.10}$$

Silindir içerisindeki dolgu ideal gaz kabul edildiğinden dolayı Denklem (3.11) elde edilir.

$$\frac{dQ_n}{dt} = P\frac{dV}{dt} + mc_v \frac{dT}{dt} \tag{3.11}$$

İdeal gaz denklemi $PV=mRT$ kullanılarak sıcaklık (T) eşitliği elde edilir ve zamana göre türevi alınırsa, Denklem (3.12) şekline dönüşür.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mR}[P\frac{dV}{dt} + V\frac{dP}{dt}] \tag{3.12}$$

Denklem (3.12), Denklem (3.11)'de yerine konularak yeniden düzenlenirse Denklem (3.13) elde edilir.

$$\frac{dQ_n}{dt} = P\frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R}(P\frac{dV}{dt} + V\frac{dP}{dt}) \tag{3.13}$$

$R=c_p-c_v$ eşitliği Denklem (3.13)'de yerine konarak Denklem (3.14) elde edilir.

$$\frac{dQ_n}{dt}=P\frac{dV}{dt}+\frac{c_v}{c_p-c_v}\left(P\frac{dV}{dt}+V\frac{dP}{dt}\right) \tag{3.14}$$

Özgül ısıların oranı ($k=c_p/c_v$) Denklem (3.14)'de yerine konarak yeniden düzenlenir ve t yerine krank açısı (θ) denkleme uygulanırsa $\dot{Q}_n$ ısı dağılımı, Denklem (3.15) verildiği gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_n=\frac{k}{k-1}P\frac{dV}{d\theta}+\frac{1}{k-1}V\frac{dP}{d\theta} \tag{3.15}$$

Isı dağılım eğrisinin oluşturulabilmesi için basınç ve silindir hacminin krank açısına göre türevinin alınması gerekmektedir. Burada dikkat edilecek nokta silindir basıncının bir derecelik ölçüm hatasının ısı dağılımında %50'lere varan bir hataya neden olabileceğidir. Bu hatayı giderebilmek için Denklem (3.16) kullanılarak tespit edilecek merkez noktadaki basınç değeri, merkez noktadan iki ileri ve iki geri olmak üzere dört noktanın değerleri kullanılarak hesaplanabilir.

$$(du/dx)_i = (-u_{i+2}+8u_{i+1}-8u_{i-1}+u_{i-2}) / (12 \times \Delta\theta) \tag{3.16}$$

Basınç verilerine Denklem (3.16) uygulandıktan sonra ısı dağılımı eğrisi elde edilmiştir. Basınç eğrisinde istenmeyen sinyalleri azaltmak ve basınç eğrisini düzgünleştirmek için ise dijital filtreleme uygulanmıştır.

Silindir duvarlarına olan ısı transferi $\dot{Q}_{wall}$ aşağıdaki Denklem (3.17)'de verilen formül ile hesaplanabilir. Bu formülde h ısı transfer katsayısıdır. A_{wall} silindir içi yüzey alanıdır. T_{gas} silindir gaz sıcaklığıdır ve silindir gaz basıncından hesaplanır. T_{wall} ise silindir duvarlarındaki sıcaklıktır ve motor soğutma suyu sıcaklığına eşit kabul edilmiştir.

$$\dot{Q}_{wall}=h\times A_{wall}\times(T_{gas}-T_{wall}) \tag{3.17}$$

Soyhan ve diğ. [72] yaptıkları çalışmada HCCI yanma için en uygun ısı transfer katsayısını araştırmışlar ve Woschni, Assanis ve Hohenberg ısı transfer

kolerasyonlarını karşılaştırmışlardır. Hohenberg kolerasyonunun diğer kolerasyonlara göre HCCI yanma için daha uygun olduğunu tespit etmişlerdir. Bu nedenle, bu çalışmada silindir duvarlarına olan ısı transferi alt modelinde Hohenberg kolerasyonu kullanılarak h ısı transfer katsayısı aşağıda verilen formül ile hesaplanmıştır. Burada P silindir gaz basıncı, V silindir hacmi, T silindir içi sıcaklığın KA'ya bağlı değişimleri, s_p ortalama piston hızı, b ve a_s ısı iletim modeli [68] sonucu bulunan sabit katsayılardır.

$$h(\theta)=a_s V(\theta)^{-0.06} P(\theta)^{0.8} T(\theta)^{-0.4} (s_p+b)^{0.8} \tag{3.18}$$

Isı transferi alt modeli hesaplandıktan sonra toplam ısı dağılımı $\dot{Q}_t$, net ısı dağılımı ($\dot{Q}_n$) ile silindir duvarlarına olan ısı transferinin ($\dot{Q}_{wall}$) toplamına eşittir ve Denklem (3.19)'da verildiği gibi toplam ısı dağılımı hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_t = \frac{k}{k\text{-}1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k\text{-}1} V \frac{dP}{d\theta} + \dot{Q}_{wall} \tag{3.19}$$

Bu çalışma kapsamında önemli yanma karakteristikleri olarak; P_{maks} ve CA_{Pmaks} silindir gaz basıncının KA bağlı değişimi, MBAO ve IMEP incelenmiştir. MBAO, silindir gaz basıncının türevi alınarak, IMEP ise P-V diyagramının integrali alınarak hesaplanmıştır. COV_{IMEP} ise 50 çevrim hesaba katılarak Denklem (3.20)'de verilen formül ile elde edilmiştir.

$$COV_{imep} = \frac{\sigma}{\overline{imep}} \times 100 \tag{3.20}$$

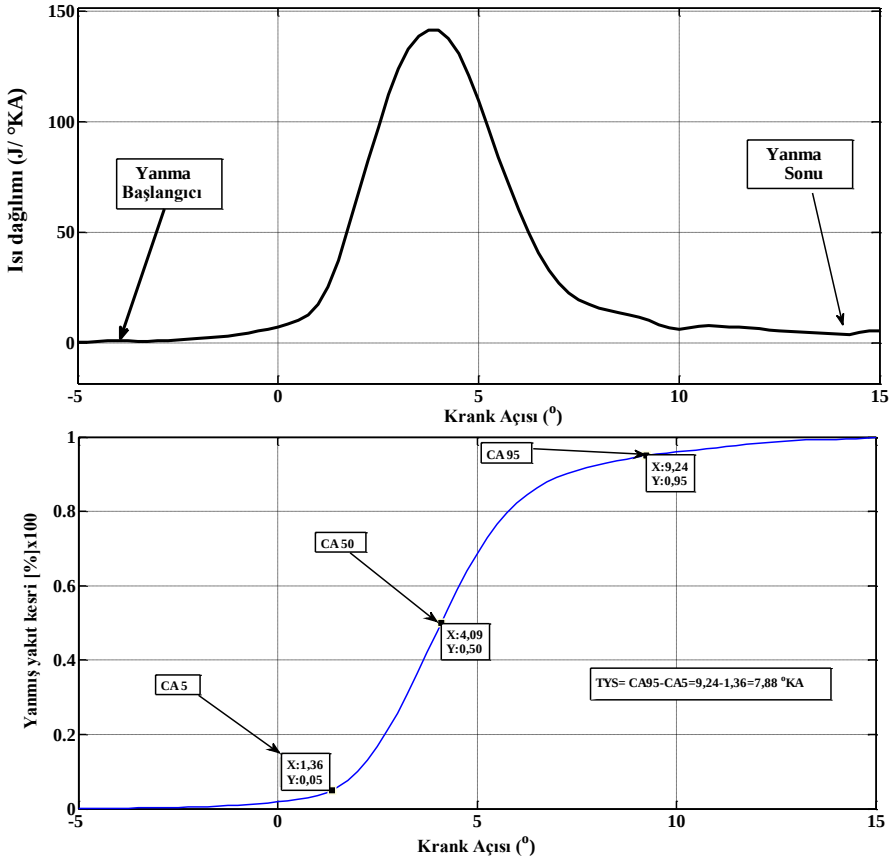
Ortalama $\overline{imep}$ değeri hesaplama; Buradaki *n* ortalaması alınan çevrim sayısıdır.

$$\overline{imep} = \sum_{i=1}^{n} imep_i / n \tag{3.21}$$

Standart sapma σ ise Denklem (3.22) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (imep_i - \overline{imep})^2 / (n-1)} \tag{3.22}$$

Şekil 3.23'de ısı dağılımın ve yanmış yakıt kesrinin krank açısına bağlı değişimi verilmiştir. Isı dağılımı grafiğinden yanma başlangıcı ve yanma sonu belirlenerek yanmış yakıt kesri hesaplanmıştır. Hesaplanan yanmış yakıt kesrinin KA'na bağlı değişiminden yanma başlangıcı, toplam yanma süresi hesaplanmıştır. HCCI yanmanın ilk fazı (birinci ısı dağılımı) düşük sıcaklıktaki reaksiyon bölgesi olarak tanımlanır. İlk ve ana ısı dağılımı arasındaki fark ise negatif sıcaklık bölgesi (NTC) olarak tanımlanmaktadır. Silindir içi sıcaklığının artmasına NTC bölgesinin reaksiyon süresince azalması sistemin reaksiyona girme kabiliyetinin düşmesine neden olur. Bu yüzden bu çalışmada yanma başlangıcı, yanmış yakıt kesrinin %5'e ulaştığı krank açısı (CA5) olarak tanımlanmıştır. Yanma sonu ise yanmış yakıt kesrinin %95'a ulaştığı krank açısı (CA95) olarak tanımlanır. Bu çalışmada, toplam yanma süresi CA95-CA5 olarak hesaplanmıştır. Şekil 3.23'de verilen örnekte yanma başlangıcı CA5=1,36 °KA, CA50=4,09 °KA, CA95=9,24 °KA olarak tespit edildikten sonra toplam yanma süresi (TYS)=9,24–1,36=7,88 °KA olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.23. Isı dağılımı ve yanmış yakıt kesri

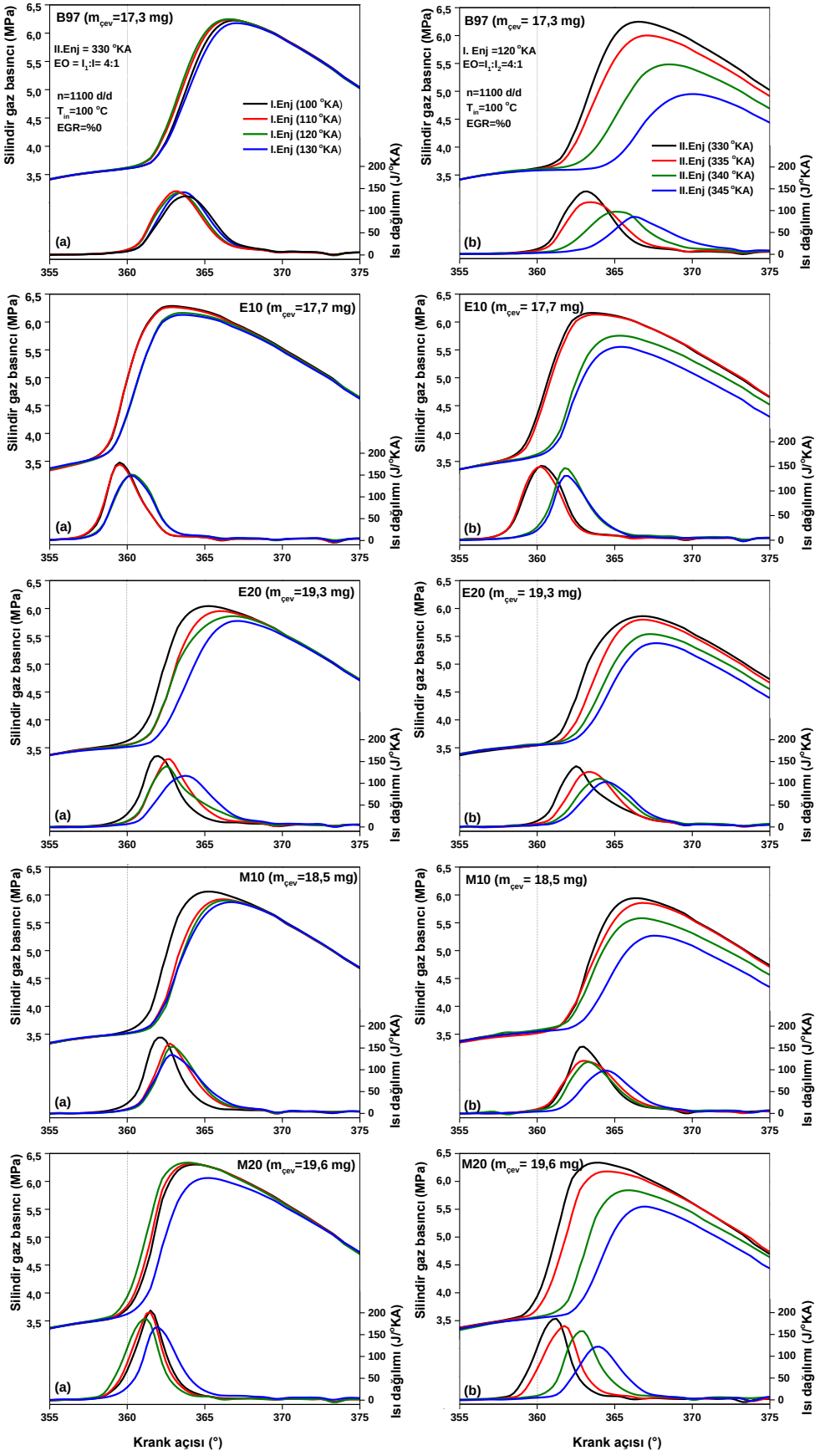
Daha önceki bölümlerde ifade edildiği gibi, HCCI yanmanın en büyük dezavantajlarından bir tanesi çalışma alanın oldukça sınırlı olmasıdır. Çalışma alanının belirlenmesinde ise iki önemli parametre MBAO ve COV_{IMEP} rol oynamaktadır. MBAO yüksek yüklerdeki çalışma alanının belirlenmesinde, COV_{IMEP} ise düşük yüklerdeki çalışma alanının belirlenmesinde kullanılan parametrelerdir. MBAO 1MPa/°KA değerini aştığında motorda vuruntu başlar ve motor gürültülü bir şekilde çalışır [1,73]. COV_{IMEP} ise %10 değerini geçtiğinde motorda her bir çevrimde düzenli bir yanma görülmez ve motor sarsıntılı bir şekilde çalışmaya başlar [74-76]. Bu çalışmada, MBAO>1 MPa/°KA büyük olması motorun vuruntu sınırına gelmiş olduğunu, COV_{IMEP} veya maksimum silindir gaz basıncında (P_{maks}) oluşan değişim katsayısı (COV_{Pmaks}) %10 un üstünde olması da yanma kararlılığının bozulduğunu gösterir olmasından dolayı yanma parametreleri için sınır değerler olarak kabul edilmiştir.

4. ÇİFT KADEMELİ DİREKT ENJEKSİYONUN VE ALKOL-BENZİN KARIŞIMLARININ HCCI YANMA ÜZERİNE ETKİLERİ

HCCI yanmanın en önemli dezavantajlarından biri, yanma fazlarının kontrol edilmesindeki güçlük ve buna bağlı olarak çalışma alanının genişletilememesidir. Bununla birlikte, düşük sıcaklıkta yanmanın bir sonucu olarak yüksek oranlarda yanmamış HC ve CO emisyonları üretmesi de diğer bir dezavantajıdır. Bu tez çalışması kapsamında, iki kademeli enjeksiyon stratejisi ve alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile yanma fazlarının kontrol edilmesi ve aynı zamanda yüksek IMEP ve düşük emisyon değerlerine ulaşılabilmesi hedeflenmiştir. Bu doğrultuda direkt enjeksiyonlu, yüksek sıkıştırma oranına sahip, buji ve EGR kullanılmayan bir HCCI motorda kademeli enjeksiyon stratejisinin ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma üzerindeki etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar dört farklı aşamada değerlendirilmiştir. İlk aşamada, I. ve II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma üzerindeki etkisi 1100 d/d sabit motor devri, sabit enerji girişi (710 J/çevrim) ve yüksek eşdeğerlik oranı için karşılaştırılmıştır. İkinci aşamada, düşük eşdeğerlik oranlarının HCCI yanma üzerindeki etkisi 1100 d/d sabit motor devri ve sabit enerji girişinde (585 J/çevrim) gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar yüksek eşdeğerlik oranındaki sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Üçüncü aşamada, HCCI yanmanın çalışma alanının genişletilebilmesi için enjeksiyon oranı ve EGR'nin etkisi (1100 d/d, yüksek eşdeğerlik oranı için) araştırılmıştır. Son aşamada ise, II. enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığının HCCI yanma üzerindeki etkisi (700 d/d, düşük eşdeğerlik oranı için) incelenmiştir. Her bir aşamada, yanma, performans ve emisyon parametreleri ayrı ayrı grafiklendirilerek HCCI yanma üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır.

4.1. I. ve II. Enjeksiyon Zamanının HCCI Yanma Üzerine Etkileri

I. ve II. enjeksiyon zamanlarının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerindeki etkileri her bir yakıt türü için Şekil 4.1'de verilmiştir. Testler sabit enerji girişinde (710 J/çevrim) yapıldığından ve test yakıtlarının ısıl değerlerinin farklı olmasından



Şekil 4.1. I. ve II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi

dolayı bir çevrimde püskürtülen yakıt miktarı her bir yakıt için farklılık göstermektedir. Bununla birlikte, I. ve II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma üzerindeki etkisi karşılaştırılırken, testler sabit motor devri (1100 d/d), enjeksiyon oranı (EO = I_1:I_2 = 4:1) ve emme havası giriş sıcaklığı (100 °C) şartlarında yapılmış ve EGR uygulanmamıştır.

Şekil 4.1'de görüldüğü gibi, B97 kullanıldığında I. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerinde önemli bir etkiye sahip olmadığı ve yanma oranlarının hemen hemen aynı olduğu görülmektedir. Yakıt karışımlarında etanol ve metanol içeriğinin artması ile özellikle püskürtmenin eÜÖN'dan uzaklaşmasıyla (130 °KA) ilerlemesiyle maksimum silindir gaz basıncının bir miktar düştüğü ve ısı dağılımının azaldığı tespit edilmiştir. P_{maks} değerlerinde I. enjeksiyonun 100 °KA'dan 130 °KA'na ilerletilmesiyle yaklaşık E20'de %4,5, M10'da %2,9 ve M20'de %3,96 bir düşme yaşanırken B97 kullanımında bu değer yaklaşık %0,8 seviyelerindedir. Bu durum, emme havası ile yakıt buharı arasındaki etkileşimin azalıyor olması ve silindir içi sıcaklığın düşmesi ile açıklanabilir. Testlerin sabit enerji girişinde yapılabilmesi için E20 (19,3 mg/çevrim), M10 (18,5 mg/çevrim) ve M20 (19,7 mg/çevrim) yakıtlarında B97 (17,3 mg/çevrim) ve E10 (17,7 mg/çevrim) test yakıtlarına göre daha fazla yakıt silindir içerisine püskürtülmüştür. Püskürtmenin emme zamanı sonlarına kayması, yakıtın silindir duvarlarına çarpmasına ve yapışmasına neden olabilmektedir [28], bu nedenle I. enjeksiyonun 130 °KA'da yapılması Şekil 4.1'de görüldüğü üzere E20, M10 ve M20 yakıtlarında buharlaşmanın azalmasına ve silindir içi basıncın düşmesine neden olmuş olabilir.

Aynı zamanda Şekil 4.1'de I. enjeksiyon zamanının ısı dağılımı üzerine etkisi gösterilmiştir. Maksimum ısı dağılımı değerleri ve yanma süresi olarak I. enjeksiyon değişiminin B97 yakıtı üzerinde önemli bir değişim göstermediği belirlenmiştir. Fakat maksimum ısı dağılım değerleri B97 yakıtı ile karşılaştırıldığında, alkol-benzin karışımlarında daha yüksek değerlere ulaşıldığı tespit edilmiştir. Bu durum, alkol-benzin karışımlarındaki oksijen içeriği yanma hızının artmasına ve ani yanma fazının B97 yakıtına göre daha yüksek değerlere ulaşmasına neden olması ile açıklanabilir.

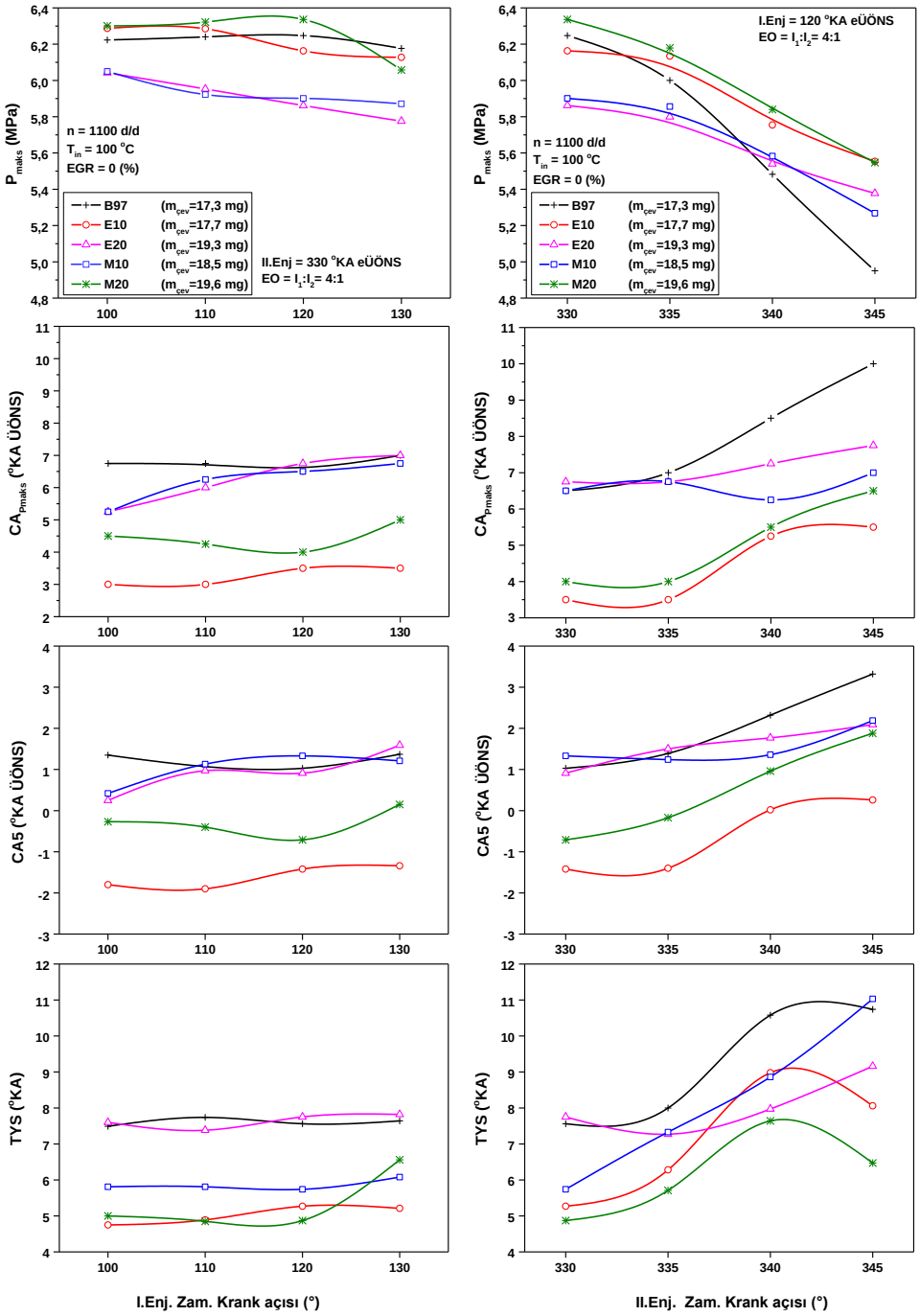
Şekil 4.1'de görüldüğü gibi, M20 için bir çevrimde püskürtülen yakıt miktarının ve oksijen içeriğinin fazla olması, bunlara ek olarak alkol yakıtların farklı oksidasyon

kinetiklerine sahip olması, M20 yakıtı kullanımı ile maksimum ısı dağılımı değerleri elde edilmiştir. Yakıt karışımlarında metanol oranının artması ile yanma süresi bir miktar kısalırken maksimum ısı dağılım oranı yükselmiştir. Karışımlardaki etanol oranının artması ile yanma süresi bir miktar uzarken, maksimum ısı dağılım oranının değeri düşmüştür. Bunun nedeni olarak, metanolün etanole göre reaksiyon içerisinde daha fazla oksitleyici özelliğe sahip olması, metanolün etanol ve benzine göre hidrokarbon yapısının çok kısa olmasından dolayı reaksiyon hızını arttırdığı gösterilebilir.

Şekil 4.1'de görüldüğü gibi, bütün test yakıtlarında II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncını ve yanma başlangıcını önemli derecede etkilediği görülmektedir. I. enjeksiyon zamanı değişimleri ile karşılaştırıldığında, II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı ve tutuşma zamanı üzerinde çok daha fazla etkilemektedir. II. enjeksiyon değişimine bağlı (II. enjeksiyon zamanının 330 °KA'dan 345 °KA'ya kaydırılmasıyla) olarak test yakıtlarının P_{maks} değerleri üzerindeki maksimum değişimler, B97 için %20,6; E10 için %9,9; E20 için %9,1; M10 için %10,33 ve M20 için %14,25'dir. Bu çalışma kapsamında II. enjeksiyon zamanının, farklı yakıt özelliklerine rağmen her bir test yakıtı için yanma fazlarının kontrolünde kullanılabilecek önemli bir parametre olduğu tespit edilmiştir. HCCI yanmada tutuşma başlangıcını etkileyen en önemli iki faktör silindir içerisindeki sıcaklık ve karışım konsantrasyonudur. II. enjeksiyonun etkili olmasındaki en büyük rol ise silindir içerisindeki karışım konsantrasyonunun ayarlanabilmesidir [9]. II. enjeksiyon tutuşma zamanına yakın yapıldığı için bölgesel zengin karışım noktaları ilk tutuşmayı gerçekleştirmekte ve yanma başlangıcı doğrudan kontrol edilebilmektedir [39]. Şekil 4.1'deki grafikler incelendiğinde II. enjeksiyonun sÜÖN'dan uzaklaşarak yapılması, silindir gaz basıncının artmasına neden olduğu görülmektedir. Bu durumun oluşmasındaki en büyük faktör buharlaşma gizli ısısının ve özgül ısının değişimidir. İkinci yakıt enjeksiyonu ile benzinin buharlaşması için gerekli ısıyı ortamdan çekmesi, silindir içi basınç ve sıcaklığın düşmesine neden olmaktadır. Bunun sonucu olarak, Şekil 4.1'deki grafiklerde görüldüğü gibi, sÜÖN'ya yakın yapılan II. enjeksiyon ile silindir içerisinde oluşan zengin karışım, özgül ısının, silindir içi sıcaklığın ve basıncın düşmesinde önemli bir faktördür [77].

Şekil 4.1'deki grafikler incelendiğinde, sÜÖN'dan daha uzak krank açılarında yapılan II. enjeksiyon ile yanma daha erken başlamıştır. Aynı zamanda, II. enjeksiyonun sÜÖN'dan uzak krank açılarında yapılmasıyla yanma hızı ve ısı dağılımı artmış, bu durumun bir sonucu olarak da yanma süresi kısalmıştır. Tüm test yakıtlarında maksimum ısı dağılım oranının, enjeksiyon zamanının sÜÖN'dan sıkıştırma zamanı ortalarına doğru yapılmasıyla arttığı grafiklerde açıkça görülmektedir. Bu durumun oluşmasındaki en büyük etken ise daha öncede belirtildiği gibi buharlaşma gizli ısısı ve özgül ısıdaki değişimdir. Test yakıtlarının maksimum ısı dağılımı noktalarına bakıldığında, II. enjeksiyon zamanının değişimi ile en yüksek ısı dağılımının M20 test yakıtıyla elde edildiği görülmektedir. Metanolün buharlaşma gizli ısısının etanol ve benzine göre daha yüksek olmasına rağmen [63,70], M20 yakıtı kullanımı ile yakıt miktarı ve oksijen içeriğinde artış reaksiyonun çok hızlı gerçekleşmesine ve ani yanma safhasının yüksek değerlere ulaşmasına neden olmaktadır. Karışım içerisinde etanol oranının artışı ile maksimum ısı dağılımı değerleri düşerken yanmanın genişleme zamanına doğru kaymakta olduğu açıkça görülmektedir. Sabit enerji girişinin sağlanabilmesi için E20 yakıtı kullanıldığında E10 yakıtına göre daha fazla yakıtın püskürtülmesi, ortamdan çekilen ısının daha fazla olmasına ve maksimum ısı dağılımı değerlerinin düşmesine neden olmuştur.

Şekil 4.2'de I. ve II. enjeksiyon zamanının maksimum silindir gaz basıncı (P_{maks}), maksimum silindir gaz basıncının oluştuğu nokta (CA_{Pmaks}), yanma başlangıcı (CA5) ve toplam yanma süresi (TYS) üzerindeki etkileri verilmiştir. Şekil 4.2'de görüldüğü üzere P_{maks} değerinin tüm yakıtlar için I. enjeksiyon zamanıyla çok fazla değişmediği, sadece 130 °KA'da diğerlerine göre bir miktar düştüğü gözlemlenmiştir. En yüksek silindir gaz basıncı M20 test yakıtı kullanımı ile elde edilirken, en düşük silindir gaz basıncı değerleri M10 ve E20 test yakıtları ile elde edilmiştir. Şekil 4.2'de II. enjeksiyon zamanının, I. enjeksiyon zamanına göre P_{maks} üzerinde daha etkili bir parametre olduğu görülmektedir. Enjeksiyon stratejisi gereği yakıtın %20'lik dilimi sÜÖN'ya yakın (30 °KA sÜÖNÖ) püskürtülüyor olması, yakıtların buharlaşma gizli ısılarının bu noktada etkin rol oynamasına neden olmuştur. Literatürde buharlaşma gizli ısı değerlerine bakıldığında en düşük değere benzinin, daha sonra etanol ve metanolün sahip olduğu görülmektedir [63].



Şekil 4.2. I. ve II. enjeksiyon zamanının yanma karakteristikleri üzerine etkileri

E20 yakıt karışımının E10 yakıt karışımına göre daha fazla etanol içermesi yakıtın uçuculuğunun düşmesine, dolayısıyla yakıtı buharlaştırabilmek için ortamdan daha fazla ısı çekilmesine neden olmaktadır. Etanolün yüksek laminer alev hızına sahip olması rağmen, E20 kullanımı ile ortamdan çok daha fazla ısı çekilmesi, alev hızının gelişimine engel olmakta, bu durum E20 kullanımı ile daha düşük değerlerde silindir

gaz basıncının elde edilmesine neden olmuştur. Diğer taraftan, metanolün buharlaşma gizli ısısının etanole göre yüksek olması, M10'un E10 yakıtına göre ortamdan daha fazla ısı çekmesine ve silindir içi basıncın E10 ve B97'ye göre daha fazla düşmesine etki etmiştir. M20 yakıtının M10 yakıtına göre buharlaşabilmek için ortamdan daha fazla ısı çekmesine rağmen yüksek yakıt miktarının ve oksijen içeriğinin artıyor olması reaksiyon hızını tetikleyerek reaksiyonun daha hızlı gerçekleşmesini ve P_{maks}'ın yükselmesini sağlamıştır.

Maksimum silindir gaz basıncının oluştuğu bölge maksimum döndürme momentinin elde edilmesinde önemli bir parametredir. Şekil 4.2'de görüldüğü gibi, I. enjeksiyon zamanı ile CA_{Pmaks}'ın değişimi çok az iken II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla tüm test yakıtları için CA_{Pmaks} sÜÖN'dan uzaklaşmaktadır. E10 ve M20 test yakıtlarında CA_{Pmaks} diğer test yakıtlarına göre sÜÖN'ya daha yakın KA'larında elde edilmiştir. Silindir gaz basıncı ve oksijen içeriğinin yüksek olması yanma hızını arttırmıştır. E20 ve M10 test yakıtlarında ise silindir gaz basınçlarının düşük olması CA_{Pmaks} daha geç KA'larında oluşmasına neden olmuştur. Benzin kullanımı ile 330 ve 335 °KA II. enjeksiyon zamanlarında, E20 ve E10 test yakıtlarına göre silindir gaz basıncının yüksek değerlerde olmasına rağmen, CA_{Pmaks} değerleri E20 ve M10 yakıtı ile hemen hemen aynı noktalarda elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak, E20 ve M10 test yakıtının oksijen içeriğinin fazla olmasının yanma hızını arttırması gösterilebilir.

Yanma başlangıcı (CA5), I. enjeksiyon zamanı ile çok fazla değişmez iken II. enjeksiyon zamanı ile değiştiği Şekil 4.2'den açıkça görülebilmektedir. II. enjeksiyon zamanının, yanma başlangıcını doğrudan kontrol edebilen önemli bir parametre olduğu tespit edilmiştir. Bütün enjeksiyon zamanı değişimlerinde en erken yanma başlangıcı E10 ve M20 test yakıtları ile elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak, E10 yakıtı için laminer alev hızının yüksek olması, M20 yakıtı için ise eşdeğerlik oranının yüksek olması gösterilebilir (bkz. Tablo 3.5).

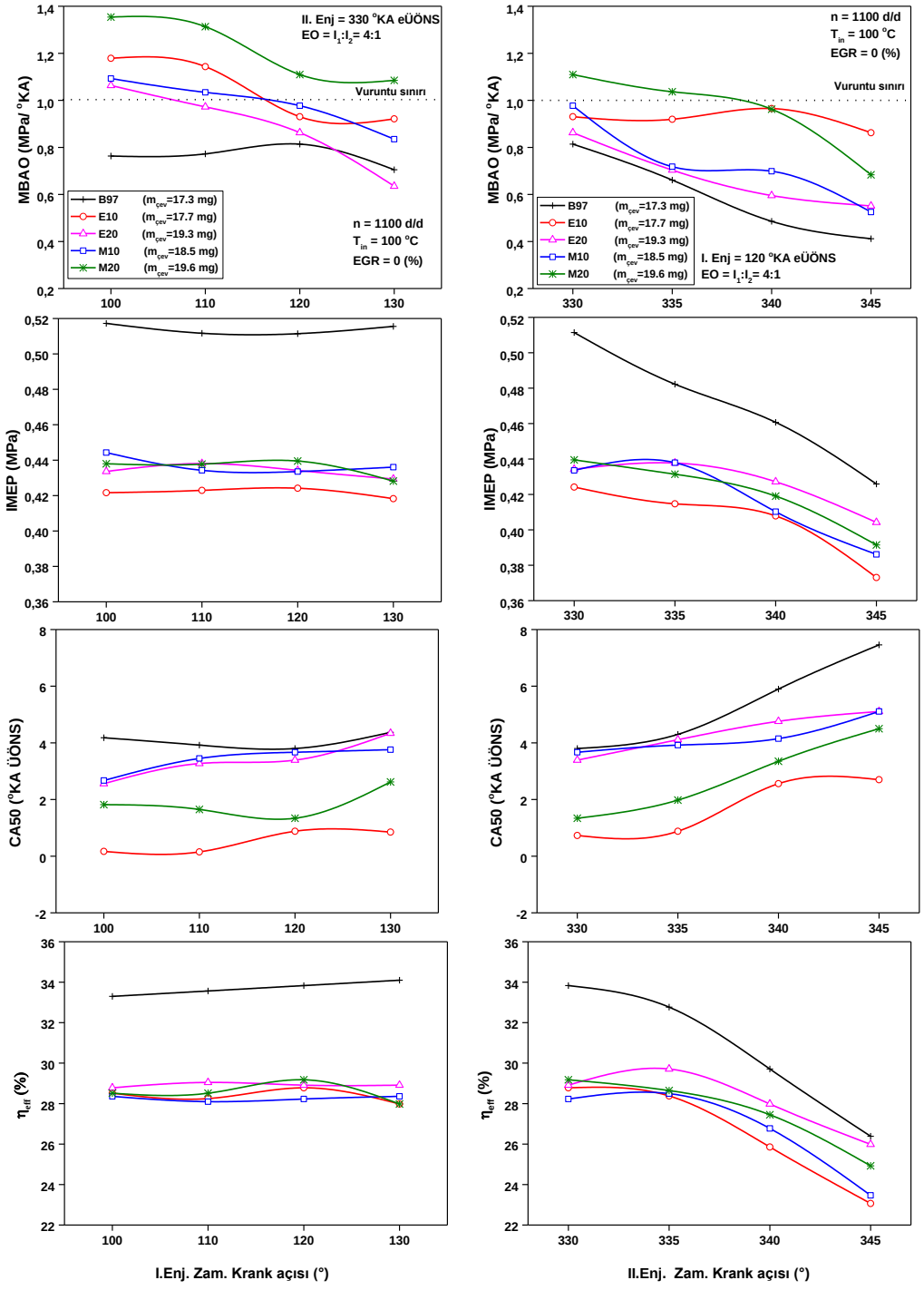
I. enjeksiyon zamanı değişiminin TYS üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı, bununla birlikte II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla TYS arttığı tespit edilmiştir. Alkol-benzin karışımlarının TYS'leri B97'ye göre daha kısa gerçekleşmiştir. Şekil4.2'de görüldüğü gibi, yakıt içeriğindeki etanol miktarının

artması, yakıtın uçuculuğunun azalmasına ve yanma süresinin artmasına, metanol içeriğinin artması ise oksijen içeriğinin artmasına, daha zengin karışım oluşmasına ve TYS'nin kısalmasına sebep olmuştur.

Şekil 4.3'de I. ve II. enjeksiyon zamanı değişimlerine bağlı olarak, MBAO, IMEP, CA50 ve efektif verim (η_{eff}) değerlerinin değişimi verilmiştir. Metanolün buharlaşma gizli ısısının etanole göre yüksek olması, M10'un E10 yakıtına göre ortamdan daha fazla ısı çekmesine ve basıncın E10 ve B97 yakıtına göre daha fazla düşmesine neden olmuştur. Bununla birlikte, M20 yakıtı M10 yakıtına göre buharlaşabilmek için ortamdan daha fazla ısı çektiğinden, yüksek yakıt miktarının ve oksijen içeriğinin artıyor olması reaksiyon hızının artmasını sağlamıştır. Bu durum, MBAO sonuçlarında kendini göstermiş ve M20 yakıtının MBAO değerleri diğer test yakıtlarına göre Şekil 4.3'de görüldüğü üzere daha yüksek değerlerde elde edilmiştir. M20 test yakıtı için MBAO tüm püskürtme şartlarında kabul edilebilir sınırların (1MPa/KA) üzerindedir. Literatürde verilen distilasyon sonuçlarına göre [78], 100 °C'de M10, E10 ve benzinin ise %60'nın buhar fazında olduğu tespit edilmiştir. Emme havası sıcaklığının 100 °C olmasından dolayı, I. enjeksiyon zamanında püskürtülen %80'lik dilimde M20 ve E20 yakıtları için buharlaşmanın B97'ye göre çok daha fazla olduğu düşünülmektedir. Buharlaşmanın daha fazla olması ve silindir içerisinde yakıt buharının birçok noktada aynı anda tutuşması, MBAO değerini arttırmaktadır.

M20 test yakıtı kullanımı ile hem buharlaşmanın daha kolay sağlanması hem de metanolün etanole göre daha fazla oksitleyici özelliğe sahip olması M20 yakıtı için MBAO'nin kabul edilebilir sınırların üzerine çıkmasına neden olmuştur. Diğer test yakıtları için MBAO 120 ve 130 °KA da kabul edilebilir sınırlar içerisinde elde edilmiştir. Bu nedenle, I. enjeksiyon zamanı 120 °KA değerinde sabit tutularak II. enjeksiyonun etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, I. enjeksiyon zamanı alkol-benzin karışımları için önemli bir parametredir. En yüksek MBAO M20 kullanımı ile elde edilirken, en düşük MBAO değerleri B97 kullanımı ile elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak, yüksek laminer alev hızı ve erken yanmanın MBAO'nin artmasına neden olduğu gösterilebilir. Karışım içerisindeki etanol oranının artması ile MBAO azalmış fakat metanol oranın artışı ile MBAO artmıştır. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla MBAO değerleri azalmasına

rağmen, II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla 340 ve 345 °KA M20 yakıtı kabul edilebilir çalışma alanına girmiştir. Etanolün benzine göre yüksek laminer alev hızına sahip olmasından dolayı E10 yakıtının tüm enjeksiyon açılarında MBAO değerleri yüksek seviyelerde sınır değerlerine yakın elde edilmiştir. II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile MB kontrol edilerek yüksek yüklere çıkabilmek mümkün olabilmiştir.



Şekil 4.3. I. ve II. enjeksiyon zamanının yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkileri

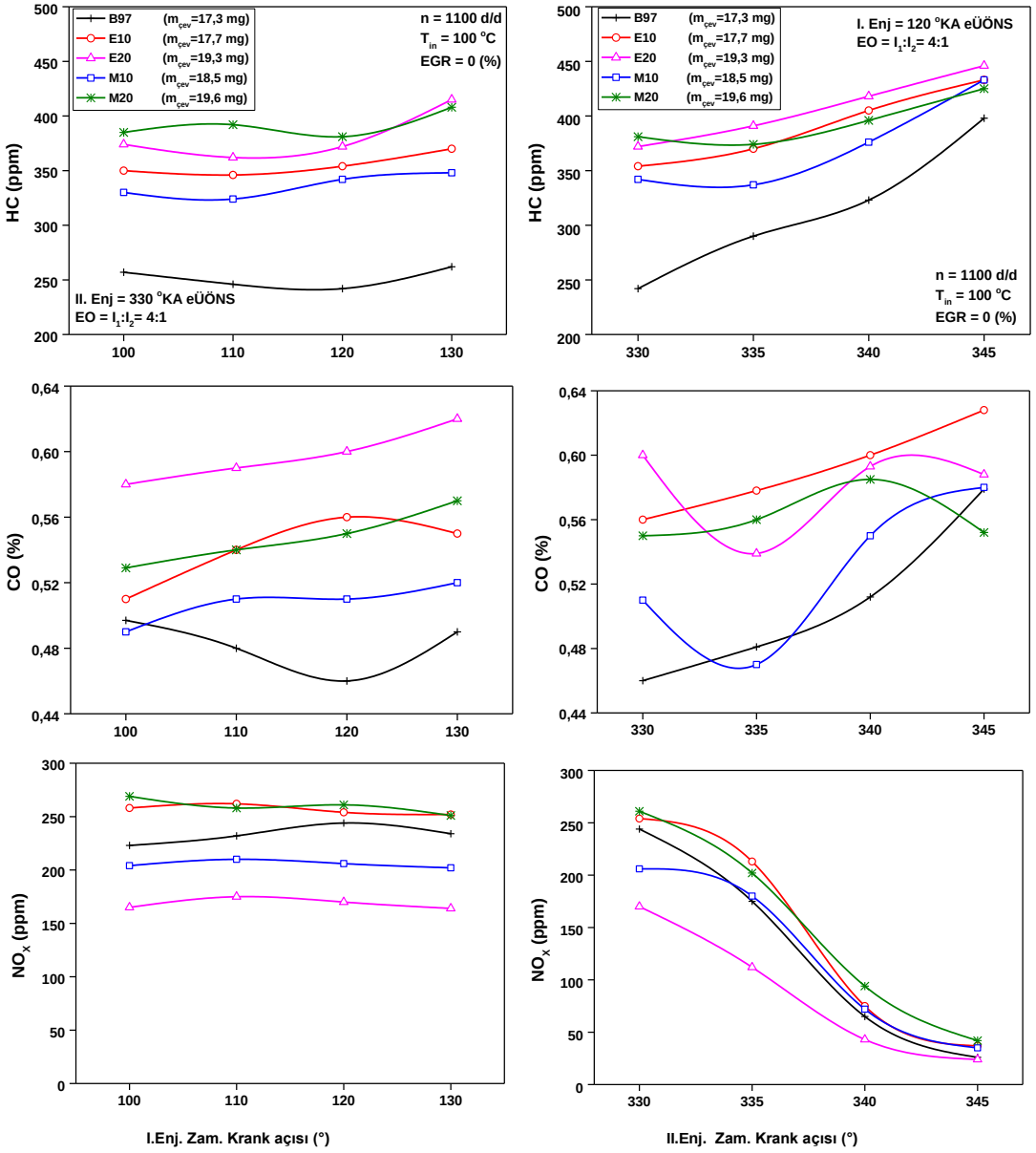
Şekil 4.3'de IMEP'in I. ve II. enjeksiyon zamanına bağlı değişimi verilmiştir. I. enjeksiyon zamanı değişiminden IMEP'in çok fazla etkilenmediği tespit edilmiştir. Fakat II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla IMEP azalmakta, özellikle B97 yakıtının IMEP değerlerinde alkol-benzin karışımlarına göre keskin bir düşüş olduğu görülmektedir. IMEP değeri yanma veriminin yüksek olması halinde püskürtülen yakıt miktarıyla artmaktadır. Ancak B97 kullanımında silindir içerisine püskürtülen yakıt miktarının diğer test yakıtlarına nazaran en düşük miktarlarda olmasına rağmen maksimum IMEP değerleri tüm test şartlarında B97 ile elde edilmiştir. Test yakıtları ile ulaşılan maksimum IMEP değerleri karşılaştırıldığında B97 kullanımı ile elde edilen IMEP, E10'a göre %17, E20'ye göre %14,5, M10'a göre %14,5 ve M20'ye göre %14 daha fazladır. Testler sabit enerji girişi şartları altında yapıldığı için, çalışma parametrelerine bağlı olarak elde edilen IMEP değerlerindeki değişim ile indike verim değişimleri yüzdesel olarak aynıdır. Genellikle karşımdaki etanol ve metanol oranın artışı IMEP değerlerinin bir miktar artmasına neden olmuştur.

Şekil 4.3'de CA50 değerinin krank açısı cinsinden I. ve II. enjeksiyon zamanı ile değişimini göstermektedir. CA50 termik verim üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu nedenle, CA50 HCCI yanmanın kontrolü için önemli bir parametredir [36, 68]. CA50 I. enjeksiyon zamanına bağlı olarak radikal bir değişim göstermez iken II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile belirgin şekilde değiştiği görülmektedir. Şekil 4.3'de, alkol-benzin karışımlarının laminer yanma hızı daha yüksek olduğundan dolayı CA50 değerinin daha erken krank açılarında gerçekleştiği, özellikle E10 ve M20 test yakıtlarında açıkça görülmektedir. Etanolün benzine göre yüksek laminer alev hızına sahip olması E10 yakıtında kendini göstermiştir. Bu durum yanma süresinin daha kısa gerçekleşmesine, CA50'nin daha erken KA'larında ortaya çıkmasına neden olmuştur. M20 yakıtı kullanımı ile reaksiyon hızının artması CA50'nin daha erken krank açılarında gerçekleşmesini sağlamıştır. II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla tüm test yakıtlarının CA50 değeri sÜÖN'dan uzaklaşmaktadır. Bu durum, yanmanın genişleme zamanına kaymasına ve toplam yanma sürelerinin uzamasına neden olmuştur. Etanol içeriğinin artması CA50'nin daha geç KA'larında oluşmasına neden olurken, metanol içeriğinin artışı ile CA50 daha erken KA'larında gerçekleşmiştir.

Şekil 4.3'de görüldüğü gibi, I. enjeksiyon zamanının termik verim üzerinde çok önemli bir etkisi bulunmamaktadır. Alkol-benzin karışımlarının efektif verimi B97'ye göre yaklaşık %15 daha düşük seviyelerde elde edilmiştir. Maksimum efektif verim 330 °KA II. enjeksiyon zamanı şartlarında elde edilirken, II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla efektif verimde azalma olmuştur. Maksimum efektif verime B97, E20 ve M10 test yakıtı kullanımı ile CA50 (3-4 °KA) aralığında ulaşılırken E10 ve M20 yakıtları için CA50 (0-2 °KA) aralığında ulaşılmıştır. Test yakıtları ile ulaşılan maksimum efektif verim değerleri karşılaştırıldığında B97 kullanımı ile elde edilen efektif verim, E10'a göre %5, E20'ye göre %4,9, M10'a göre %5,3 ve M20'ye göre %4,1 daha yüksektir. Testler sabit enerji girişi şartları altında yapıldığı için, çalışma parametrelerine bağlı olarak elde edilen efektif verim değerlerindeki değişim ile bmep değişimleri oransal olarak aynıdır. Alkol-benzin karışımları için, karışımdaki etanol ve metanol içeriğinin artışı efektif verimin sırasıyla %0,93 ve %0,68 artmasına katkı sağlamıştır.

Şekil 4.4'de I. ve II. enjeksiyon zamanının NO_x, yanmamış HC ve CO emisyonları üzerindeki etkisi verilmiştir. I. enjeksiyon zamanı değişiminin emisyonlar üzerinde önemli bir etkiye sahip olmadığı ortaya çıkmıştır. Bununla birlikte, 130 °KA enjeksiyon zamanında küçük değişimler görülmüştür. Bu enjeksiyon zamanında NO_x emisyonları bir miktar azalmış, CO ve yanmamış HC emisyonları hafifçe artmıştır. Alkol benzin karışımlarının kullanılmasıyla tüm enjeksiyon şartlarında yanmamış HC ve CO emisyonları daha yüksek seviyelerde ölçülmüştür.

Bilindiği gibi, yanmamış HC ve CO emisyonları eksik yanma ürünleridir. Yanma sonu sıcaklıklarının düşük olması ve karışımın heterojen olması yanmamış HC ve CO emisyonlarını arttırmaktadır. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla yanma sonu basınç, dolayısı ile sıcaklığın düşmesi yanmamış HC emisyonlarını arttıran en önemli etkendir. Yanma sonu sıcaklığının düşmesi ile tüm test yakıtlarının genişleme ve egzoz zamanında yeterince oksitlenememesi yanmamış HC emisyonlarının artmasına neden olmaktadır. Diğer etkenler olarak, püskürtülen yakıtın %80'lik diliminin I. enjeksiyonda püskürtülüyor olması, özellikle alkol benzin karışımlarında buharlaşma gizli ısılarının benzine göre yüksek olması (bkz. Tablo 3.5), buharlaşma oranının azalmasına ve yanmamış HC emisyonlarının oluşmasına neden olmuştur.



Şekil 4.4. I. ve II. enjeksiyon zamanının emisyonlar üzerine etkileri

Şekil 4.4 incelendiğinde, II. enjeksiyon değişimine bağlı olarak yanmamış HC ve NO_x emisyonu değişimleri kıyaslandığında yanmamış HC emisyonlarındaki değişimin daha az olduğu açıkça görülmektedir. Bununla birlikte, Şekil 4.3'de görüldüğü gibi, II. enjeksiyon zamanının 330 °KA'dan 335 °KA'na kaydırılmasıyla (maksimum IMEP ve efektif verime ulaşılan II. enjeksiyon zamanları) IMEP'de B97 için %13,89; %E10 için %1,62; E20 için % 2,69; M10 için %0,91 ve M20 için %1,85'lik oransal değişimler ve efektif verim sonuçlarında ise B97 için %1,06; E10 için %0,39; E20 için % 0,79; M10 için % 0,26 ve M20 için % 0,53'lük değişimler gerçekleşmiştir. Bu değişimlere karşın yanmamış HC emisyonlarında, B97 için

%16,55; %E10 için %4,32; E20 için %1,85; M10 için %-1,46 ve M20 için %1,83'lük bir artma elde edilirken NO_x emisyonlarında B97 için %28,27; %E10 için %16,14; E20 için %34,11; M10 için %12,62 ve M20 için %22,60'lik azalma tespit edilmiştir. Bu veriler, IMEP değerlerinde maksimum %14'lük bir azalma, efektif verim sonuçlarında ise maksimum %1 değerinde düşme ve yanmamış HC emisyonlarında maksimum %16 bir artış gerçekleşirken, NO_x emisyonlarında maksimum %34'lük bir azalmanın elde edildiğini göstermektedir. HCCI yanmanın en büyük dezavantajlarından birisi yüksek yanmamış HC emisyonlarıdır. Bu çalışmada, alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile yanmamış HC emisyonlarında artış olmadan optimum II. enjeksiyon zamanı seçilerek NO_x emisyonlarında %12-34 aralığında bir azalma sağlanmıştır. Şekil 4.4'de görüldüğü gibi, maksimum IMEP değerlerinin elde edildiği 330 ve 335 °KA zamanlarında karışımda etanol ve metanol oranının artması ile yanmamış HC emisyonları artmıştır.

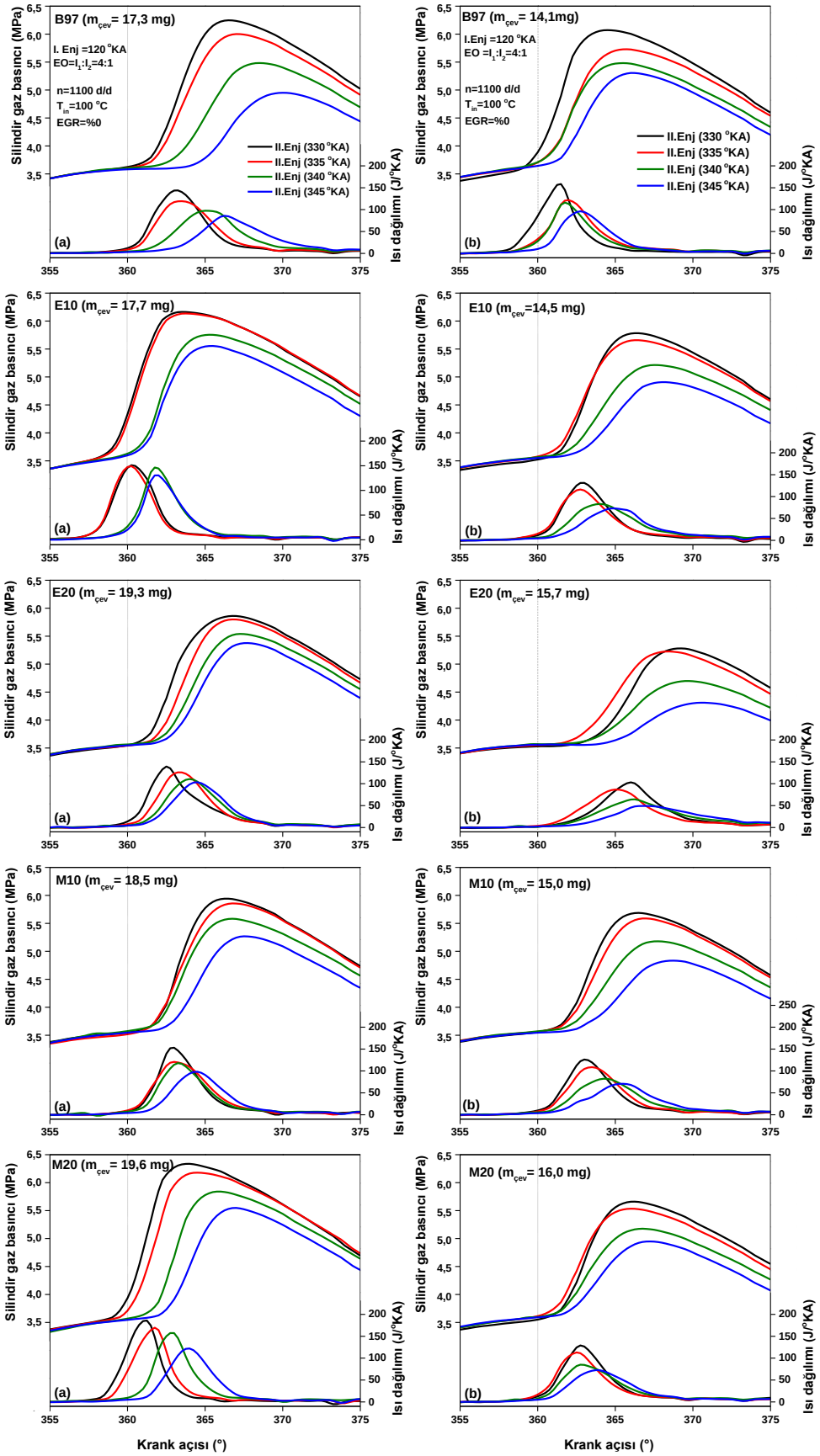
CO emisyonlarının I. enjeksiyon zamanı ile çok değişmediği ve karışım içeriğindeki etanol ve metanol oranının artışı ile CO emisyonlarını arttırdığı Şekil 4.4'de görülmektedir. II. enjeksiyon zamanının CO emisyonlarının değişimi üzerinde daha etkili olduğu tespit edilmiştir. CO emisyonlarının II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla arttığı belirlenmiştir. Bunun nedeni olarak, sÜÖN'ya yakın yapılan püskürtmelerde yakıtın atomize olması, buharlaşması için yeterli zamanın az olması ve yanma sonu basıncın düşük olması gösterilebilir. E20 ve M10 yakıtlarında en düşük CO emisyon değerleri 335 °KA enjeksiyon zamanında elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak, 335 °KA enjeksiyon zamanında E20 ve M10'un IMEP değeri 330 °KA enjeksiyon zamanında elde edilen değerden bir miktar daha yüksek olması gösterilebilir. Diğer taraftan, 335 °KA şartlarında E20 ve M10 kullanımı ile diğer test yakıtlarına göre MBAO değerlerinin daha düşük ve IMEP değerlerinin kısmen yüksek olması olması (bkz. Şekil 4.3) E20 ve M10 test yakıtlarının CO emisyonlarının 335 °KA şartlarında daha düşük seviyelerde üretilmesine neden olmuştur.

Şekil 4.4'de görüldüğü gibi, II. enjeksiyon zamanı NO_x kontrolü üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bilindiği gibi, NO_x oluşumu için üç temel olayın var olması gerekir. Birincisi sıcaklık, ikincisi zaman ve üçüncüsü ise oksijenin varlığıdır. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla tüm test yakıtlarının NO_x emisyonları

düşmektedir. NO_x oluşumunun artmasındaki en büyük etkenin alkol-benzin karışımlarının içeriğindeki oksijen varlığından daha çok silindir içerisindeki basıncın artmasının daha etkili bir faktör olduğu ortaya çıkmıştır. Şekil 4.4'de görüldüğü gibi, minimum NO_x emisyonları tüm enjeksiyon açılarında E20 test yakıtı ile elde edilmiştir. Bu durumun ortaya çıkmasındaki en büyük etken karışımdaki etanol içeriğinin artmasıyla uçuculuğun azalması (buhar basıncının düşmesi) ve daha yüksek buharlaşma gizli ısınının ortamdan daha yüksek değerlerde ısı çekmesidir. Yüksek seviyelerde ortamdan çekilen ısı laminer alev hızının gelişimini engelleyerek [79] silindir gaz basıncının düşmesine ve NO_x emisyonlarının minimum seviyede elde edilmesine neden olmuştur. E10 ve M20 test yakıtlarının hem yüksek laminer alev hızlarına sahip olmaları ve hem de M20 ile oksijen içeriğinin artıyor olması, NO_x emisyonun yüksek seviyelerde seyretmesine neden olmuştur. Karışımda etanol içeriğinin artması ile NO_x emisyonları azalırken, metanol içeriğinin artması NO_x emisyonlarının artışına neden olmuştur. II. enjeksiyon zamanı değişimi ile Şekil 4.3'de IMEP ve efektif verim sonuçlarının değişimi, Şekil 4.4'de NO_x emisyonun değişimi karşılaştırıldığında alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile IMEP ve efektif verim üzerinde çok fazla düşme olmadan NO_x emisyonlarında %12-22 aralığında bir azalma sağlanmıştır.

4.2. Yüksek ve Düşük Eşdeğerlik Oranlarının HCCI Yanma Üzerine Etkileri

Bu bölümde, II. enjeksiyon zamanının, yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarının HCCI yanma üzerine etkileri incelenmiştir. Şekil 4.5'de II. enjeksiyon zamanı değişimine bağlı olarak her bir yakıt türü için yüksek (Şekil 4.5 (a)) ve düşük (Şekil 4.5 (b)) eşdeğerlik oranlarının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerindeki etkileri incelenmiştir. II. enjeksiyon zamanının, hem düşük hem de yüksek eşdeğerlik oranları için, silindir gaz basıncı ve ısı dağılım oranı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu Şekil 4.5'de açıkça görülmektedir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla silindir gaz basıncı ve ısı dağılımının düştüğü ve yanma fazlarının genişleme sürecine doğru ilerlediği tespit edilmiştir. Bu durumun nedeni olarak II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla püskürtülen yakıtın soğutma etkisinin artması ve tamamen buharlaşabilecek yeterli zamanı bulamaması gösterilebilir.



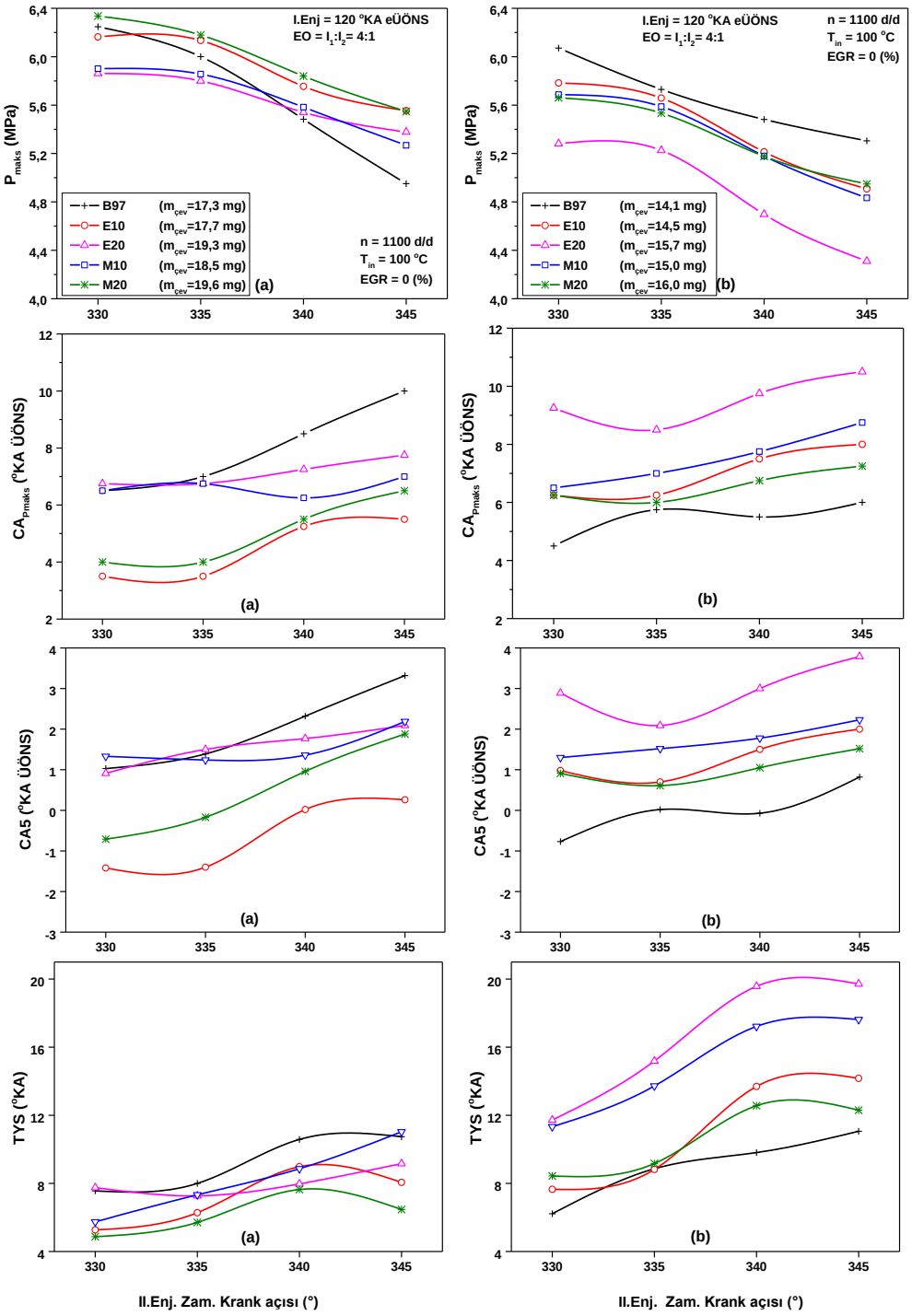
Şekil 4.5. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi

Eşdeğerlik oranının artmasıyla püskürtülen yakıt miktarının artması, silindir gaz basıncının artmasına ve yanmanın daha erken KA'larında gerçekleşmesine neden olmuştur. Etanol ve metanolün gizli buharlaşma ısısı benzine göre sırasıyla 2,5 ve 3,3 kat daha fazladır [63]. Zengin karışımlarda metanolün laminer alev hızı etanolden daha yüksek ve etanolün de benzine göre daha fazladır [29]. Ancak, yüksek buharlaşma gizli ısısı, laminer alev hızını engellemektedir [79]. Bu nedenle, Şekil 4.5'de görüldüğü gibi, yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında M10 ve E20'nin yanma başlangıcı B97'ye göre daha geç gerçekleşmiştir.

Karışımdaki etanol oranının artışı düşük ve yüksek eşdeğerlik oranlarında yanma fazlarının sÜÖN'dan daha çok uzaklaşmasına ve maksimum ısı dağılım oranının düşmesine neden olduğu görülmüştür. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında metanol oranının artışıyla da yanma fazlarının daha erken KA'larında gerçekleştiği belirlenmiştir. B97'nin ise düşük eşdeğerlik oranlarında yanma başlangıcının yüksek eşdeğerlik oranına nazaran daha erken KA'larında gerçekleştiği tespit edilmiştir. Artan eşdeğerlik oranı ile II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının fazla olması ve yakıtın buharlaşabilmesi için ortamdan biraz daha fazla ısı çekmesi yanmanın gecikmesine neden olmuştur. Şekil 4.5'de yanma fazlarının, yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyon zamanı ile doğrudan kontrol edilebildiği açıkça görülmektedir.

Şekil 4.6'da P_{maks}, CA_{Pmaks}, CA5 ve TYS'nin II. enjeksiyon zamanı ile değişimi yüksek (Şekil 4.6 (a)) ve düşük (Şekil 4.6 (b)) eşdeğerlik oranları için verilmiştir. II. enjeksiyon zamanın sÜÖN'ya yaklaşmasıyla düşük ve yüksek eşdeğerlik oranları için P_{maks} önemli derecede azalmaktadır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında en yüksek P_{maks} değerleri E10 ve M20 kullanımı ile elde edilmiştir. Düşük eşdeğerlik oranında ise en yüksek P_{maks} değerleri B97 kullanımı ile elde edilirken en düşük P_{maks} değerleri E20 kullanımı ile görülmüştür. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında karışımdaki etanol miktarının artışı ile P_{maks} azalırken, metanol oranının artışıyla P_{maks} artmıştır. Şekil 4.6'da CA_{Pmaks} II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla daha geç KA'larda oluştuğu açıkça görülmektedir. Yüksek eşdeğerlik oranlarında B97'nin CA_{Pmaks} değerleri alkol-benzin karışımlarına göre daha geç KA'larda gerçekleşir iken, düşük eşdeğerlik oranlarında daha erken KA'larda oluşmuştur. Silindir içerisindeki basıncın yüksek olması da CA_{Pmaks} daha erken KA'larda

gerçekleşmesine neden olmaktadır. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında E10 ve M20 test yakıtı için CA_{Pmaks} E20 ve M10 test yakıtlarına göre daha erken KA'larda ortaya çıkmıştır. Bunun nedeni olarak, E10 ve M20'nun diğer test yakıtlarına göre daha yüksek silindir gaz basınçlarına sahip olmaları gösterilebilir.



Şekil 4.6. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının yanma karakteristikleri üzerine etkisi

Şekil 4.6'da CA5 değerlerini incelediğimizde, II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla tüm test yakıtları için yanma başlangıcı sÜÖN'dan uzaklaşmaktadır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında, alkol-benzin karışımlarında yanma benzine göre daha erken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise daha geç başlamıştır. Karışımda etanol içeriğinin artması ile silindir gaz basıncının dolayısıyla sıcaklığın düşmesi yanma başlangıcının gecikmesine, metanol içeriğinin artışı ile silindir gaz basıncının artması dolayısıyla silindir içi sıcaklığın artışı yanma başlangıcının daha erken KA'larında gerçekleşmesine neden olmuştur. Yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının kullanılmasıyla, yakıt miktarının ve oksijen içeriğinin fazla olması reaksiyonu hızlandırmış, bu durum CA5'un daha erken gerçekleşmesine neden olmuştur. Düşük eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının B97'ye göre daha yüksek buharlaşma gizli ısılarına sahip olmalarından dolayı alkol-benzin karışımlarının yanma başlangıcı, B97'ye göre daha geç KA'larda gerçekleşmiştir.

Şekil 4.6'da görüldüğü gibi, TYS yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla artmıştır. Alkol-benzin karışımları için TYS, yüksek eşdeğerlik oranlarında B97'ye göre daha kısadır. Bunun nedeni, daha önceki bölümlerde ifade edildiği üzere, püskürtülen yakıt miktarının ve oksijen içeriğinin yüksek olmasının reaksiyon hızını geliştirmesi dolayısıyla yanma hızını arttırmasıdır. Bu durum yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının TYS'nin B97'ye göre daha kısa KA'larda oluşmasına neden olmuştur. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise alkollerin yüksek gizli buharlaşma ısısı reaksiyon gelişimi üzerinde daha etkin rol oynayarak yanma hızının azalmasına ve yanma süresinin B97 kullanımına kıyasla daha uzun gerçekleşmesine neden olmuştur. Karışımdaki etanol oranının artmasıyla yanma süresi uzar iken, metanol oranının artmasıyla TYS kısalmıştır. Etanol oranının artışı ile buharlaşma gizli ısınının artışı laminer alev hızının gelişimine neden olarak reaksiyon hızının gelişimine engel olmuştur. Metanol oranın artışı ve sabit enerji girişi şartlarının sağlanabilmesi için daha fazla miktarda yakıtın (M20'nin düşük alt ısıl değerinden dolayı) silindir içerisine püskürtülmesi sonucu silindir içerisinde oluşan zengin karışım oksidayson hızını arttırarak yanma süresinin kısalmasına neden olmuştur.

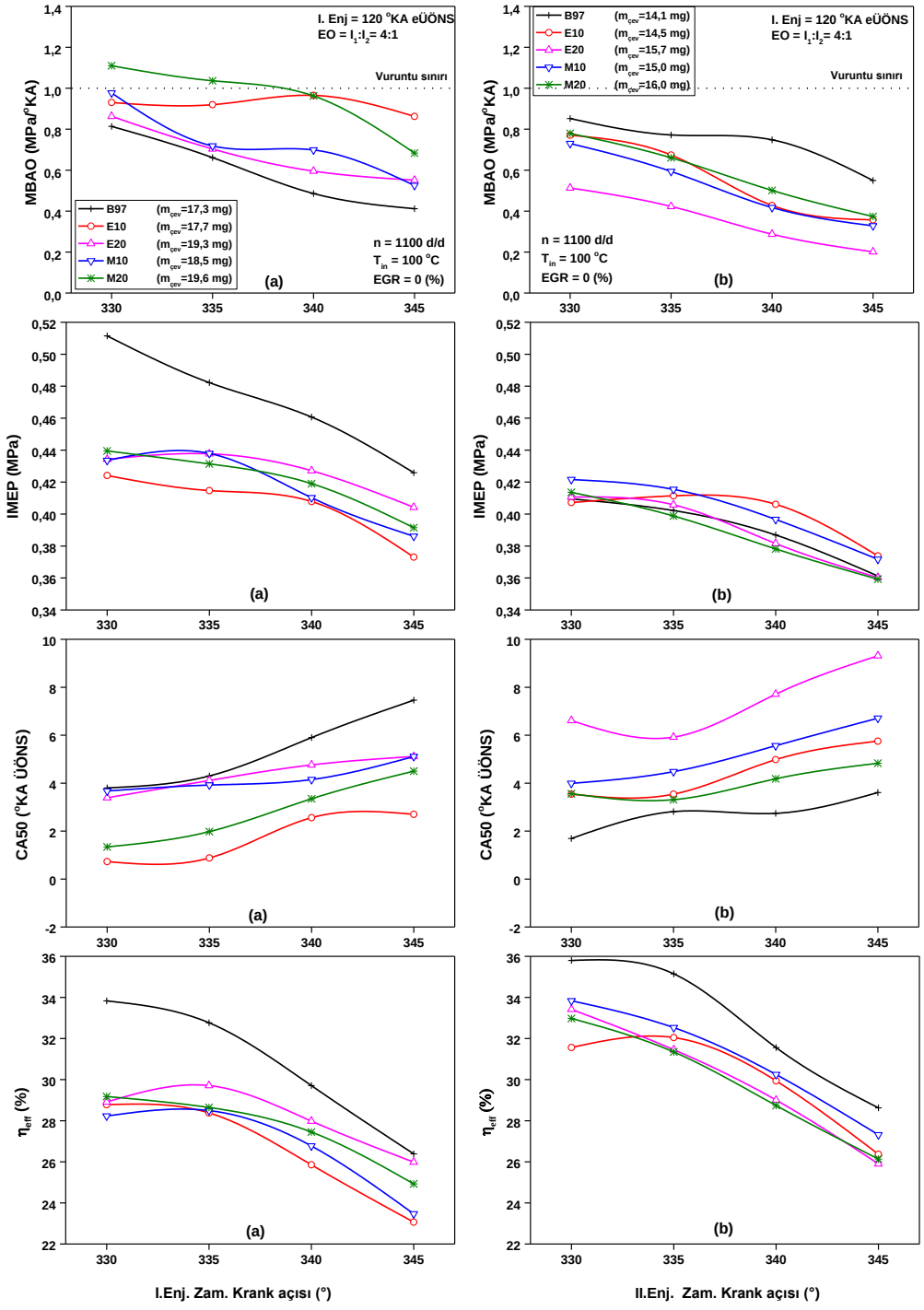
Şekil 4.7'de MBAO, IMEP, CA50 ve efektif verimin II. enjeksiyon zamanına bağlı olarak yüksek ve düşük eşdeğerlik oranı şartları altındaki değişimi incelenmiştir.

MBAO tüm test yakıtlarında yüksek ve düşük eşdeğerlik oranı şartlarında II. enjeksiyon zamanı ile doğrudan kontrol edilebilmektedir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla MBAO değerleri azalmaktadır. Alkol-benzin karışımlarının kullanımı ile yüksek eşdeğerlik oranlarında düşük eşdeğerlik oranına göre daha yüksek MBAO değerleri elde edilmiştir. En yüksek MBAO değerleri M20 test yakıtı kullanımı ile yüksek eşdeğerlik oranı şartlarında elde edilmiştir. Bu duruma neden olarak aynı enerji girişinin sağlanabilmesi için daha fazla yakıtın silindir içerisine püskürtülmüş olması ve daha fazla oksijen içeriğinin kimyasal reaksiyon hızını arttırmış olması gösterilebilir. Kimyasal reaksiyon hızının artmasıyla ani yanma fazı yüksek değerlere çıkmış bu durum MPPR değerini arttırmıştır. M20 test yakıtı kabul edilebilir çalışma alanına 340 °KA enjeksiyon zamanında girmiştir. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında karışım içerisindeki etanol oranın artmasıyla MBAO değeri düşerken, metanol oranının artmasıyla yükselmiştir. Bunun nedeni olarak, metanolün içeriğinde etanolden daha fazla oksijen bulunması gösterilebilir (bkz. Tablo 3.5). Düşük eşdeğerlik oranında ise en düşük MBAO değeri E20 test yakıtı kullanımı ile elde edilmiştir. Bu durum, yüksek gizli buharlaşma ısısının laminer alev hızını engelleyerek MBAO artışına engel olması ile açıklanabilir.

II. enjeksiyon zamanının IMEP üzerinde yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında önemli bir etkiye sahip olduğu Şekil 4.7'de görülmektedir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla IMEP azalmaktadır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında en yüksek IMEP değerleri B97 kullanımı ile elde edilirken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise alkol-benzin karışımlarının ve optimum II. enjeksiyon zamanının kullanılmasıyla daha yüksek IMEP değerlerine ulaşılmıştır. Düşük eşdeğerlik oranlarında B97 kullanımı ile elde edilen en yüksek IMEP değerine göre, E10 için % 0,49, E20 için %0,24, M10 için % 2,85, M20 için %0,97 oranında daha yüksek IMEP değerleri elde edilmiştir.

Düşük eşdeğerlik oranlarında elde edilen IMEP değerleri yüksek eşdeğerlik oranlarında elde edilen IMEP sonuçları ile karşılaştırıldığında, B97'de %20; E10'da %3,07; E20'de %6,18; M10'da %3,66; M20 ise %5,92 oranlarında düşüş gerçekleşmiştir. Testler sabit enerji girişi şartlarında yapıldığından dolayı yüksek eşdeğerlik oranlarında 710 J/çevrim, düşük eşdeğerlik oranlarında ise 585 J/çevrim enerji sisteme sürülmüştür. Düşük eşdeğerlik oranlarında elde edilen indike verimler

ile yüksek eşdeğerlik oranlarında ulaşılan indike verimler karşılaştırıldığında, B97'de %1,8; E10'da %18,4; E20'de %15,3; M10'da %20; M20'de %15,3 oranlarında artış gerçekleşmiştir. Bu karşılaştırmalar sonucunda alkol-benzin karışımlarının düşük eşdeğerlik oranlarında daha iyi yanma karakteristiklerine sahip olduklarını tespit edilmiştir.



Şekil 4.7. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkisi

Yüksek eşdeğerlik oranlarında etanol oranının artışı ile daha yüksek IMEP değerleri elde edilmiştir. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise genellikle karışımdaki etanol ve metanol oranın azaltılması ile daha yüksek IMEP değerlerine ulaşılmıştır.

Şeki 4.7'de görüldüğü gibi II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile HCCI çalışma alanı genişletilebilmektedir. Ancak, yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile çalışma alanı B97 ile karşılaştırıldığında genişletilememiştir. Bu yüzden, alkol-benzin karışımlarının yüksek eşdeğerlik oranlarında kullanılması ve çalışma alanının genişletilmesi için farklı püskürtme ve çalışma parametrelerinin çalışma alanının genişletilebilmesi üzerine etkisi incelenecektir.

Şekil 4.7'de yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında test yakıtlarının II. enjeksiyon zamanına bağlı olarak CA50 değişimleri verilmiştir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşması ile CA50 sÜÖN'dan uzaklaşmış ve CA_{Pmaks} ile aynı eğilime sahip olduğu belirlenmiştir. Alkol-benzin karışımlarının CA50 değerleri yüksek eşdeğerlik oranlarında B97'ye göre daha erken oluşurken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise benzine göre daha geç oluştuklarıŞekil 4.7'de görülmektedir. Alkol-benzin karışımında etanol oranın artması buharlaşma gizli ısının ortamdan çektiği ısının artmasına CA50'nin daha geç KA'larda gerçekleşmesine, metanol içeriğinin artması ile eşdeğerlik oranın artması (sabit enerji girişinin sağlanabilmesi) oksitlenmenin artarak CA50'nin daha erken KA'larda oluşmuşmasına neden olmuştur.

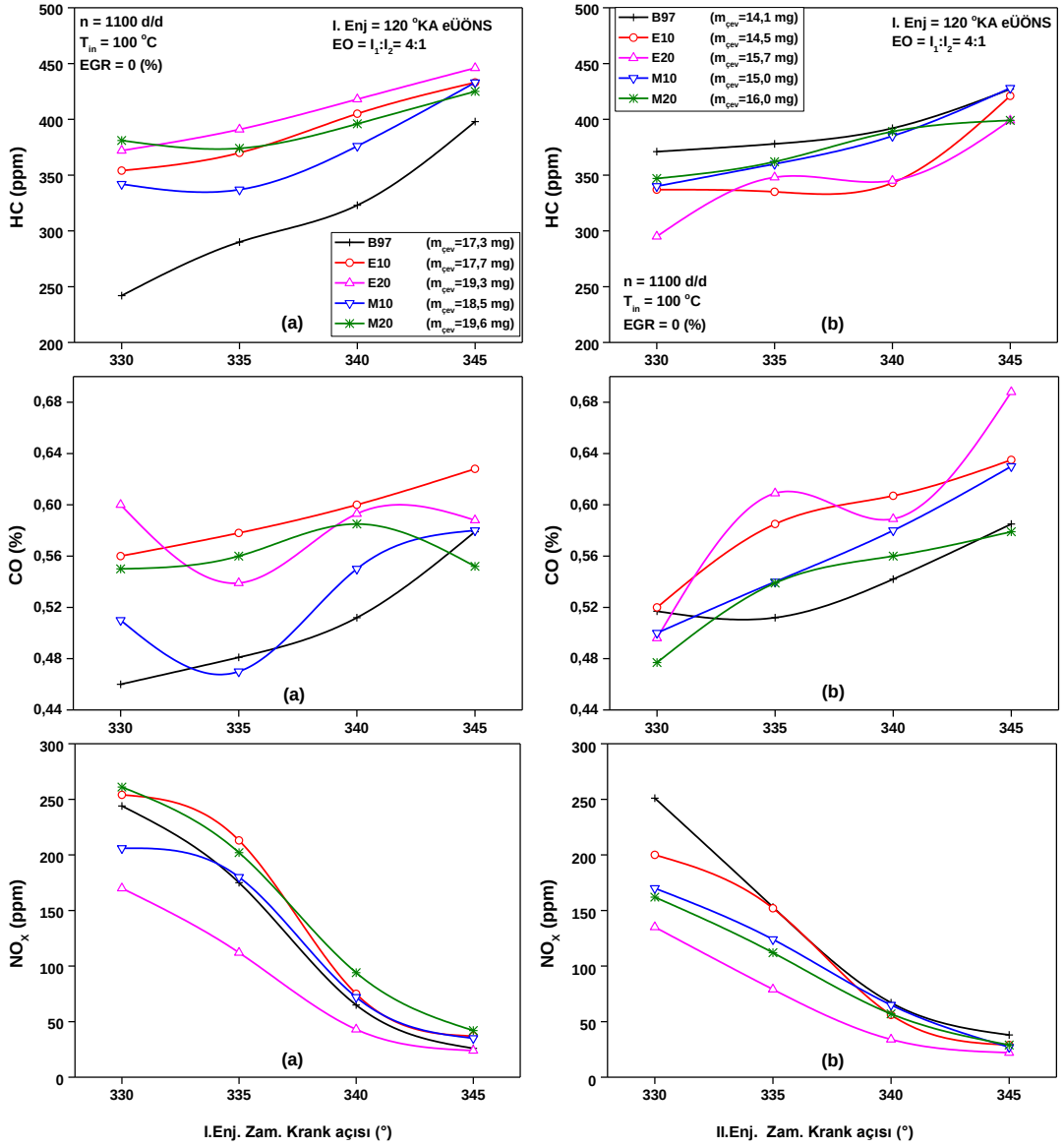
Aynı zamanda, Şekil 4.7'de efektif verimin II. enjeksiyon zamanı ile değişimi verilmiş olup, yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarındaki etkisi karşılaştırılmıştır. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla efektif verim düşmüştür. En yüksek efektif verim B97 kullanımı ile düşük ve yüksek eşdeğerlik oranlarında elde edilmiştir. Bununla birlikte, düşük eşdeğerlik oranlarında, yüksek eşdeğerlik oranına göre daha yüksek efektif verim sonuçlarına ulaşılmıştır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının efektif verimi benzine göre yaklaşık %18, düşük eşdeğerlik oranlarında ise yaklaşık %7 daha düşük seviyelerde elde edilmiştir. Karışımdaki etanol içeriğinin artışı ile efektif verim yüksek eşdeğerlik oranlarında artarken, metanol oranının artışı ile düşük eşdeğerlik oranlarında azalmıştır.

Şekil 4.8'de II. enjeksiyon zamanın yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında yanmamış HC, CO ve NO_x emisyonları üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Şekilde görüldüğü gibi, II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile emisyon sonuçları doğrudan kontrol edilebilir. II. enjeksiyon zamanın yanmamış HC ve CO emisyonları üzerindeki etkisi, NO_x emisyonlarının üzerindeki etkisi ile karşılaştırıldığında daha düşüktür. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla yanmamış HC ve CO emisyonları artarken, NO_x emisyonları azalmaktadır. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla maksimum silindir gaz basıncının düşmesi ve buharlaşan yakıt miktarının azalmasından dolayı yanmamış HC ve CO emisyonları artmaktadır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının yanmamış HC emisyonu B97'ye göre daha yüksektir. Alkol-benzin karışımlarında püskürtülen yakıt miktarının B97'ye göre daha fazla olması ve alkollerin buharlaşma gizli ısılarının B97'ye göre yüksek olması, yanmamış HC emisyonlarının yüksek eşdeğerlik oranı şartlarında daha yüksek seviyelerde elde edilmesine neden olmuştur. Yüksek eşdeğerlik oranlarında metanol ve etanol içeriğinin artması ile yanmamış HC emisyonları artmıştır.

Şekil 4.8'de görüldüğü üzere, alkol-benzin karışımlarının CO emisyonu yüksek eşdeğerlik oranı şartlarında B97'ye göre daha yüksek seviyelerde elde edilmiştir. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise maksimum IMEP değerinin elde edildiği 330 °KA zamanında alkol-benzin karışımlarının CO emisyon değerleri B97'ye göre daha düşük elde edilmiştir. Yüksek eşdeğerlik oranlarında E20 ve M10 test yakıtları için en düşük CO emisyonu maksimum IMEP'in elde edildiği 335 °KA zamanında ölçülmüştür. Bunun nedeni, E20 ve M10'un yanma verimlerinin bu şartlar altında daha yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Düşük eşdeğerlik oranlarında karışımdaki etanol ve metanol oranının artması ile CO emisyonları düşmüştür. Alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile hava-yakıt reaksiyonlarında oksijen içeriğinin artması oksitlenmenin de artmasına katkı sağlamıştır.

Şekil 4.8'de NO_x emisyonlarının II. enjeksiyon zamanın sÜÖN'ya yaklaşmasıyla 50 ppm değerlerinin altına düştüğü görülmektedir. Bununla birlikte, II. enjeksiyon zamanının 335 °KA'dan sonraki enjeksiyon zamanlarında tüm yakıtlar için efektif verimde önemli düşme olmuştur. Yüksek eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyonun 330 °KA'dan 335 °KA'ya kaydırılmasıyla, NO_x emisyonlarında B97 için %28,27; %E10

için %16,14; E20 için %34,11; M10 için %12,62 ve M20 için %22,60'lik azalma tespit edilmiştir. Düşük eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyonun 330 °KA'dan 335 °KA'ya kaydırılmasıyla ise NOx emisyonlarında B97 için %15,1; E10 için %24; E20 için %41,5; M10 için %27,1 ve M20 için %30,9 bir düşme gerçekleşmiştir.



Şekil 4.8. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının emisyonlar üzerine etkisi

Şekil 4.8'de görüldüğü üzere, efektif verim ve IMEP değerleri korunarak, yanmamış HC emisyonlarında önemli bir artış gerçekleşmeden NO_x emisyonlarında önemli bir azalma hem yüksek ve hem de düşük eşdeğerlik oranlarında elde edilebilmiştir. NO_x emisyonlarının oluşmasındaki en büyük etken silindir içi sıcaklığın yüksek olması ve oksijen miktarının fazla olmasıdır. Bu etkenler NO_x emisyonlarının artışına neden

olmaktadır. Ayrıca, II. Enjeksiyon ile oluşturulan bölgesel zengin karışım NO_x emisyonlarının kontrolünde önemli bir role sahiptir [10]. Yüksek eşdeğerlik oranlarında E10 ve M20 test yakıtının NO_x emisyonu B97'ye göre daha yüksek seviyelerde elde edilmiştir. Bu durumun ortaya çıkmasında en önemli neden olarak, E10 ve M20 test yakıtları ile elde edilen P_{maks} ve MBAO değerlerinin B97 kullanımına göre daha yüksek olması ve alkol-benzin karışımlarındaki oksijen içeriğinin yüksek olması gösterilebilir. E20 test yakıtlarında ise oksijen içeriğinin yüksek olmasına rağmen maksimum efektif verimin elde edildiği 330 ve 335 °KA'lardaki NO_x emisyonları B97'ye göre daha düşüktür. Bunun nedeni, E20 test yakıtının P_{maks} değerlerinin düşük seviyelerde olmasıdır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında karışımdaki etanol içeriğinin artması ile silindir gaz basıncının düşmesinden dolayı NO_x emisyonu azalırken, metanol içeriğinin artışı ile silindir gaz basıncının artmasından dolayı NO_x emisyonunun arttığı görülmektedir. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise alkol-benzin karışımlarının NO_x emisyonları benzine göre daha düşük seviyelerde elde edilmiştir. Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'de görüldüğü gibi, B97'nin alkol-benzin karışımlarına göre P_{maks} ve MBAO değerlerinin yüksek olması bu duruma neden olarak gösterilebilir. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise karışımdaki etanol oranının artması ile NO_x emisyonu azalırken, metanol oranın artması ile NO_x emisyonu kısmen düşmüştür.

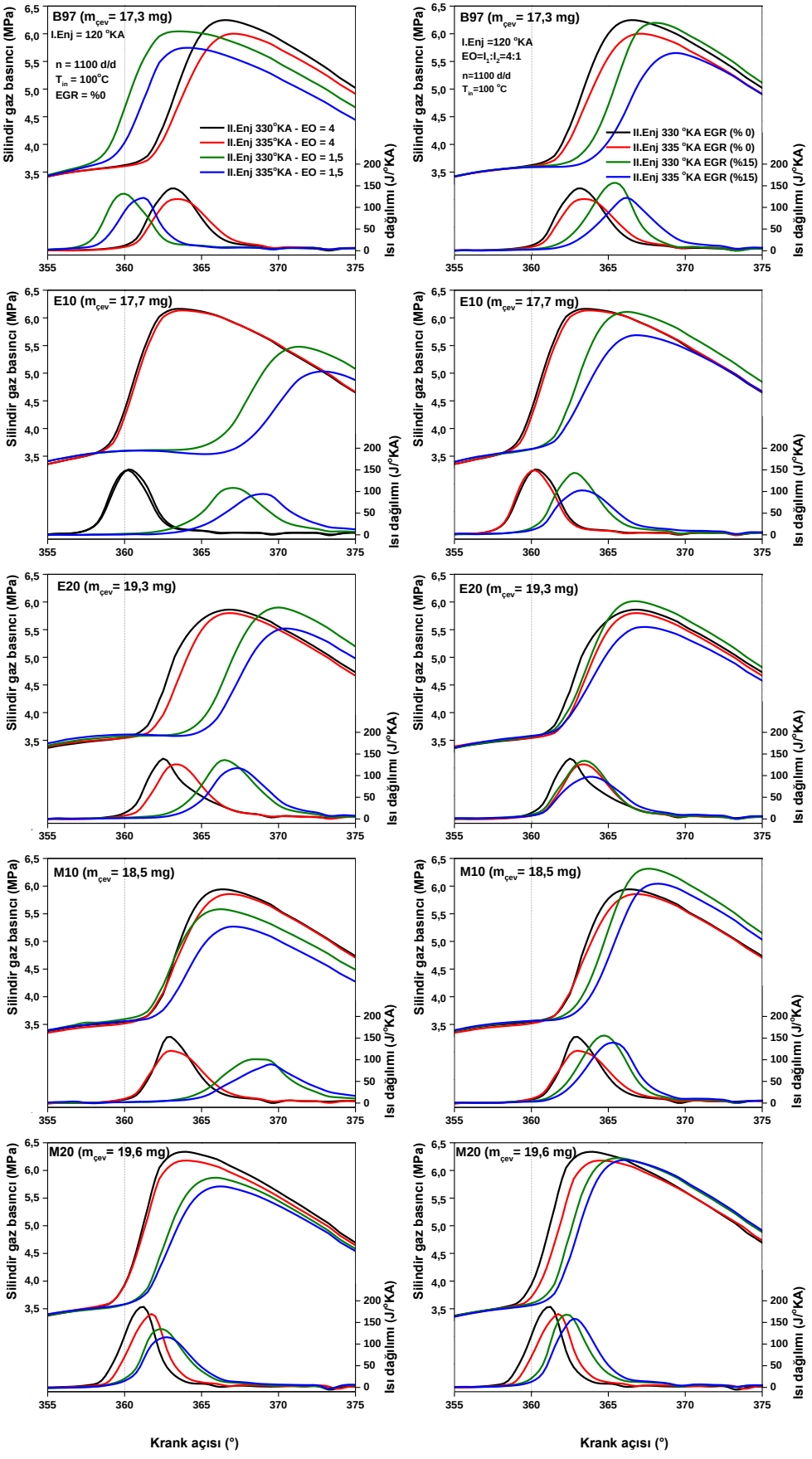
4.3. Enjeksiyon ve EGR Oranın HCCI Yanma Üzerine Etkileri

HCCI yanmanın en büyük dezavantajlarından bir tanesi yüksek yüklerdeki çalışma alanının yeterince genişletilememesidir. Bunun temel nedeni, ısı dağılım oranının hızlı gelişmesiyle MBAO'in artması ve NO_x emisyonlarının yükselmesidir [54]. Literatürde HCCI çalışma alanının genişletilebilmesi amacı ile farklı yanma stratejilerinin uygulanması buji ile ateşleme, DI ve PFI yöntemleri [80-82], emme havasının şartlandırılması [83], iç [31] ve dış EGR uygulamaları [84] ve çift yakıt sistemli çalışmalar [48, 70] yapılmıştır. Yukarıda ifade edildiği gibi bu çalışmada, I. ve II. enjeksiyon zamanın çalışma alanının genişletilebilmesindeki etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının çalışma alanının B97'ye göre daha küçük olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle alkol-benzin karışımları ile elde edilen çalışma alanının genişletilebilmesi için EO değiştirilmiş ve EGR uygulanmıştır. EO ve EGR'nin etkisinin

incelenebilmesi için maksimum IMEP değerlerinin elde edildiği noktalar referans alınmıştır. İki farklı EO değeri kullanılmış ve HCCI yanma üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi, EO ve EGR'nin silindir gaz basıncı ve ısı dağılım oranı üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. II. enjeksiyon zamanında yapılan enjeksiyon oranının arttırılmasıyla (%20'den %40'a çıkarılmasıyla) B97 için yanmanın daha erken başladığı, silindir gaz basıncının düştüğü ve CA_{Pmaks} değerlerinin daha erken KA'larda gerçekleştiği görülmüştür. Bununla birlikte, alkol-benzin karışımlarının kullanıldığı zaman II. enjeksiyon zamanındaki enjeksiyon oranın arttırılmasıyla yanma başlangıcının geciktiği, silindir gaz basıncının düştüğü ve CA_{Pmaks} daha geç KA'larında gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Burada en önemli faktör alkol-benzin karışımlarının buharlaşma gizli ısısının B97'ye göre daha yüksek olmasıdır. Bu durumun, yanma başlangıcının gecikmesine neden olduğu düşünülmektedir. Her iki enjeksiyon oranında da tüm test yakıtları için II. enjeksiyon zamanındaki değişimin yanma başlangıcının kontrolünde etkili olduğu görülmüştür. Bu durum, II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma başlangıcı üzerindeki etkisini belirgin bir şekilde ortaya koymaktadır.

Şekil 4.9'da, özellikle alkol-benzin karışımları kullanıldığında EO'nun 4'den 1,5'e düşmesiyle (II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının artması) maksimum ısı dağılımının düştüğü görülmektedir. Enjeksiyon oranının düşmesiyle II. enjeksiyon zamanında oluşan bölgesel zengin karışım B97 kullanımına göre daha erken tutuşmaya neden olmuştur. Alkol-benzin karışımlarında ise enjeksiyon oranının düşmesi ile yanma başlangıcı gecikmiş ve maksimum ısı dağılımı her iki enjeksiyon zamanında da azalmıştır. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi, EO'nun düşmesi ile E20 ve M20'nin maksimum ısı dağılımı değerleri E10 ve M10'a göre daha yüksek çıktığı belirlenmiştir. Bu sonuca neden olarak, karışımdaki etanol ve metanol oranlarındaki artışın dolayısıyla oksijen içeriğindeki artışın, E20 ve M20 yakıtlarının daha hızlı oksitlenmesi ve ani yanma fazının gelişmesi gösterilebilir.

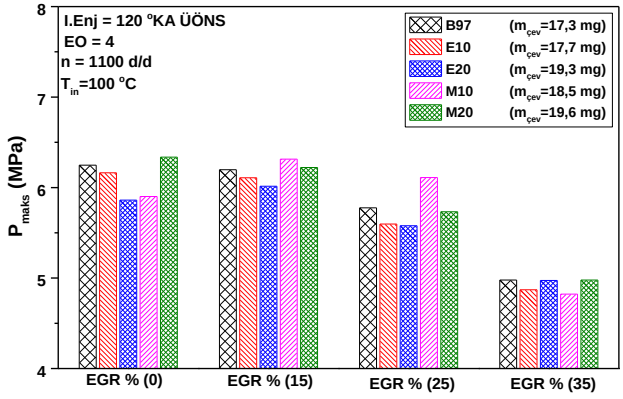
Şekil 4.9'da görüldüğü gibi, %15 EGR uygulanarak EGR'li ve EGR'siz çalışmanın HCCI yanma üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Şekil 4.9'da EGR'nin silindir gaz basıncı ve ısı dağılım oranı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. EGR uygulanmasıyla yanma başlangıcının tüm test yakıtlarında bir miktar geciktiği



Şekil 4.9. EO ve EGR'nin silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi

ve 335 °KA zamanında uygulanan EGR'nin B97 ve etanol-benzin karışımlarında silindir gaz basıncı ve ısı dağılımını bir miktar düşürdüğü görülmüştür.

Daha yüksek oranlarda EGR uygulamasının Şekil 4.10'da görüldüğü üzere özellikle %35 EGR uygulamasının silindir gaz basıncını önmeli şekilde düşürdüğü tespit edilmiştir. Bu yüzden bu çalışmada, EGR oranı %15 olarak belirlenmiştir. Dış EGR uygulaması yanma süreci ve emisyonları üç farklı şekilde etkilemektedir [59]. Bunlar seyreltme, ısı kapasitesi ve kimyasal etkisidir. Seyreltme etkisi oksijen konsantrasyonunun azalmasına, emme havası içerisine karışan yanma ürünlerinin ortamdan ısı çekerek silindir içi sıcaklığı düşürmesine ve yanma ürünlerinin (örneğin; CO_2, NO ve H_2O) oksitlenme sürecini etkileyerek yanma reaksiyonunun gelişimini engellemesine neden olur. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi, B97 ve E10 test yakıtlarının diğer test yakıtlarına göre EGR'den daha fazla etkilendiği görülmüştür. EGR uygulamasıyla oksijen konsantrasyonunun azalması ve yanma ürünlerinin kimyasal etkileşimlerinden dolayı yanma reaksiyonunu yavaşlatması bu duruma neden olmuştur. Burada özellikle Şekil 4.9'da görüldüğü gibi bütün test yakıtlarında EGR'nin kimyasal etkisi, yanma başlangıcının gecikmesine, CA_{Pmaks} daha geç KA'larda gerçekleşmesine ve yanma reaksiyonun yavaşlamasına sağlamıştır.



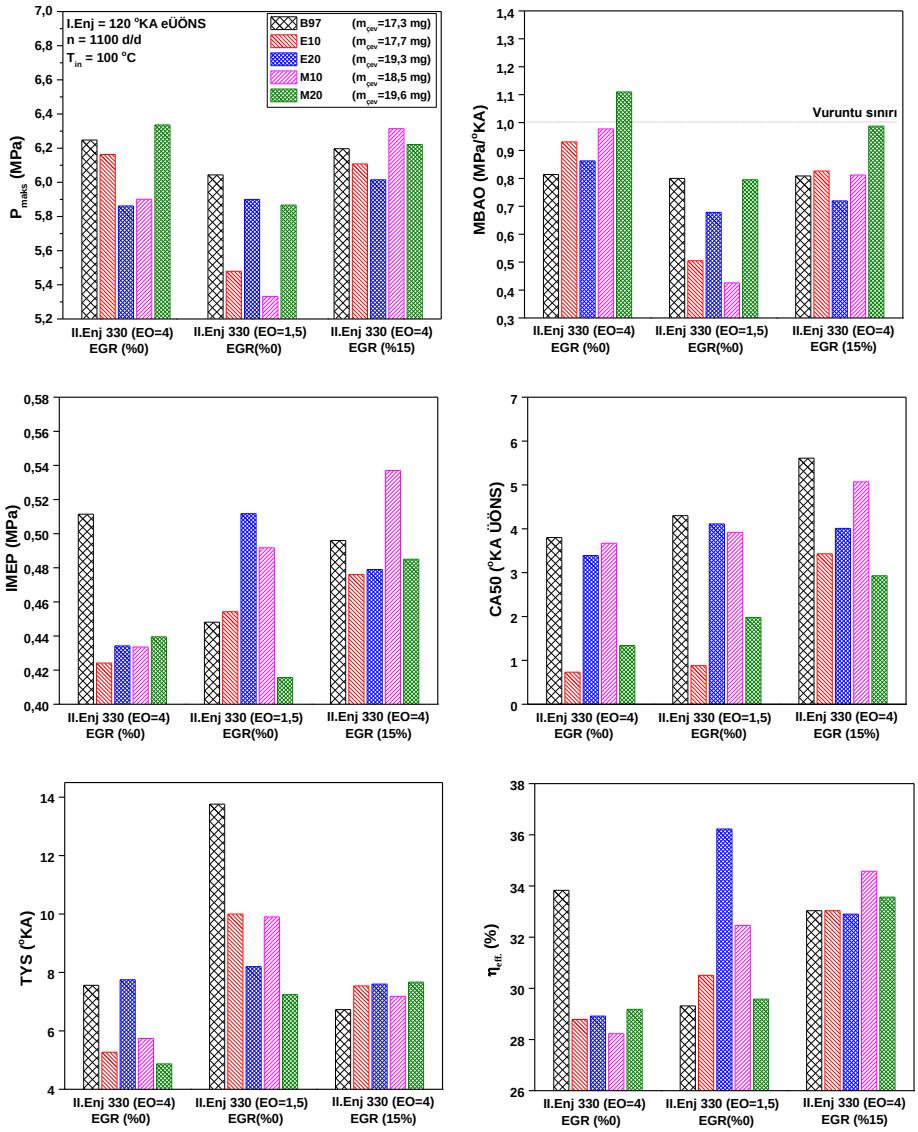
Şekil 4.10. EGR oranına bağlı P_{maks} değişimi

Şekil 4.11'de 330 °KA II. enjeksiyon zamanında EO ve EGR'nin yanma ve performans karakteristikleri üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. EO'nun azalmasıyla tüm test yakıtlarının P_{maks} değerleri azalmıştır. EGR uygulanması ile M10 ve E20'nin P_{maks} değerleri bir miktar artarken, B97, E10 ve M20 için azalmıştır. Şekil 4.11'de tüm test yakıtları için EO ve EGR'nin MBAO üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Alkol-benzin karışımlarının kullanımı ile elde edilen MBAO değerleri EO=4 ve

EGR'siz durumda vuruntu sınırına oldukça yakın çıkmıştır. MBAO değerlerinin yüksek seviyelerde olması yanma verimini de olumsuz yönde etkileyebilmektedir. Şekil 4.11'de görüldüğü gibi, aynı enerji girişi şartlarında EO'nun 4'den 1,5'e düşmesiyle alkol-benzin karışımlarının MBAO değerleri düşmüştür. Bunun nedeni olarak, EO'nun düşmesiyle, yani II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının arttırılmasıyla, alkol-benzin karışımlarının yüksek buharlaşma gizli ısılarından dolayı ortamdan daha fazla ısı çekerek ani yanma fazının gelişimini yavaşlatmasıdır. EGR uygulaması özellikle alkol-benzin karışımlarının MBAO değerlerinin bir miktar daha düşmesine neden olmuştur. EGR uygulamasıyla yanma ürünlerinin kimyasal etkisinin ani yanma fazının gelişimini yavaşlatmıştır. Bu durum EGR uygulamasının Şekil 4.11'de görüldüğü gibi alkol-benzin karışımlarında MBAO değerinin düşmesinde önemli rol oynamıştır.

EO ve EGR'nin IMEP üzerindeki etkileri tüm test yakıtları için Şekil 4.11'de karşılaştırılmıştır. Alkol-benzin karışımları ile II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile ulaşılan maksimum IMEP değerleri EO ve EGR uygulaması ile arttırılmış ve yüksek eşdeğerlik oranında HCCI çalışma alanı genişletilmiştir. EO'nun düşmesi ile maksimum IMEP değerleri incelendiğinde, B97'de %12 düşme; E10'da %7; E20'de %18; M10'da %13 artış elde edilirken M20'de ise %5 düşmenin görüldüğü, aynı zamanda M20 kabul edilebilir çalışma alanı içerisine girdiği tespit edilmiştir. Bunun nedeni olarak, EO'nun düşmesiyle II. enjeksiyonda püskürtülen B97'nin erken tutuşması ve CA_{Pmaks} erken KA'larda oluşması sonucu yapılan negatif işin artması gösterilebilir. M20 test yakıtında ise EO'nun düşmesiyle II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarı artmıştır. Püskürtülen yakıt buharlaşabilmek için ortamdan daha fazla ısı çekmiş bu da silindir gaz basıncının ve IMEP değerinin azalmasına neden olmuştur. EO'nın düşmesiyle E20 ile maksimum IMEP değeri elde edilmiş ve M10 ve E10 test yakıtlarının kullanımı ile IMEP değerleri önemli bir şekilde artmıştır. EO'nun düşük olduğu çalışma şartlarında karışımdaki etanol oranın artışı ile eşdeğerlik oranının artması IMEP'in artmasına katkı sağlamıştır. Aynı zamanda metanol oranının artışı ile eşdeğerlik oranın artması oksitlenme hızını arttırarak M20'nin MBAO'nın M10 göre daha yüksek seviyelere çıkmasına ve bu durumun M20'nin IMEP değerin M10'a göre daha düşük elde edilmesine neden olduğu Şekil 4.11'da açıkça görülmektedir. EGR'li ve EGR'siz test sonuçları

karşılaştırıldığında, EGR kullanımı ile alkol-benzin karışımlarının IMEP değerlerinde artış sağlanmıştır. EGR uygulanması ile maksimum IMEP değerlerinde, B97 için %3 düşme; E10 için %12; E20 için %10; M10 için %24 ve M20 için %10,5 seviyelerinde bir artış sağlanmıştır. Bu duruma en büyük neden olarak alkol-benzin karışımlarının MBAO değerlerinin EGR kullanımı ile düşmesi ve yanma veriminin iyileşmesi gösterilebilir.



Şekil 4.11. EO ve EGR'nin yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkisi

Metanol-benzin karışımları ve EGR'nin bir arada kullanılması ile etanol-benzin karışımları kıyasla daha yüksek IMEP değerlerine ulaşılmıştır. Bu sonucun ortaya çıkmasında metanolün oksijen içeriğinin etanolden fazla olması etkili olmuştur (bkz.

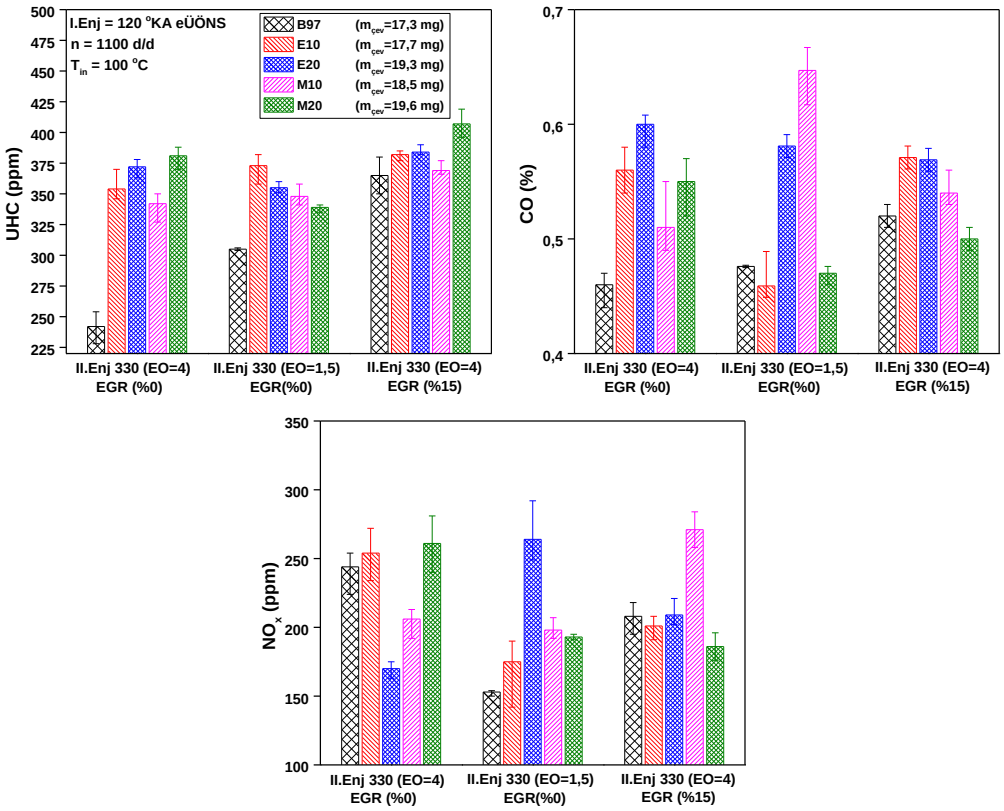
Tablo 3.5) EGR'li çalışma şartlarında karışımdaki etanol oranının artışı ile IMEP kısmen artarken metanol oranın artışı ile IMEP de önemli derecede düşme görülmüştür.

Şekil 4.11'de EO ve EGR uygulamasının CA50 değerleri üzerindeki etkisi verilmiştir. CA50 değerleri, tüm test yakıtlarında EO'nun düşmesi ve EGR'nin uygulaması ile ÜÖN'dan bir miktar daha uzaklaşmıştır. EO'nun düşmesiyle II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının ortamdan çektiği ısının artması, silindir içi basıncın düşmesine ve reaksiyon hızının gelişimine engel olmuştur. Bu nedenle CA50 değerleri daha geç KA'larda oluşmuştur. EGR uygulanmasıyla kimyasal reaksiyon hızı azalmış ve CA50 değerleri daha geç KA'larda elde edilmiştir. Tüm test yakıtları için EO ve EGR'nin TYS üzerindeki etkileri Şekil 4.11'de görülmektedir. PO'nun artmasıyla tüm test yakıtlarının TYS değerleri bir miktar artmıştır. EGR'li çalışma şartlarında TYS, EGR'siz çalışma şartlarına göre artmıştır. EGR uygulaması ile yanma ürünlerinin emme havasına karışması ve silindir içerisindeki kimyasal reaksiyon hızını düşürmesi sonucu TYS artmıştır.

Şekil 4.11'de EO ve EGR'nin efektif verim üzerine etkisi verilmiştir. EO'nun düşmesi, EGR uygulaması ve alkol-benzin karışımlarının kullanımı ile efektif verim artmıştır. EO'nun düşmesi ile maksimum efektif verim değerleri incelendiğinde, B97'de %13,5 düşme; E10'da %6; E20'de %25; M10'da %15 ve M20'de ise %1,3 artışın olduğu tespit edilmiştir. EO'nun düşmesiyle maksimum efektif verim E20 test yakıtı ile elde edilmiş ve bu duruma II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının dolayısıyla oksijen içeriğinin artması katkı sağlamıştır. Karışımdaki metanol oranının artışı MBAO'nın artmasına ve bu artışın yanmayı bir miktar olumsuz etkileyerek efektif verimin azalmasına neden olduğu düşünülmektedir. EGR'li ve EGR'siz şartlar karşılaştırıldığında EGR kullanımı ile B97 için efektif verimde çok az bir düşme olur iken alkol-benzin karışımlarında efektif verimde önemli oranda artış görülmüştür. EGR uygulanması ile maksimum efektif verim değerlerinde, B97 için %2,5 düşme; E10 için %15; E20 için %14; M10 için %22 ve M20 için %15 seviyelerinde bir artış sağlanmıştır. Bu duruma neden olarak alkol-benzin karışımlarında oksijen içeriğinin B97'ye göre yüksek olması yanmanın iyileşmesine katkı sağlaması gösterilebilir. EGR'li çalışma şartlarında maksimum efektif verim M10 kullanımı ile elde edilmiştir. Özellikle alkol-benzin karışımlarında EGR

uygulaması sonucunda düşen MBAO değerleri yanma veriminin iyileşmesine ve efektif verimin artmasına katkı sağlamıştır.

Şekil 4.12'de EO ve EGR uygulamasının yanmamış HC, CO ve NO_x emisyonları üzerine etkisi gösterilmiş ve maksimum ve minimum noktalar belirtilmiştir. EO'nun düşmesiyle, alkol-benzin karışımlarında etanol ve metanol oranının artışıyla, yanmamış HC emisyonunda bir miktar azalma gözükürken B97 kullanımı ile yanmamış HC emisyonları artmıştır. EO'nun düşmesi sonucu II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının daha fazla olması, B97 kullanımı ile IMEP'in düşmesine neden olmuş ve yanma verimini olumsuz yönde etkilemiştir. Bu durum yanmamış HC emisyonlarının yükselmesine neden olmuştur. EGR kullanımında ise yanmamış HC emisyonları artmıştır. EGR uygulaması ile emme havası içerisine karışan yanmamış hidrokarbonların ve yanma reaksiyonunun yavaşlaması sonucu azalan oksidasyonun, yanmamış HC emisyonlarının artmasında etkili olduğu düşünülmektedir.



Şekil 4.12. EO ve EGR'nin emisyonlar üzerine etkisi

Şekil 4.12'de görüldüğü üzere, EO'nun azalması ve B97 kullanımı ile CO emisyonları bir miktar artmıştır. EO'nun düşmesiyle E20 ve M10 test yakıtının CO emisyonları artarken, E10 ve M20 test yakıtının CO emisyonları düşmüştür. Burada E10 test yakıtı için laminer alev hızının yüksek olması ve M20 için oksijen içeriğinin fazla olması CO emisyonlarının azalmasına katkı sağlamıştır. Bununla birlikte, E20 ve M10 test yakıtlarında EO'nun düşmesiyle II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının artışı buharlaşmayı azalttığından dolayı CO emisyonlarının artmasına neden olmuş olabilir. B97, E10 ve M10 için EGR kullanımı ile CO emisyonları çok fazla artış göstermiş, E20 ve M20'de ise CO emisyonları bir miktar azalmıştır.

Şekil 4.12'de EO'nun değişimi ve EGR kullanımının NO_x emisyonları üzerine etkisi verilmiştir. EO'nun artışıyla E20 test yakıtı hariç diğer test yakıtlarının NO_x emisyonu düşmüştür. EO'nun azalmasıyla II. Enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının artmasından dolayı, buharlaşmak için ortamdan çekilen ısının artması silindir içi basıncının düşmesine neden olmuştur. Bu durum, NO_x emisyonlarının azalmasını sağlamıştır. EGR uygulaması ile E20 ve M10 hariç diğer test yakıtlarında NO_x emisyonu azalmıştır. Silindir gaz basıncının E20 ve M10 test yakıtlarında kısmen artması NO_x emisyonlarının bir miktar artmasına neden olmuştur. B97, E10 ve M20 test yakıtlarında EGR uygulaması ile NO_x emisyonları bir miktar düşmüştür. Bu test yakıtlarında EGR'nin uygulanmasıyla ani yanma fazının kısalması ve bölgesel yanma sonu sıcaklıklarının azalmasına katkı sağlaması NO_x emisyonlarının bir miktar düşmesine katkı sağlamıştır.

4.4. Emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanma üzerine etkileri

Bilindiği gibi HCCI çalışma alanının çok düşük ve yüksek yüklerde genişletilememesi en büyük handikaplarından bir tanesidir. Çalışma alanının genişletilememesinin en büyük nedeni yanma fazlarının doğrudan yüksek devir ve yük aralığında kontrol edilememesidir. Tutuşma zamanı ve yanma oranı, hava/yakıt/artık gaz karışımın fiziksel ve kimyasal özelliklerine, emme havası sıcaklığına ve basıncına, ortam nemine ve çalışma koşullarına (yük, devir vb.) bağlı olarak değişmektedir [1]. Tutuşma zamanının ve yanma oranının değişmesi, birçok çevrimsel farklılıklara yol açarak yanma, performans ve emisyon parametrelerinin

değişmesine neden olmaktadır. Bu nedenle, düşük ve yüksek yük limitlerinde sınır koşullarının iyi belirlenmesi gerekmektedir. Sınır koşullarının korunabilmesi için bu çalışma kapsamında emme havası giriş sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı ve yakıt sıcaklığı sabit tutularak çevrimsel farklılıkların en aza indirgenmesi önemlidir [51, 67, 68]. Bu bölümde, düşük devirde ve düşük eşdeğerlik oranında tutuşma zamanının kontrol edilebilmesi için II. enjeksiyon zamanı ve emme havası giriş sıcaklığı değişiminin yanma, performans ve emisyon parametreleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bunun için I. enjeksiyon zamanı 120 °KA ÜÖNS ve EO=4 sabit tutulmuş testler 700 d/d sabit devirde gerçekleştirilmiştir. Düşük eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyon zamanın etkisi incelenmiş ve maksimum basıncın elde edildiği II. enjeksiyon zamanlarında emme havası sıcaklığının etkisi araştırılmıştır.

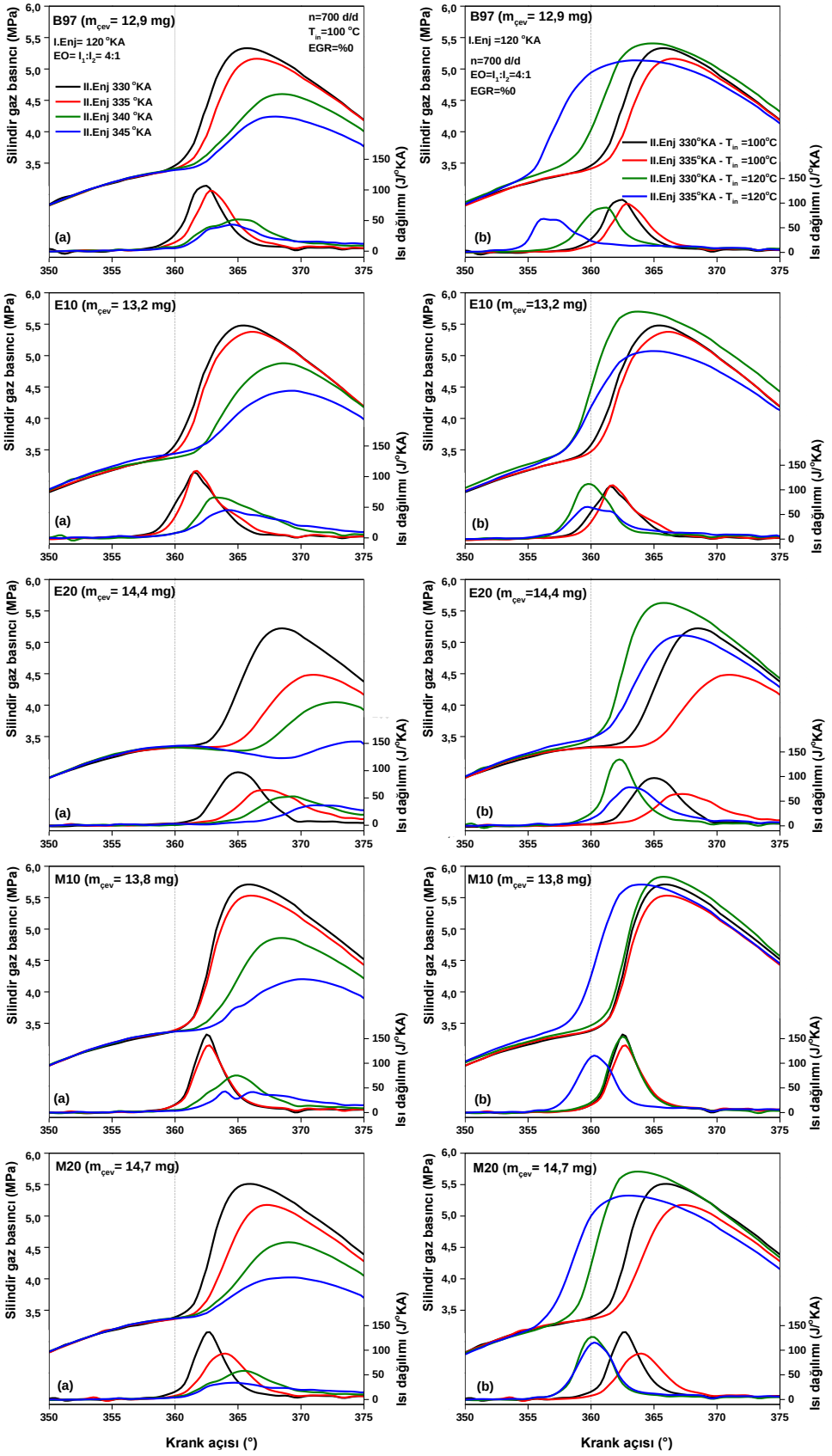
Şekil 4.13'da II. enjeksiyon zamanı ve emme havası giriş sıcaklığının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerindeki etkisi verilmiştir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı düşmüştür. En yüksek silindir gaz basıncı değerleri tüm test yakıtları için 330 ve 335 °KA II. enjeksiyon zamanında Şekil 4.13(a) görüldüğü gibi elde edilmiştir. Bu noktalar referans alınarak, Şekil 4.13(b)'de gösterilen emme havası sıcaklığı 120 °C'ye çıkarılarak elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Emme havası sıcaklığının artışı ile yanma daha erken °KA'larda gerçekleşmiştir. Fakat, emme havası sıcaklığının arttırılması ve II. enjeksiyonun 335 °KA yapılmasıyla (sÜÖN'ya yaklaşmasıyla) yanma E20 test yakıtı hariç daha erken °KA'larda başlamıştır. 100 °C olan emme havası giriş sıcaklığı 120 °C'ye çıkartıldığında sıkıştırma zamanı sonunda silindir içi sıcaklığı daha da yükselmiş olacaktır. II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yakın (335 °KA ÜÖNS) KA'da yapılması ile yakıt daha sıcak bir ortama püskürtüldüğünden, yanmanın Şekil 4.13(b)'de görüldüğü gibi daha erken KA'da başlamasına neden olmuştur.

P_{maks}, CA_{Pmaks}, CA5 ve TYS'nin II. enjeksiyon zamanı ile değişimi Şekil 4.14 (a)'da, emme havası sıcaklığının etkisi ise Şekil 4.14 (b)'de verilmiştir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla Şekil 4.14 (a)'da görüldüğü gibi P_{maks} düşmüştür. En yüksek silindir gaz basınçları E10 ve M10 test yakıtı ile en düşük P_{maks} ise E20 test yakıtı ile elde edilmiştir. Karışımdaki alkol oranının artması P_{maks} değerini düşürmektedir. Şekil 4.14(b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının arttırılması ve II. enjeksiyonun 330 °KA alınması (sÜÖN'dan daha uzak) ile tüm test yakıtları

için P_{maks} değeri artmıştır. II. enjeksiyonun 335 °KA'da yapılması ile B97 ve E10 hariç, diğer test yakıtlarının P_{maks} değerinin bir miktar yükseldiği Şekil 4.14'de görülmektedir. B97 ve E10 kullanımı ile P_{maks} değerlerinin düşmesine neden olarak, 335 °KA'da yapılan II. enjeksiyon ile püskürtülen yakıtın buharlaşabilmesi için ortamdan çektiği ısının yüksek olması ve silindir içi sıcaklığın düşmesi gösterilebilir.

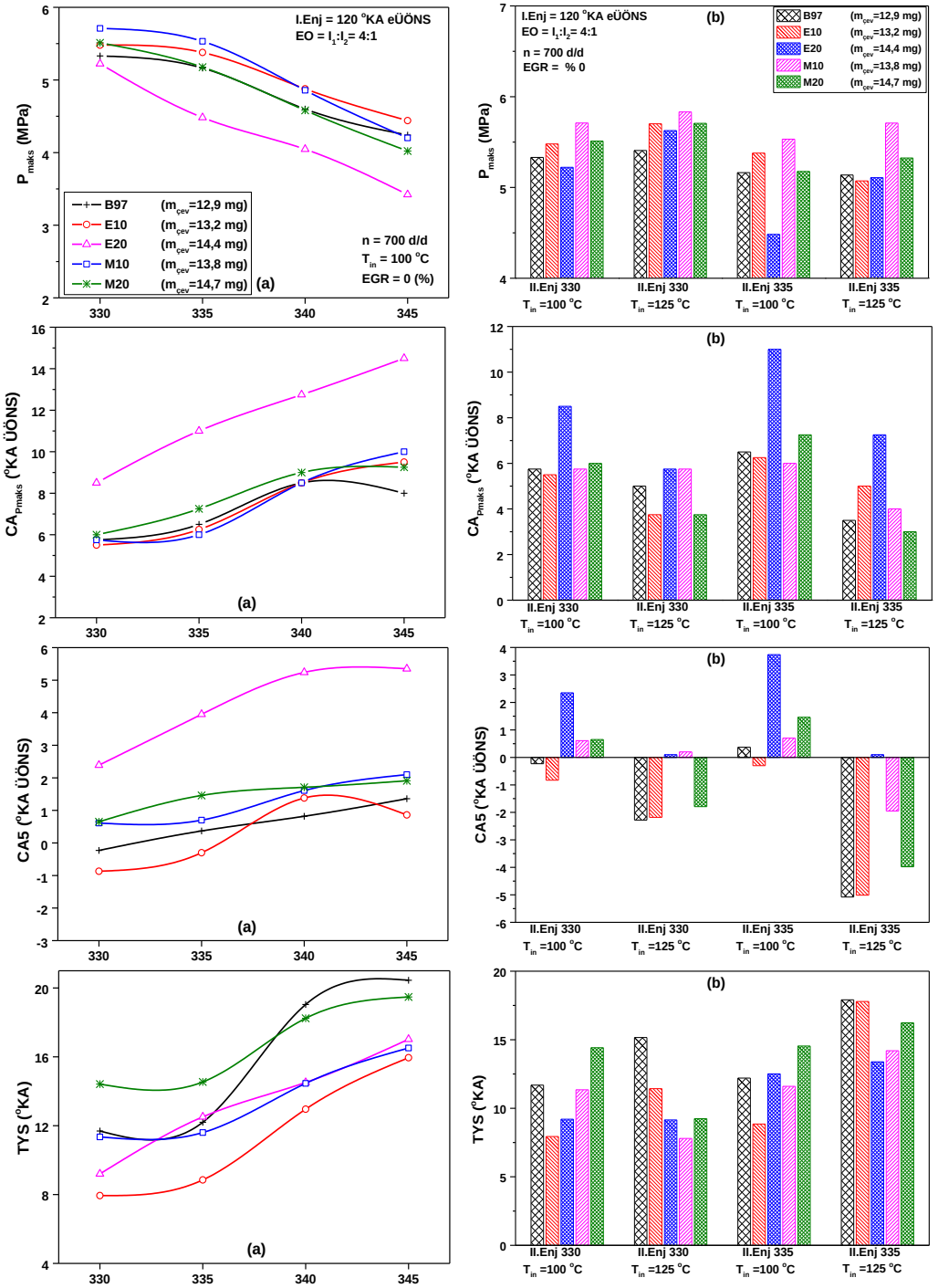
Şekil 4.14(a) II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla CA_{Pmaks} sÜÖN'dan uzaklaştığını göstermektedir. Emme havası sıcaklığının arttırılması ile Şekil 4.14 (b)'de görüldüğü gibi CA_{Pmaks} daha erken KA'larda gerçekleşmiştir. Karışımdaki etanol oranın artışıyla CA_{Pmaks} daha geç KA'larda oluşmuştur. Aynı enerji girişinin sağlanabilmesi için püskürtülen yakıt miktarının yüksek olması ve gizli buharlaşma ısısının B97'ye göre yüksek olması E20 test yakıtının CA_{Pmaks} daha geç KA'larında oluşmasına neden olmuştur.

Şekil 4.14 (a)'da görüldüğü gibi, II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla CA5 sÜÖN'dan uzaklaşmaktadır. E20 test yakıtı içi yanma başlangıcı diğer yakıtlara göre daha geç gerçekleşmiştir. Metanol-benzin karışımlarında B97'ye göre daha geç KA'larda yanmanın başladığı tespit edilmiştir. Metanolün buharlaşma gizli ısısının B97'den yüksek olması bu sonucun ortaya çıkmasını sağlamıştır. Emme havası sıcaklığının artması ile CA5 tüm test yakıtlarında Şekil 4.14 (b)'de görüldüğü gibi daha erken KA'larda gerçekleşmiştir. sÜÖN'ya daha yakın yapılan II. enjeksiyon 335 °KA ile 330 °KA zamanlarında ve 120 °C emme havası sıcaklığında CA5 değerleri E20 test yakıtı hariç diğer test yakıtlarında daha erken KA'larda gerçekleşmiştir. E20 test yakıtı ile aynı enerji girişinin sisteme sürülebilmesi için püskürtülen yakıt miktarının artması ile buharlaşma gizli ısının artması silindir içi basınç ve sıcaklığın düşmesine neden olmuş, laminer alev hızının gelişimini engellemiştir. Bilindiği gibi, bu çalışmada kademeli enjeksiyon yöntemi kullanılmıştır. Literatürdeki model çalışmalarından elde edilen sonuçlara göre çift enjeksiyon tekniği uygulandığında öncelikle II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıtın tutuştuğu belirlenmiştir [39]. Bu nedenle II. enjeksiyonu (sÜÖN'ya daha yakın) 335 °KA'da yapıldığında silindir içerisindeki sıcaklık 330 °KA ile karşılaştırıldığında daha yüksektir. Bu durum II. enjeksiyonda püskürtülen yakıtın daha çabuk tutuşma sıcaklığına ulaşmasını sağlamıştır.



Şekil 4.13. II. enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi

II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yakın seçilmesi (335 °KA) yanmanın daha erken gerçekleşmesine neden olmuştur. Test sonuçlarına bakıldığında, E20 bu duruma ters bir karakter sergilemektedir. Bunun nedeni olarak E20'nin buharlaşma gizli ısısının ortamdan çok fazla ısı çekmesi ve silindir içi sıcaklığı düşürmesi olarak gösterilebilir.



Şekil 4.14. II. enjeksiyon zamanı ve T_{in}'in yanma karakteristikleri üzerine etkisi

Şekil 4.14 (a)'da gösterildiği gibi, TYS II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla artmıştır. En yüksek yanma süresi genellikle B97 ile elde edilirken, alkol-benzin karışımlarının TYS değerleri daha kısa olduğu görülmüştür. Alkol-benzin karışımlarındaki oksijen içeriği reaksiyon hızını arttırarak yanma süresinin kısalmasına katkı sağlamıştır. Şekil 4.14 (a)'da görüldüğü gibi karışımdaki etanol ve metanol içeriğinin artması ile silindir gaz basıncının ve buna paralel olarak silindir içi sıcaklığın azalması, oksidasyon hızını yavaşlattığından TYS'nin bir miktar artmasına neden olmuştur. Şekil 4.14 (b)'de emme havası sıcaklığının artması ve II. enjeksiyon 330 °KA yapılması ile B97 ve E10'un yanma süresi bir miktar artarken, E20, M10 ve M20 test yakıtlarının TYS'si kısalmıştır. Emme havası sıcaklığının artışı ve E20, M10 ve M20 test yakıtlarının oksijen içeriğinin yüksek olması bu yakıtlar için TYS'nin kısalmasına katkı sağlamıştır. II. enjeksiyonun sÜÖN'ya daha yakın 335 °KA'da yapılması ve emme havası sıcaklığının artması TYS'ni artmıştır. Çünkü silindir içi sıcaklığın artması oksitlenen yakıt miktarının artmasına ve art yanma süresinin uzamasına katkı sağlamıştır.

Şekil 4.15'de MBAO, IMEP, COV_{IMEP}, CA50 ve efektif verimin II. enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığına bağlı olarak değişimi incelenmiştir. Tüm test yakıtları için MBAO değerleri II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla azalmıştır. Bunun en büyük nedeni olarak buharlaşma gizli ısısının ortamdan ısı çekerek silindir içi basıncın düşmesine ve oksidasyonun azalmasına neden olması gösterilebilir. MBAO Şekil 4.15(a)'da görüldüğü üzere özellikle E10 ve M20 test yakıtlarının MBAO değerleri B97'ye göre daha yüksektir. E10 ve M10 test yakıtlarının B97'ye göre oksijen içeriğinin fazla olması reaksiyon hızının artmasına katkı sağlamıştır. Karışımda etanol ve metanol içeriğinin artması ile MBAO düşmüş ve en düşük MBAO değerleri E20 test yakıtı ile elde edilmiştir. Burada buharlaşma gizli ısısının laminer alev hızını engelleyerek ani yanma fazının gelişimine engel olduğu söylenebilir [76]. Şekil 4.15(b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının arttırılması ile en düşük seviyede MBAO değerlerine sahip E20 test yakıtında MBAO değerlerinin arttığı görülmektedir. Emme havası sıcaklığının artışı ile E20 test yakıtında buharlaşma daha iyi gerçekleşmiş ve MBAO değerleri artmıştır. Sıcaklığın artışı ile E10, M10 ve M20'nin MBAO değerleri kısmen düşmüştür. Buna neden olarak, emme havası sıcaklığının artışı ile buharlaşmanın artması, daha

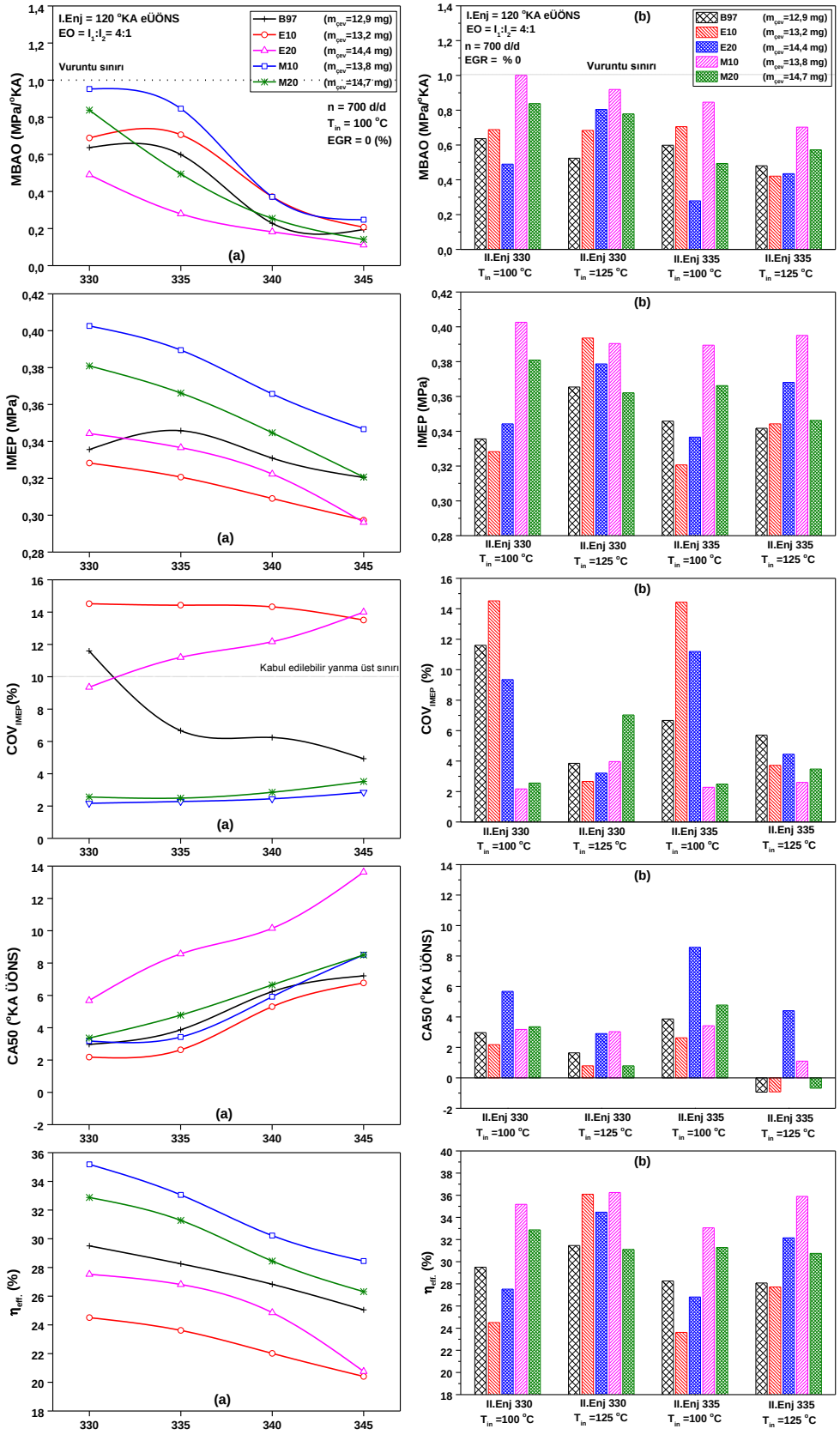
homojen bir karışımın elde edilmesi gösterilebilir. Şekil 4.15(a)'da tüm yakıtlar için II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla IMEP'in düştüğü görülmektedir. Maksimum IMEP M10 test yakıtı ile elde edilmiştir. Özellikle metanol-benzin karışımlarının IMEP değerleri etanol-benzin karışımlarına ve B97'ye göre daha yüksektir. Şekil 4.15(a)'da görüldüğü gibi, karışımdaki metanol içeriğinin artması ve etanol içeriğinin azalması ile IMEP değerleri düşmüştür.

Şekil 4.15 (b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının arttırılması ile etanol-benzin ve B97 için IMEP değerleri artarken M20 kullanımı ile bir miktar düşme gözlemlenmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının 100 °C'den 120 °C'ye yükseltilmesiyle maksimum IMEP değerlerinde, B97 için %9; E10 için %20; E20 için %9 artış gerçekleşirken, M10 için %2 ve M20 için %5 düşme tespit edilmiştir. Bununla birlikte, optimum II. enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığında alkol-benzin karışımlarını kullanarak B97'ye göre daha yüksek IMEP değerlerine ulaşmak mümkün olmuştur.

Şekil 4.15 (a) II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla COV_{IMEP} değerlerinin arttığını göstermektedir. Bununla birlikte, E10 ve E20 test yakıtında COV_{IMEP} kabul edilebilir sınırların (%10) üzerinde elde edilmiştir. Metanol-benzin karışımlarında ise COV_{IMEP} diğer test yakıtlarına göre en düşük değere sahiptir. Bu durumun bir sonucu olarak da maksimum IMEP metanol-benzin karışımları ile elde edilmiştir.

Şekil 4.15 (b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının arttırılması ile özellikle B97 ve etanol-benzin karışımlarının COV_{IMEP} değerleri önemli ölçüde düşerken Şekil 4.15(b) IMEP değerlerin de yükselme olduğu açıkça görülmektedir. Sıcaklığın artışı, buharlaşmanın daha iyi olması, yanma veriminin iyileşmesi ve IMEP'in artmasına katkı sağlamıştır. Şekil 4.15(b)'de aynı enerji girişinin sisteme sürülebilmesi için, M20'de daha fazla yakıtın püskürtülmesi buharlaşma gizli ısının ortamdan daha çok ısı çekmesine ve yanmayı bir miktar olumsuz etkilemesine neden olmuş ve COV_{IMEP} değeri bir miktar artmıştır. Bu artış, kısmen IMEP'in bir miktar azalmasını sağlamıştır.

II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla CA50 sÜÖN'dan uzaklaşmaktadır. E20 kullanımı ile CA50 değerleri diğer test yakıtlarına göre daha uzak KA'larda elde edilmiştir. Bu duruma sebep olarak E20 kullanımı ile elde edilen maksimum silindir



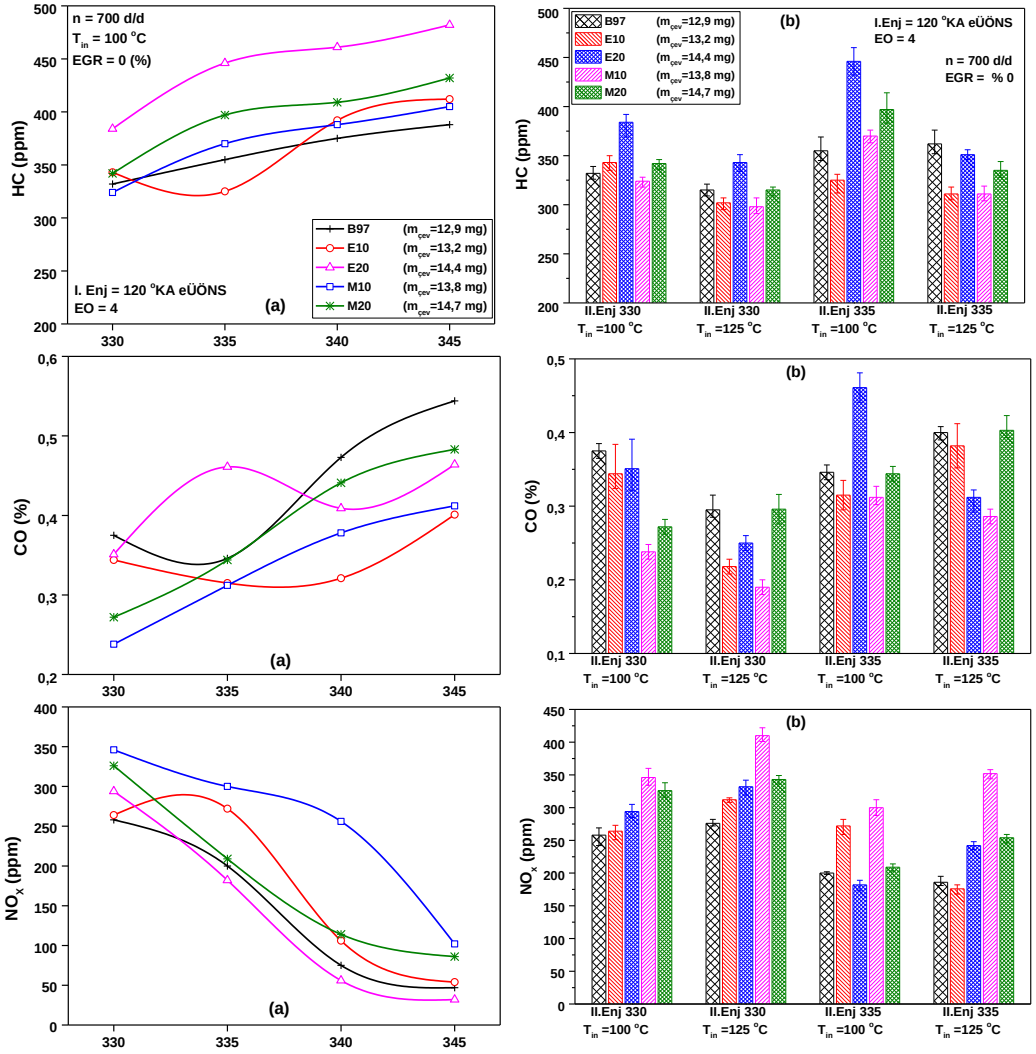
Şekil 4.15. II. enjeksiyon zamanı ve T_{in}'in yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkisi

gaz basıncının en düşük olması gösterilebilir. Karışımdaki metanol ve etanol içeriğinin artması yanma başlangıcının ve CA50'nin daha geç KA'larda oluşmasına neden olmuştur. Emme havası sıcaklığının artışı ile reaksiyon hızının artması CA50'nin daha erken KA'larda gerçekleşmesine neden olduğu Şekil 4.15 (b)'de açıkça görülebilmektedir.

Şekil 4.15 (a)'da görüldüğü gibi 330 °KA II. enjeksiyon zamanında M10 test yakıtı ile maksimum efektif verim elde edilmiştir. Bununla birlikte, metanol-benzin karışımlarının efektif verimi B97'ye ve etanol-benzin karışımlarına göre daha yüksektir. En düşük efektif verim E10 ile elde edilmiştir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla efektif verim düşmektedir. Şekil 4.15 (b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının arttırılması ile B97 ve etanol-benzin karışımları için efektif verim önemli oranda artmıştır. Şekil 4.15 incelendiğinde, optimum II. enjeksiyon zamanı ve emme havası giriş sıcaklığı parametreleri kullanılarak efektif verimin arttırılabildiği tespit edilmiştir. Alkol-benzin karışımları ile daha yüksek efektif verim elde edilmiştir. Karışımdaki metanol içeriğinin arttırılması efektif verimin düşmesine neden olmuştur.

Şekil 4.16'da ise yanmamış HC, CO ve NO_x emisyonlarının II. enjeksiyon zamanına ve emme havası sıcaklığına bağlı olarak değişimleri verilmiş değişimlerin gerçekleştiği maksimum ve minimum noktalar belirtilmiştir. Alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile B97'ye göre daha düşük yanmamış HC emisyonları elde edilmiştir. Tüm yakıtlar için II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla yanmamış HC ve CO emisyonları artar iken NO_x emisyonlarında önemli oranda azalma elde edilmiştir. En yüksek yanmamış HC emisyonları E20 ve M20 test yakıtı ile elde edilmiştir. E20'de özellikle yanma sonu basıncının düşük olması yanmamış HC emisyonlarının artışına neden olmuştur. Aynı zamanda E20 ve M20 kullanımında daha fazla miktarda yakıtın püskürtülmesi sonucu yanmamış HC emisyonları artmıştır. Şekil 4.16(b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının arttırılması ile yanmamış HC emisyonları azalmıştır. Emme havası giriş sıcaklığının arttırılması buharlaşma oranının artması bu durumun ortaya çıkmasında etkili olmuştur.

Şekil 4.16 (a)'da görüldüğü gibi, II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla CO emisyonları artmaktadır. Alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile genellikle B97'ye göre daha düşük değerlerde CO emisyonu elde edilmiştir. Alkol-benzin karışımlarındaki oksijen içeriği bu sonucun oluşmasına katkı sağlamıştır. Karışımdaki etanol ve metanol oranının artışı ile CO emisyonları artmıştır. Şekil 4.16Şekil 4.16 (b)'de görüldüğü üzere, emme havası giriş sıcaklığının artması ve II. enjeksiyonun 330 °KA'da yapılması ile M20 test yakıtı hariç diğer test yakıtlarının CO emisyonlarını azalttığı tespit edilmiştir. Ayrıca, maksimum silindir gaz basıncının CO emisyonları üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.16. II. enjeksiyon zamanı ve T_{in}'in emisyon karakteristikleri üzerine etkisi

Şekil 4.16 (a)'da görüldüğü gibi II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla NO_x emisyonlarının önemli derecede azaldığı belirlenmiştir. II. enjeksiyon 330 °KA'da

iken alkol-benzin karışımlarının NO_x emisyonları B97'ye göre daha yüksek ölçülmüştür. Karışımdaki etanol ve metanol oranının artışı NO_x emisyonlarının azalmasına katkı sağlamıştır. Bu sonucun elde edilmesinde MBAO değerlerinin rolü büyüktür. MBAO oranın yüksek olması yani ani yanma fazının yüksek değerlere çıkması, silindir içi sıcaklığın artmasına dolayısıyla NO_x emisyonlarının artmasına neden olmuştur. Şekil 4.16(b)'de görüldüğü gibi, II. enjeksiyonun 330 °KA'da yapılması ve emme havası giriş sıcaklığının arttırılması ile NO_x emisyonları bir miktar artmıştır. II. enjeksiyonun 335 °KA yapılması ve emme havası sıcaklığının arttırılması durumunda ise, E10 hariç alkol-benzin karışımlarının NO_x emisyonlarının arttığı belirlenmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında çift kademeli DI tekniğinin, farklı oranlarda alkol-benzin karışımlarının, EGR'nin ve emme havası giriş sıcaklığının etkisi yüksek sıkıştırma oranına sahip, DI bir HCCI motorda incelenmiştir. İlk aşamada çift enjeksiyon tekniğinde I. ve II. enjeksiyon zamanın; ikinci aşamada düşük ve yüksek eşdeğerlik oranlarının; üçüncü aşamada enjeksiyon oranı ve EGR'nin; ve son aşamada çok düşük devir ve eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyon zamanının ve emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanma, performans ve emisyon karakteristikleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Her bir aşamada elde edilen başlıca sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Enjeksiyon zamanının HCCI motor üzerindeki etkileri:

B97 kullanıldığında, I. enjeksiyon zamanın silindir gaz basıncı üzerinde önemli bir etkiye sahip olmadığı ve yanma oranlarının hemen hemen aynı olduğu tespit edilmiştir. Yakıt karışımı içerisinde etanol ve metanol içeriğinin artması ve I. enjeksiyonun alt ölü noktaya doğru (130 °KA) ilerlemesiyle silindir gaz basıncının bir miktar düştüğü ve yanma oranının azaldığı tespit edilmiştir.

I. ve II. enjeksiyon zamanlarının silindir gaz basıncı ve yanma başlangıcı üzerindeki etkileri karşılaştırıldığında II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı ve yanma başlangıcı üzerinde daha fazla etkili olduğu görülmüştür. II. enjeksiyon zamanın, yakıt özelliklerinin değişmesine rağmen yanma fazlarının kontrolünde kullanılabilecek önemli bir parametre olduğu ve II. enjeksiyon ile yanma başlangıcının doğrudan ve etkili bir şekilde kontrol edilebildiği tespit edilmiştir.

M20 kullanımı ile maksimum ısı dağılımı yüksek değerlere ulaşmış, karışım içerisinde etanol oranının artışı ile maksimum ısı dağılım değerleri düşmüş ve yanmanın genişleme zamanına doğru kaydığı görülmüştür.

CA_{Pmaks}, I. enjeksiyon zamanı ile çok değişmez iken II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla bütün test yakıtları için sÜÖN'dan uzaklaşmıştır. En erken yanma başlangıcı E10 ve M20 test yakıtlarının kullanılması ile elde edilmiştir. Karışımdaki etanol içeriğinin artması ile TYS artmış, metanol içeriğinin artması ile TYS kısalmıştır.

I. enjeksiyon zamanın alkol-benzin karışımları için önemli bir parametre olduğu tespit edilmiştir. Alkol-benzin karışımlarının MBAO değerleri B97'den daha yüksektir ve M20 kullanımı ile MBAO değerleri kabul edilebilir sınırın (1MPa/KA) üzerinde elde edilmiştir. I. enjeksiyon 100 ve 110 KA yapıldığında alkol-benzin karışımlarının MBAO değerleri, minimum 0,97 MPa/KA ile maksimum 1,35 MPa/KA aralığında bulunmuştur. M20 test yakıtı hariç diğer alkol-benzin karışımları I. enjeksiyonun 120 KA'da yapılmasıyla kabul edilebilir çalışma alanı içerisine girmişlerdir. Kabul edilebilir çalışma alanı içerisinde, karışım içerisindeki etanol oranının artması ile MBAO'nin yaklaşık %7,3 azaldığı, metanol oranın artışı ile MBAO'nin yaklaşık %12 arttığı tespit edilmiştir.

I. ve II. enjeksiyon zamanı değişimlerinin MBAO üzerindeki etkisi karşılaştırıldığında II. enjeksiyon zamanının daha büyük bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile MPPR'nin artışı engellenerek HCCI'da yüksek yük limitlerinin genişletilebileceği tespit edilmiştir.

I. enjeksiyon zamanı değişimlerinden IMEP çok fazla etkilenmemiştir. Fakat II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla IMEP azalmış, özellikle B97 yakıtının IMEP değerlerinde alkol-benzin karışımlarına göre keskin bir düşüş gerçekleşmiştir.

I. ve II. enjeksiyon zamanının CA50 üzerindeki etkisi karşılaştırıldığında II. enjeksiyon zamanı ile CA50'nin doğrudan kontrol edilebildiği tespit edilmiştir. CA50'nin efektif verim sonuçları ile ilişkisi göz önüne alındığında bu sonuç, özellikle HCCI yanmanın dinamik kontrolü üzerinde çalışacaklar için II. enjeksiyon zamanı önemli bir kontrol parametresi olarak kullanılabilir. Alkol-benzin karışımlarının CA50 değerleri daha erken krank açılarında gerçekleşmiş ve karışımdaki etanol içeriğinin artması CA50'nin daha geç KA'larında oluşmasına, metanol içeriğinin artışı ise CA50'nin daha erken KA'larda oluşmasına neden olmuştur.

I. ve II. enjeksiyon zamanı değişimlerinin efektif verim üzerindeki etkisi karşılaştırıldığında II. enjeksiyon zamanının etkisi oldukça yüksektir. II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla efektif verim azalmış, özellikle B97 yakıtının efektif verim değerlerinde alkol-benzin karışımlarına göre keskin bir düşüş gerçekleşmiştir. Karışımda etanol ve metanol içeriğinin artması ile efektif verim bir miktar artış göstermiştir.

I. enjeksiyon zamanının değişiminin emisyonlar üzerinde kayda değer bir etkisine rastlanmamıştır. Sadece alkol-benzin karışımlarında çok az farklılıklar 130 °KA I. enjeksiyon zamanında görülmüştür. Bu enjeksiyon zamanında NO_x emisyonları hemen hemen hiç değişmez iken, yanmamış HC ve CO emisyonları düşük seviyelerde artmıştır. Alkol-benzin karışımlarının kullanılmasıyla yanmamış HC ve CO emisyonları B97'ye göre daha yüksektir. IMEP ve efektif verimde düşme yaşanmadan ve ayrıca yanmamış HC emisyonlarında önemli bir artış gerçekleşmeden, NOx emisyonları yüksek oranlarda düşürülebilmiştir.

Eşdeğerlik oranının HCCI yanma üzerindeki etkileri:

Yüksek eşdeğerlik oranlarında silindir gaz basınçları ve maksimum ısı dağılım oranları düşük eşdeğerlik oranlarına göre daha yüksektir. Yanma alkol-benzin karışımları için yüksek eşdeğerlik oranlarında daha erken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise B97'ye göre daha geç başlamıştır. Karışımdaki etanol oranın artışı düşük ve yüksek eşdeğerlik oranlarında yanma fazlarının sÜÖN'dan daha çok uzaklaşmasına ve maksimum ısı dağılım oranının düşmesine neden olmuştur. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında metanol oranının artışıyla yanma fazları daha erken gerçekleşmiştir. Yanma fazlarının, yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyon zamanı ile doğrudan kontrol edilebildiği tespit edilmiştir.

Yüksek ve düşük eşderlik oranlarında karışımdaki etanol miktarının artışı ile P_{maks} azalırken, metanol oranının artışıyla P_{maks} artmıştır. B97'nin CA_{Pmaks} noktaları yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarına göre daha geç, düşük eşdeğerlik oranlarında ise daha erken oluşmuştur.

Yüksek eşdeğerlik oranlarında, alkol-benzin karışımlarında yanma B97'ye göre daha erken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise daha geç başlamıştır. Karışımda etanol

içeriğinin artması ile yanma başlangıcı gecikirken, metanol içeriğinin artışı ile daha erken gerçekleşmiştir.

Alkol-benzin karışımlarının TYS, yüksek eşdeğerlik oranlarında B97'ye göre daha kısa, düşük eşdeğerlik oranlarında ise daha uzundur. Karışımdaki etanol oranının artmasıyla yanma süresi uzarken, metanol oranının artmasıyla TYS kısalmıştır.

MBAO bütün test yakıtlarında ve yüksek ve düşük eşdeğerlik oranı şartları altında II. enjeksiyon zamanı ile doğrudan kontrol edilebilmektedir. Alkol-benzin karışımlarında MBAO yüksek eşdeğerlik oranlarında, düşük eşdeğerlik oranına göre daha yüksek değerlerde elde edilmiştir. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında karışım içerisindeki etanol oranın artmasıyla MBAO düşerken, metanol oranının artmasıyla yükselmiştir.

Yüksek eşdeğerlik oranlarında en yüksek IMEP değerlerine B97 kullanımı ile ulaşılmışken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise ve optimum II. enjeksiyon zamanının kullanılmasıyla daha yüksek IMEP değerlerine alkol-benzin karışımlarının kullanılmasıyla ulaşılmıştır. Alkol-benzin karışımlarının düşük eşdeğerlik oranlarında daha iyi yanma karakteristiklerine sahip olduklarını tespit edilmiştir. II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile HCCI çalışma alanı genişletilebilmektedir. Ancak yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile çalışma alanı benzin ile karşılaştırıldığında genişletilememiştir.

Alkol-benzin karışımlarının CA50 noktaları yüksek eşdeğerlik oranlarında benzine göre daha erken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise benzine göre daha geç elde edilmiştir. Karışımdaki etanol oranın artması ile CA50 daha geç, metanol oranının artması ile daha erken oluşmuştur.

En yüksek efektif verim B97 kullanımı ile hem düşük hem de yüksek eşdeğerlik oranlarında elde edilmiştir. Bununla birlikte, düşük eşdeğerlik oranlarında, yüksek eşdeğerlik oranına göre daha yüksek efektif verim sonuçlarına ulaşılmıştır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının efektif verimi benzine göre yaklaşık %18 daha düşük, düşük eşdeğerlik oranlarında ise yaklaşık %7 daha düşük seviyelerde elde edilmiştir.

II. enjeksiyon zamanın yanmamış HC ve CO emisyonları üzerindeki etkisi, NO_x emisyonlarının üzerindeki etkisi ile karşılaştırıldığında daha düşüktür. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla yanmamış HC ve CO emisyonları artarken, NOx emisyonları azalmıştır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında metanol ve etanol içeriğinin artması ile yanmamış HC emisyonları artmıştır. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise maksimum IMEP değerinin elde edildiği 330 KA şartlarında alkol-benzin karışımlarının CO emisyon değerleri B97'ye göre daha düşüktür.

Efektif verim ve IMEP değerlerinin korunarak aynı zamanda da yanmamış HC emisyonlarında önemli bir artış gerçekleşmeden, NO_x emisyonlarında önemli bir azalma hem düşük hem de yüksek eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile elde edilmiştir. Yüksek eşdeğerlik oranlarında karışımda etanol içeriğinin artışı ile NO_x emisyonu azalırken, metanol içeriğinin artışı ile NO_x emisyonu artmıştır. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise alkol-benzin karışımlarının NO_x emisyonları B97'ye göre daha düşüktür.

Enjeksiyon ve EGR oranının HCCI yanma üzerindeki etkileri:

HCCI yüksek yük limitlerinin genişletilebilmesi için yüksek eşdeğerlik oranında, sabit enerji girişi (710 J/çevrim) ve motor devrinde (1100 d/d) EO değiştirilmiş ve EGR uygulanmıştır. Çalışma sonucunda elde edilen önemli sonuçlar aşağıda verilmiştir.

II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının arttırılmasıyla (%20'den %40'a çıkarılmasıyla) B97 için yanmanın daha erken başladığı ve silindir gaz basıncının düştüğü ve CA_{Pmaks} değerlerinin daha erken gerçekleştiği tespit edilmiştir. Fakat alkol-benzin karışımlarında ise II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının arttırılmasıyla yanma başlangıcının gecikmiş, silindir gaz basıncı düşmüş ve CA_{Pmaks} daha geç gerçekleşmiştir.

Enjeksiyon ve EGR oranının değişmesine rağmen II. enjeksiyon zamanı ile HCCI yanma başlangıcı doğrudan kontrol edilebilmektedir. II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının artması ile alkol-benzin karışımlarının maksimum ısı dağılım oranı düşmüş, bütün test yakıtlarının P_{maks} değerleri önemli şekilde azalmıştır. EGR uygulanmasıyla M10 ve E20'nin P_{maks} değerleri bir miktar artarken, B97, E10 ve

M20 için bir miktar azalmıştır. EGR uygulanmasıyla maksimum ısı dağılım oranı 330 °KA II. enjeksiyon zamanında hemen hemen birbirine yakındır. Fakat 335 °KA II. enjeksiyon zamanında ise etanol-benzin karışımlarında maksimum ısı dağılımı azalmıştır.

II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının artması (EO'nun düşmesi) ile, alkol-benzin karışımlarının MBAO değerleri düşmüştür. EGR özellikle alkol-benzin karışımlarının MBAO değerlerinin düşmesine neden olmuştur. Alkol-benzin karışımları ile II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile ulaşılan maksimum IMEP değerleri EO ve EGR uygulaması ile artmış ve yüksek eşdeğerlik oranında HCCI çalışma alanı genişletilmiştir. EO'nun düşmesiyle maksimum IMEP değeri E20 ile elde edilmiş, M10 ve E10 test yakıtlarının kullanımı ile de IMEP değeri önemli bir şekilde artmıştır. EO'nun düşük olduğu çalışma şartları altında, karışımdaki etanol oranın artışı IMEP'in ciddi bir şekilde artmasına, metanol oranının artışıda IMEP değerlerinin ciddi şekilde düşmesine neden olmuştur. Metanol-benzin karışımları ve EGR'nin bir arada kullanılması ile etanol-benzin karışımları kıyasla daha yüksek IMEP değerlerine ulaşılmıştır. Bu sonucun ortaya çıkmasında metanolün oksijen içeriğinin etanolden fazla olması etkili olmuştur. EGR'li çalışma şartlarında karışımdaki etanol oranının artışı ile IMEP kısmen artarken, metanol oranın artışı ile IMEP de önemli derecede düşme görülmüştür.

EO'nun düşmesiyle ve EGR'nin uygulanmasıyla efektif verim alkol-benzin karışımlarında artmıştır. EO'nun düşmesiyle maksimum efektif verim E20 test yakıtı ile elde edilmiş ve karışımdaki etanol oranının artışıyla efektif verim artmış, metanol oranın azalmasıyla efektif verim azalmıştır. EGR'li ve EGR'siz şartlar karşılaştırıldığında B97 için efektif verimde çok az bir düşme elde edilirken, alkol-benzin karışımlarında efektif verim kayda değer seviyelerde artmıştır.

EO'nun düşmesiyle alkol-benzin karışımlarında etanol ve metanol oranının artışıyla yanmamış HC oranı kısmen düşerken, B97 kullanımı ile yanmamış HC emisyonları artmıştır. EO'nun düşmesiyle E20 ve M10 test yakıtının CO emisyonları artarken, E10 ve M20 test yakıtının CO emisyonları düşmüştür. EO'nun düşmesi, NO_x emisyonlarının azalmasına katkı sağlamıştır. EGR'nin uygulaması ile E20 ve M10 hariç diğer test yakıtlarında NO_x azalmıştır. Silindir gaz basıncının E20 ve M10 test

yakıtlarında kısmen artması, NO_x emisyonlarının bir miktar artmasına neden olmuştur. B97, E10 ve M20 test yakıtlarında EGR'nin uygulanması ile NO_x emisyonları bir miktar düşmüştür.

Emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanma üzerindeki etkileri:

Emme havası sıcaklığının artışı ile yanma daha erken KA'larda gerçekleşmiştir. Bununla birlikte, emme havası sıcaklığının arttırılması ve II. enjeksiyonun 335 °KA yapılmasıyla (sÜÖN'ya yaklaşmasıyla) yanma, E20 test yakıtı hariç daha erken KA'larda başlamıştır.

II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla P_{maks} düşmüştür. En yüksek P_{maks} değerleri, E10 ve M10 test yakıtı ile elde edilmiştir. En düşük P_{maks} E20 test yakıtı ile elde edilmiştir. Karışımdaki etanol ve metanol oranının artması ile P_{maks} değerleri düşmüştür.

Emme havası sıcaklığının arttırılması ve II. enjeksiyonun 330 °KA seçilmesi (sÜÖN'dan daha uzak) ile P_{maks} tüm test yakıtlarında artmıştır. Fakat tutuşmanın daha erken gerçekleşmesine rağmen, sÜÖN'ya daha yakın 335 °KA'da II. enjeksiyonun yapılması ile B97 ve E10 hariç diğer test yakıtlarının da P_{maks} değerleri bir miktar yükselmiştir.

Emme havası sıcaklığının arttırılması ile CA_{Pmaks} daha erken, karışımdaki etanol oranın artışıyla CA_{Pmaks} daha geç KA'larda oluşmuştur. 700 d/d ve düşük eşdeğerlik oranlarında metanol-alkol karışımlarında yanma, B97'ye göre daha geç KA'larda başlamıştır. Emme havası sıcaklığının artması ile CA5 bütün test yakıtlarında daha erken KA'larda gerçekleşmiştir.

TYS II. enjeksiyon zamanın sÜÖN'ya yaklaşmasıyla artmıştır. En yüksek yanma süresi genellikle B97 ile elde edilirken, alkol-benzin karışımlarının TYS daha kısadır. Genellikle karışımdaki etanol ve metanol içeriğinin artması ile silindir gaz basıncının azalması oksidasyon hızını yavaşlatarak TYS'nin artmasına neden olmuştur. Emme havası sıcaklığının arttırılması ve II. enjeksiyon 330 °KA yapılması ile B97 ve E10'un yanma süresi bir miktar artarken E20, M10 ve M20 test yakıtlarının TYS'si kısalmıştır.

700 d/d ve düşük eşdeğerlik oranında, MBAO II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla azalmış, E10 ve M20 test yakıtlarının MBAO değerleri B97'ye göre daha yüksek elde edilmiştir. Karışımda etanol ve metanol içeriğinin artması ile MBAO düşmüş ve en düşük MBAO değerleri E20 test yakıtı ile elde edilmiştir. Emme havası sıcaklığının artması ile E20 test yakıtı kullanımı ile MBAO seviyesi artmıştır. Sıcaklığın artışı ile diğer alkol-benzin karışımlarında MBAO değerleri kısmen düşmüştür.

II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla IMEP azalmıştır. Maksimum IMEP M10 test yakıtı ile elde edilirken, metanol-benzin karışımlarının IMEP değerleri etanol-benzin karışımlarına ve B97'ye göre daha yüksektir. Karışımdaki metanol içeriğinin artması ve etanol içeriğinin azalması ile IMEP düşmüştür. Optimum II. enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığında alkol-benzin karışımlarını kullanarak B97'ye göre daha yüksek IMEP değerlerine ulaşmak mümkündür.

II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla COV_{IMEP} değerleri artmıştır. E10 ve E20 kullanıldığında $COV_{IMEP\ değerleri}$ kabul edilebilir sınırların (%10) üzerinde elde edilmiştir. Metanol-benzin karışımlarında ise COV_{IMEP} diğer test yakıtlarına göre en düşük değere sahiptir. Emme havası sıcaklığının arttırılması ile özellikle B97 ve etanol-benzin karışımlarının COV_{IMEP} değerleri önemli ölçüde düşerken, aynı zamanda bu test yakıtlarının IMEP değerleri yükselmiştir.

Karışımdaki metanol ve etanol içeriğinin artması yanma başlangıcı ve CA50'nin daha geç KA'larda oluşmasına neden olmuştur. Emme havası sıcaklığının artışı ile reaksiyon hızının artması CA50'nin daha erken KA'larda gerçekleşmesine neden olmuştur.

700 d/d ve düşük eşdeğerlik oranında, maksimum efektif verime 330 °KA enjeksiyon zamanında M10 test yakıtı ile ulaşılmıştır. Bununla birlikte, metanol-benzin karışımlarının efektif verimi B97'ye ve etanol-benzin karışımlarına göre daha yüksek elde edilmiştir.

Emme havası sıcaklığının artması ile B97 ve etanol-benzin karışımlarında efektif verim kayda değer şekilde artmıştır. Optimum II. enjeksiyon zamanı ve emme havası

giriş sıcaklığı parametreleri kullanılarak alkol-benzin karışımları ile B97'ye göre daha yüksek efektif verim elde edilmiştir. Karışımdaki metanol içeriğinin arttırılması efektif verimin düşmesine neden olmuştur.

II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla yanmamış HC ve CO emisyonları artar iken NO_x emisyonlarında daha yüksek oranlarda azalma elde edilmiştir. Emme havası sıcaklığının arttırılması ile yanmamış HC emisyonları düşmüştür. Alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile B97'ye göre daha düşük yanmamış HC emisyonları elde edilmiştir.

Alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile genellikle B97'ye göre daha düşük değerlerde CO emisyonu eldilmiştir. Karışımdaki etanol ve metanol oranının artışı ile CO emisyonları artmıştır. Emme havası giriş sıcaklığının artması ve II. enjeksiyonun 330 °KA'da yapılması ile M20 test yakıtı hariç diğer test yakıtlarının CO emisyonlarının azaldığı tespit edilmiştir.

II. enjeksiyon 330 °KA'da iken alkol-benzin karışımlarının NO_x emisyonları B97'ye göre daha yüksek elde edilmiştir. Karışımdaki etanol ve metanol oranının artışı, NO_x emisyonlarının azalmasına katkı sağlamıştır. II. enjeksiyonun 330 °KA'da yapılması ve emme havası giriş sıcaklığının arttırılması ile NO_x emisyonlarını kısmen artmıştır.

II. enjeksiyon zamanı, yanma fazlarının doğrudan kontrolüne ve yüksek yük limitlerinin genişletilebilmesine imkan vermesinden dolayı HCCI motorun dinamik kontrolü üzerinde çalışan araştırmacıların kullanabilecekleri önemli bir kontrol parametresi olabilir. Bununla birlikte, çift enjeksiyon tekniği, yüksek sıkıştırma oranı ve emme havası sıcaklığının kullanılması homojen karışımın hazırlanmasında ve özellikle HCCI yanmanın en büyük dezavantajlarından birisi olan yüksek miktarda yanmamış HC oluşumun önlemesinde kullanılabilecek önemli parametreler olduğu ve bu parametrelerin optimizasyonu ile HCCI yanmanın çalışma alanının genişletilebilmesi mümkündür. Çok kademeli enjeksiyon stratejisi, EGR ve farklı alkol (bütanol) -benzin karışımları ile birlikte yüksek emme havası sıcaklığı kullanmak yerine tutuşmayı kolaylaştıran katkılar kullanılarak örneğin nitroethan gibi HCCI yanma üzerindeki etkilerinin de araştırılması gerekmektedir. Bununla birlikte, bu tez çalışmasının kapsamı genişletilerek daha geniş aralıkta emme havası sıcaklığı, basıncı, EGR ve eşdeğerlik oranları, püskürtme basınçları incelenebilir.

KAYNAKLAR

[1] Yao M., Zheng Z., Liu H., Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines, *Prog. Energ. Combust.*, 2009, **35**, 398-437.

[2] Yang C., Zhao H., In-cylinder studies of CAI/HCCI combustion with negative valve overlap in a direct injection gasoline optical engine, *Combust. Sci. Technol.*, 2011, **183**, 467-486.

[3] Stanglmaier R. H., Roberts C. E., Homogeneous charge compression ignition (HCCI): benefits, compromises, and future engine applications, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/1999-01-3682.

[4] Yamamoto S., Satou T., Ikuta M., Feasibility study of two-stage hybrid combustion in gasoline direct ınjection engines, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2002-01-0113.

[5] Canakci M., Reitz R. D., Effect of optimization criteria on direct-ınjection homogeneous charge compression ignition gasoline engine performance and emissions using fully automated experiments and microgenetic algorithms, *J. Eng. Gas Turb. Power*, 2004, **126,** 167-177.

[6] Yamaoka S., Kakuya H., Nakagawa S., Nogi T., Shimada A., Kihara Y., A study of controlling the auto-ignition and combustion in a gasoline HCCI engine, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2004-01-0942.

[7] Standing R., Kalian N., Ma T., Zhao H., Wirth M., Schamel A., Effects of injection timing and valve timings on CAI operation in a multi-cylinder DI gasoline engine, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2005-01-0132.

[8] Wang Z., Wang J. X., Shuai S. J., Ma Q. J., Effects of spark ignition and stratified charge on gasoline HCCI combustion with direct injection, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2005-01-0137.

[9] Wang Z., Wang J. X., Shuai S. J., Ma Q. J., New gasoline homogeneous charge compression ignition combustion system using two-state direct injection and assisted spark ignition, *P. I. Mech. Eng. D-J Aut.*, 2006, **220**, 367-378.

[10] Wang Z., Wang J. X., Tian G. H., An X. L., Experimental and computational studies on gasoline HCCI combustion control using injection strategies, *J. Eng. Gas Turb. Power*, 2007, **129**, 870-876.

[11] Cao L., Zhao H., Jiang X., Analysis of controlled auto-ignition/HCCI combustion in a direct injection gasoline engine with single and split fuel injections, *Combust. Sci. Technol.*, 2008, **180**, 176-205.

[12] Turner D., Xu H., Cracknell R. F., Natarajan V., Chen X., Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine, *Fuel*, 2011, **90**, 1999-2006.

[13] Eyidogan M., Ozsezen A. N., Canakci M., Turkcan A., Impact of alcohol-gasoline fuel blends on the performance and combustion characteristics of an SI engine, *Fuel*, 2010, **89**, 2713-2720.

[14] Zhang Y., He B. Q., Xie H., Zhao H., The combustion and emission characteristics of ethanol on a port fuel injection HCCI Engine, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2006-01-0631.

[15] Maurya R. K., Agarwal A. K., Experimental investigation of the effect of the intake air temperature and mixture quality on the combustion of methanol- and gasoline-fuelled homogeneous charge compression ignition engines, *P. I. Mech. Eng. D-J Aut.*, 2009, **223**, 1-14.

[16] Christensen M., Johansson B., Einewall P., Homogeneous charge compression ignition (HCCI) using isooctane, ethanol and natural gas- a comparison with spark ignition operation, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2002-01-2874.

[17] Cracknell R. F., Head R. A., McAllister L. J., Andrae J. C. G., Octane sensitivity in gasoline fuels containing nitro-alkanes: a possible means of controlling combustion phasing for HCCI, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2009-01-0301.

[18] Canakci M., Hruby E., Reitz R. D., Assessing double injection and ıntake air temperature effects on gasoline HCCI Engine performance and emissions using fully-automated experiments and micro-genetic algorithms, *Proceedings of the 2002 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division*, Rockford-IL USA, April 14-17, 2002, **38**, 155-163.

[19] Lü X. C., Chen W., Huang Z., A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR Part 2. Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion, *Fuel*, 2005, **84**, 1084-1092.

[20] Alkidas A. C., Combustion advancements in gasoline engines, *Energ. Convers. Manage.*, 2007, **48**, 2751-2761.

[21] Christensen M., Hultqvist A., Johansson B., Demonstrating the multi fuel capability of a homogeneous charge compression ignition engine with variable compression ratio, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/1999-01-3679.

[22] Oakley A., Zhao H., Ladommatos N., Ma T., Experimental studies on controlled auto-ignition (CAI) combustion of gasoline in a 4-stroke engine, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2001-01-1030.

[23] Sjöberg M., Edling L. O., Eliassen T., Magnusson L., Angström H. E., GDI HCCI: effects of ınjection timing and air swirl on fuel stratification, combustion and emissions formation, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2002-01-0106.

[24] Canakci M., An experimental study for the effects of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine, *Fuel*, 2008, **87**, 1503–1514.

[25] Canakci M., Reitz R.D. Experimental optimization of a DI-HCCI-Gasoline engine using split injections with fully-automated micro-genetic algorithms, *Int. J. Engine. Res.*, 2003, **4**, 47-60,.

[26] Wang Z., Wang J., Shuai S., Wang Y., Tian G., An X., Study of multimode combustion system with gasoline direct injection. *J. Eng. Gas. Turb. Power*, 2007, **129**, 1079-1087.

[27] Wagner U., Anca R., Velji A., Spicher U. An experimental study of homogeneous charge compression ignition (HCCI) with various compression ratios, intake air temperatures and fuels with port and direct fuel injection, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2003-01-2293.

[28] Wang Y. J., Wang J. X., Shuai S. J., Lei X. H., An X. L., Study of injection strategies of two-stage gasoline direct injection (TSGDI) combustion system, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2005-01-0107.

[29] Wyszynski L. P., Stone R. C, Kalghatgi G. T., The volumetric efficiency of direct and port injection gasoline engines with different fuels, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2002-01-0839.

[30] Marriott C. D., Reitz R. D., Experimental investigation of direct injection-gasoline for premixed compression ignited combustion phasing control, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2002-01-0418.

[31] Urushihara T., Hiyara K., Kakuhou A., Itoh T., Expansion of HCCI operating region by the combination of direct fuel injection, negative valve overlap and internal fuel reformation, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2003-01-0749.

[32] Guohong T., Zhi W., Jianxin W., Shijin S., Xinliang A., HCCI combustion control by injection strategy with negative valve overlap in a GDI engine, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2006-01-0415.

[33] Li Y., Zhao H., Brouzos N., Ma T., Leach B., Effect of injection timing on mixture and CAI combustion in a GDI Engine with an air-assisted injector, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2006-01-0206.

[34] Lee C. H., Lee K. H., An experimental study of the combustion characteristics in SCCI and CAI based on direct-injection gasoline engine, *Exp. Therm. Fluid. Sci.*, 2007, **31**, 1121-1132,.

[35] Hunicz J., Kordos P., An experimental study of fuel injection strategies in CAI gasoline engine, *Exp. Therm. Fluid. Sci.*, 2011, **35**, 243-252.

[36] Lu X., Shen Y., Zhang Y., Zhou X., Ji L.,Yang Z., Huang Z., Controlled three-stage heat release of stratified charge compression ignition (SCCI) combustion with a two-stage primary reference fuel supply, *Fuel*, 2011, **90**, 2026-2038.

[37] Yang Y., Dec J. E., Dronniou N., Sjöberg M., Tailoring HCCI heat-release rates with partial fuel stratification: comparison of two-stage and single-stage-ignition fuels, *P. Combust. Inst.*, 2011, **33**, 3047–3055,.

[38] Kim D. S., Lee C. S., Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR, *Fuel*, 2006, **85**, 695-704.

[39] Wang Z., Shuai S., Wang J. X., Tian G. H., A computational study of direct injection gasoline HCCI engine with secondary injection, *Fuel*, 2006, **85**, 1831-1841.

[40] Wang Z., He X., Wang JX., Shuai S., Xu F., Yang D., Combustion visualization and experimental study on spark induced compression ignition (SICI) in gasoline HCCI engines, *Energ. Convers. Manage.*, 2010, **51**, 908-917.

[41] Ikemoto M., Kojima Y., Iida, N., Development of the control system using EGR for the HCCI engine running on DME, *Transaction of Society of Automotive Engineers of Japan*, 2005, **37**, 65-70.

[42] Sun Y., Shuai S. J., Wang J. X., Wang Y. J., Numerical simulation of mixture formation and combustion of gasoline engines with multi-stage direct injection compression ignition (DICI), Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2003-01-1091.

[43] Zhang C., Pan J., Tong J., Li J., Effects of Intake Temperature and Excessive Air Coefficient on Combustion Characteristics and Emissions of HCCI Combustion, *Procedia Environ. Sci.*, 2011, **11**, 1119-1127.

[44] Maurya R. K., Agarwal A. K., Experimental investigation on the effect of intake air temperature and air–fuel ratio on cycle-to-cycle variations of HCCI combustion and performance parameters, *Applied Energy*, 2011, **88**, 1153-1163.

[45] Misztal J., Xu H., Tsolakis A., Wyszynski M. L., Constandinides G., Price P., Qiao J., Influence of inlet air temperature on gasoline HCCI particulate emissions, *Combust. Sci. Technol.*, 2009, **181**, 695-709.

[46] Sun Y., Shuai S. J., Wang J. X., Wang Y. J., Numerical simulation of mixture formation and combustion of gasoline engines with multi-stage direct injection compression ignition (DICI), Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2003-01-1091.

[47] Machrafi H., Cavadias S., Amouroux J., A parametric study on the emissions from an HCCI alternative combustion engine resulting from the auto-ignition of primary reference fuels, *Applied Energy*, 2008, **85**, 755-764,.

[48] Kim D. S., Kim M. Y., Lee C. S., Effect of premixed gasoline fuel on the combustion characteristics of compression ignition engine, *Energy Fuels*, 2004, **18**, 1213-1219.

[49] Christensen M., Johansson B., Influence of mixture quality on homogenous charge compression ignition, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2000-01-2454.

[50] Pucher G. R., Gardiner D. P., Bardon M. F., Battista V., Alternative combustion system for piston engines involving homogeneous charge compression ignition consepts - a review of studies using methanol, gasoline and diesel fuel, Society of Automotive Engineers,1996-01-2063.

[51] Hiraya K., Hasegawa K., Urushihara T., Liyama A., Itoh T., A study on gasoline fuelled compression ignition engine - A tiral of operation region expansion, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2002-01-0416.

[52] Cairns A., Blaxill H., The effects of combined internal and external exhaust gas recirculation on gasoline controlled auto-ignition, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2005-01-0133.

[53] Lu X., Chen W., Hou Y., Huang Z., Study on the ignition, combustion and emissions of HCCI combustion engines fueled with primary reference fuels, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2005-01-0155.

[54] Zhao H., Peng Z., Ladommatos N., Understanding of controlled autoignition combustion in a four-stroke gasoline engine, *P. I. Mech. Eng. D-J Aut.*, 2001, **215**, 1297-1310.

[55] Qian Z., Lu X., Characteristics of HCCI engine operation for additives, EGR, and intake charge temperature while using iso-octane as a fuel, *J. Zhejiang Univ. Science A*, 2006, **7**, 252-258.

[56] Yao M., Zhang B., Zheng Z., Chen Z., Xing Y., Effects of exhaust gas recirculation on combustion and emissions of a homogeneous charge compression ignition engine fuelled with primary reference fuels, *P. I. Mech. Eng D-J Aut.*, 2007, **221**, 197-213.

[57] Xu F.,Wang Z.,Yand D., Wang J., Potential of high load extension for gasoline HCCI engine using boosting and exhaust gas recirculation, *Energy Fuels*, 2009, **23**, 2444-2452.

[58] Atkins M. J., Koch C. R., The effect of fuel octane and dilutent on homogeneous charge compression ignition combustion, *P. I. Mech. Eng. D-J Aut.*, 2005, **219**, 665-675.

[59] Xing-cai L., Wei C., Libin J., Zhen H., The effects of external exhaust gas recirculation and cetane number improver on the gasoline homogenous charge compression ignition engines, *Combust. Sci. Technol.*, 2006, 178, 1237-1249.

[60] Earl W. B., Alcohol use in engines, *Energ Agriculture*, 1984, **3**, 351-362.

[61] Yucesu H. S., Topgul T., Cinar C., Okur M., Effect of ethanol-gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in different compression ratios, *Appl. Therm. Eng.*, 2006, **26**, 2272-2278.

[62] Ceviz M. A., Yuksel F., Effects of ethanol-unleaded gasoline blends on cyclic variability and emissions in an SI Engine, *Appl. Therm. Eng.*, 2005, **25**, 917-925.

[63] Xie H., Wei Z., He B., Zhao H., Comparison of HCCI combustion respectively fueled with gasoline, ethanol and methanol through the trapped residual gas strategy, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2006-01-0635.

[64] Sjöberg M., Dec J., Effects of EGR and its constituents on HCCI autoignition of ethanol, *P. Combust. Inst.*, 2011, **33**, 3031-3038.

[65] Wu H.,Wang R., Ou D., Chen Y., Chen T., Reduction of smoke and nitrogen oxides of a partial HCCI engine using premixed gasoline and ethanol with air, *Applied Energy*, 2011, **88**, 3882-3890.

[66] Maurya R. K., Agarwal A. K., Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine, *Applied Energy*, 2011, **88**, 1169-1180.

[67] Liu H., Yao M., Zhang B., Zheng Z., Influence of fuel and operating conditions on combustion characteristics of a homogeneous charge compression ignition engine, *Energy Fuels*, 2009, **23**, 1422-1430.

[68] Maurya R. K., Agarwal A. K., Statistical analysis of the cyclic variations of heat release parameters in HCCI combustion of methanol and gasoline, *Applied Energy*, 2012, **89**, 228-236.

[69] Oakley A., Zhao H., Ladammatos N., Ma T., Dilution effects on the controlled auto-ignition (CAI) combustion of hydrocarbon and alcohol fuels, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2001-01-3606.

[70] Yang D., Wang Z., Wang J., Shuai S. Experimental study of fuel stratification for HCCI high load extension, *Applied Energy*, 2011, **88**, 2949-2954.

[71] Canakci M., Ozsezen A.N., Alptekin E., and Eyidogan M., Impact of Alcohol-Gasoline Fuel Blends on the Exhaust Emission of an SI Engine, *Renew. Energy*, 2013, **52**, 111-117.

[72] Soyhan H. S., Yasar H., Walmsley H., Head B., Kalghatgi G. T., Sorusbay C., Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modeling, *Appl. Therm. Eng.*, 2009, **29**, 541-549.

[73] Maurya R. K., Agarwal A. K, Experimental investigation of effect of intake air temperature and mixture quality on combustion of methanol and gasoline fuelled HCCI engine, *P. I. Mech. Eng. D-J Aut.*, 2009, **223**,1445-1458.

[74] Kinato K., Nishiumi R., Tsukasaki Y., Tanaka T., Morinaga M., Effects of fuel properties on premixed charge compression ignition combustion in a direct injection diesel engine, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2003-01-1815.

[75] Maurya R. K., Agarwal A. K, Experimental investigation of cycle-by-cycle variations in CAI/HCCI combustion of gasoline and methanol fulled engine, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2009-01-1345.

[76] Yao M., Zhang B., Zheng Z., Chen Z., Experimental study on homogeneous charge compression ıgnition combustion with primary reference fuel, *Combust. Sci. Technol.*, 2007, **179**, 2539-2559.

[77] Cao L., Zhao H., Jiang X. and Kalian N., Numerical study of effects of fuel ınjection timings on caı/hccı combustion in a four-stroke gdı engine, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2005-01-0144.

[78] Price P., Twiney B., Stone R., Kar K., Particulate and hydrocarbon emissions from a spray guided direct ınjection spark ıgnition engine with oxygenate fuel blends, Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2007-01-0472.

[79] Veloo P. S., Wag Y. L., Egolfopoulos F. N., Westbrook C. K., A comparative experimental and computational study of methanol, ethanol, and n-butanol flames, *Combust. Flame*, 2010, **157**, 1989-2004.

[80] Kalian N., Standing R., Zhao H., Effects of ignition timing on CAI combustion in a multi-cylinder DI gasoline engine, Society of Automotive Engineers, DOI: 10.4271/2005-01-3720.

[81] Kalian N., Zhao H., Yang C., Effects of spark-assistance on controlled auto-ignition combustion at different injection timings in a multicylinder direct-injection gasoline engine, *Int. J. Engine Res.*, 2009, **10**, 133-148.

[82] Wang T., Peng Z., Liu S-L., Xiao H-D., Zhao H., Optimization of stratification combustion in a spark ignition engine by double-pulse port fuel injection, *P. I. Mech. Eng. D-J Aut.*, 2007, **221**, 845-857.

[83] Canakci M., Combustion characteristics of a DI-HCCI gasoline engine running at different boost pressures, *Fuel*, 2012, **96**, 546-555.

[84] Hashimoto K., Kagi Y., Arai M., Tamura M., Effects of fuel properties on the stratified-charge combustion of direct-ınjection gasoline engine with EGR, Society of Automotive Engineers DOI:10.4271/2003-01-1867.

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

SCI Kapsamındaki Yayınlar:

[1] **Turkcan A.**, Ozsezen A. N., Canakci M., Effects of second injection timing on combustion characteristics of a two stage direct injection gasoline-alcohol HCCI engine, *Fuel*, 2013, **111**, 30-39.

[2] Eyidoğan M., Çanakcı M., Özsezen A. N., Alptekin E., **Turkcan A.**, Kılıçaslan I., Etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarının buji ile ateşlemeli bir motorun yanma parametrelerine ve egzoz emisyonlarına etkisinin incelenmesi, *J. Fac. Eng. Archit. Gaz.*, 2011, **26**, 499-507.

[3] Ozsezen A. N., **Turkcan A.**, Sayin C., Canakci M., Comparison of performance and combustion parameters in a heavy-duty diesel engine fueled with iso-butanol/diesel fuel blends, *Energ. Explor. Exploit*, 2011, **29**, 525-542.

[4] Eyidogan M., Ozsezen A. N., Canakci M., **Turkcan A.**, Impact of alcohol-gasoline fuel blends on the performance and combustion characteristics of an SI engine, *Fuel*, 2010, **89**, 2713-2720.

[5] Özsezen A. N., **Turkcan A.**, Canakci M., Combustion analysis of preheated crude sunflower oil in an IDI diesel engine, *Biomass and Bioenergy*, 2009, **33**, 760-767.

[6] **Turkcan A.**, Canakci M., Experimental investigation of combustion characteristics and emissions of an indirect injection diesel engine under different operating conditions, *Energy and Fuels*, 2009, **23**, 1790-1796.

[7] Ozsezen A. N., Canakci M., **Turkcan A.**, Sayin C., Performance and combustion characteristics of a DI diesel engine fueled with waste palm oil and canola oil methyl esters, *Fuel*, 2009, **88**, 629-636.

[8] Canakci M., Sayin C., Ozsezen A. N., **Turkcan A.**, Effect of injection pressure on the combustion, performance, and emission characteristics of a diesel engine fueled with methanol-blended diesel fuel, *Energy and Fuels*, 2009, **23**, 2908-2920.

SCI Kapsamı Dışındaki Yayınlar:

[1] **Türkcan A.**, Çanakcı M., Özsezen A. N., Sayın C., Bir dizel motorda yanma karakteristiklerinin incelenmesi, *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 2009, **21**, 1-10.

[2] Özsezen A. N., Eyidoğan M., **Türkcan A.**, Alptekin E., Şanlı A., Çanakcı M., Kılıçaslan İ., Binek tipi bir taşıtta katalitik konvertör veriminin deneysel olarak incelenmesi, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 2009, **1**, 1-7.

Bildiriler:

[1] **Turkcan A.**, Çanakcı M., Combustion characteristics of an indirect injection (IDI) diesel engine fueled with ethanol/diesel and methanol/diesel blends at different injection timings, *World Renewable Energy Congress*, Linköping Sweden, 8-11 May, 2011.

[2] Direk M., Hosoz M., Yigit K. S., Canakci M., **Turkcan A.**, Alptekin E., Sanli A., Ozguc A. F., Experimental performance of an R134a automobile heat pump system coupled to the passenger compartment, *World Renewable Energy Congress*, Linköping Sweden, 8-11 May, 2011.

[3] Şanlı A., Özsezen A. N., Çanakcı M., Kılıçaslan İ., **Türkcan A.**, Sarı İ., Çakan R., Bir dizel motorda silindir içi ısı transferine motor hız ve yükünün etkisi, *18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Zonguldak, 07-10 Eylül, 2011.

[4] Hosoz M., Direk M., Yigit K. S., Canakci M., **Turkcan A.**, Alptekin E., Sanli A., Ozguc A. F., Transient and steady-state performance evaluation of an r134a automotive air conditioning system, *5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON 2010)*, Bursa, 7-8 Haziran, 2010.

[5] Hosoz M., Direk M., Yigit K. S., Canakci M., **Turkcan A.**, Alptekin E., Sanli A., Ozguc A. F., Experimental performance of an automotive heat pump system for various heat sources, *International Congress on Automotive and Transport Engineering (CONAT 2010)*, Brasov, Romania, 27-29 October, 2010.

[6] Hosoz M., Direk M., Yigit K. S., Canakci M., Alptekin E., **Turkcan A.**, Design and instrumentation of an automotive heat pump system using ambient air, engine coolant and exhaust gas as a heat source, *16th International Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry*, Budapest, Hungary, 01-03 July, 2009.

[7] Özsezen A. N., **Türkcan A.**, Çanakcı M., Alternatif yakıt olarak biyodizel yakıtlarının kullanıldığı bir dizel motorda yanma ve emisyonlar, *4. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON08)*, Bursa-TÜRKİYE, 1-4 Haziran, 2008.

[8] Özsezen A. N., **Türkcan A.**, Çanakcı M., Ham ayçiçek yağı kullanılan bir dizel motorun performans ve emisyonları, *1. Ulusal Yağlı Tohumlu Bitkiler ve Biyodizel Sempozyumu*, 28-31 Mayıs, 2007.

[9] Özsezen A. N., Çanakcı M., **Türkcan A.**, Sayın C., Atık kızartma yağı kökenli biyodizelin ön yanma odalı bir dizel motorda yanma karakteristiklerinin incelenmesi, *9. Uluslararası Yanma Sempozyumu*, Kırıkkale, Türkiye, 16-17 Kasım, 2006.

[10] **Turkcan A.**, Çanakcı M., İçten yanmalı motor testleri için eğitim amaçlı bir deney sisteminin kurulması, *I. Uluslararası Mesleki ve Teknik Eğitim Teknolojileri Kongresi*, İstanbul/Türkiye, 2005.

[11] **Turkcan A.**, Ertunç H. M., Otomobil güvenlik sistemi için mekatronik bir uygulama, *I. Uluslararası Mesleki ve Teknik Eğitim Teknolojileri Kongresi*, İstanbul/Türkiye, 2005.

ÖZGEÇMİŞ

Ali TÜRKCAN, 1977 yılında Muğla'da doğdu. İlk ve orta öğretimini Muğla'da tamamladı. Muğla Teknik Lisesi Elektrik Bölümü'nü bitirdikten sonra, 1996 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi Otomotiv Öğretmenliği Bölümü'nden 2001 yılında Teknik Öğretmen unvanı alarak mezun oldu. Aynı yıl Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı. 2003 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başlayan Türkcan, 2006 yılında yüksek lisans eğitimini tamamladı. Daha sonra, 2007 yılında aynı Anabilim Dalında doktora eğitimine başladı. Ali Türkcan, halen Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.