KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DİREKT ENJEKSİYONLU BİR HCCI MOTORDA FARKLI YANMA ODASI TASARIMI VE ALKOL BENZİN KARIŞIMLARININ YANMA VE EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN CFD İLE İNCELENMESİ

KUDRET KÖSE

KOCAELİ 2022

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DİREKT ENJEKSİYONLU BİR HCCI MOTORDA FARKLI YANMA ODASI TASARIMI VE ALKOL BENZİN KARIŞIMLARININ YANMA VE EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN CFD İLE İNCELENMESİ

KUDRET KÖSE

Doç.Dr. Ali TÜRKCAN
Danışman, Kocaeli Üniv. .....

Prof.Dr. Mustafa ÇANAKCI
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv. .....

Doç.Dr. Gökhan COŞKUN
Jüri Üyesi, Sakarya Üniv. .....

Tezin Savunulduğu Tarih: 10.01.2022

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ

Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez/proje çalışmasında,

- Bu tezin/projenin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu,
- Çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı,
- Bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi,
- Bu çalışmanın Kocaeli Üniversitesi'nin abone olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Fen Bilimleri Enstitüsü'nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun olduğunu,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Tezin/Projenin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez/proje çalışması olarak sunmadığımı,

beyan ederim.

☒ Bu tez/proje çalışmasının herhangi bir aşaması hiçbir kurum/kuruluş tarafından maddi/alt yapı desteği ile desteklenmemiştir.

☐ Bu tez/proje çalışması kapsamında üretilen veri ve bilgiler ……. tarafından ……. no'lu proje kapsamında maddi/alt yapı desteği alınarak gerçekleştirilmiştir.

Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

…….
(İmza)

Kudret KÖSE
(Öğrencinin Adı Soyadı)

YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI

Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/projemin tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda belirtilen koşullarla kullanıma açma izninin Kocaeli Üniversitesi'ne verdiğimi beyan ederim. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet haklarım bende kalacak, tezimin/projemin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanımı bana ait olacaktır.

Tezin/projenin kendi özgün çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin/projenin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezimde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

Yükseköğretim kurulu tarafından yayınlanan ***"Lisanüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge"*** kapsamında tezim aşağıda belirtilen koşullar haricinde YÖK Ulusal Tez Merkezi/ Kocaeli Üniversitesi Kütüphaneleri Açık Erişim Sisteminde erişime açılır.

☐ Enstitü yönetim kurulu kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 2 yıl ertelenmiştir.

☐ Enstitü yönetim kurulu gerekçeli kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 6 ay ertelenmiştir.

☒ Tezim/projem ile ilgili gizlilik kararı verilmemiştir.

…….
(İmza)

Kudret KÖSE
(Öğrencinin Adı Soyadı)

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Son yıllarda artan taşıt sayısına bağlı olarak içten yanmalı motorların çevreye verdiği zararlar artmış ve bu çevresel nedenlerden dolayı emisyon standartları yükseltilmiştir. Bu yüzden araştırmacılar yeni motor teknolojileri ve farklı yanma teorileri üzerinde çalışmaya odaklanmışlardır. Yeni bir yanma teorisi olan homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) yanma düşük NO_x emisyonuna ve yüksek efektik verime sahiptir. Fakat yanma fazlarının kontrol edilememesi ve yüksek HC ve CO emisyonu açığa çıkarması eksik yönleridir. Bu tez çalışmasında farklı piston tasarımları ve alkol-benzin karışımları ile yanma analizleri gerçekleştirilerek eksik yönlerin giderilmesi amaçlanmıştır.

Bu tez çalışması süresince yardım ve desteklerini esirgemeyen, çalışmalarıma yön veren danışmanım ve saygıdeğer hocam Doç. Dr. Ali TÜRKCAN'a şükranlarımı ve teşekkürlerimi sunarım. Tez süresi boyunca, yanma analizinin temellerinden sonuçlarının raporlanmasına kadar takıldığım bütün noktalarda beni aydınlatan hocam Arş. Gör. Mustafa Deniz ALTINKURT'a minnettarlığımı ve teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca beni bugünlere getiren ve hiçbir zaman haklarını ödeyemeyeceğim annem, babam ve ablama, bu süreçte göstermiş olduğu büyük sabır ve anlayışla her zaman yanımda olduğunu hissettiren değerli eşim Dr. Pınar KÖSE'ye, destekleri için sonsuz saygı, sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Ocak – 2022 Kudret KÖSE

İÇİNDEKİLER

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ i
YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR iii
İÇİNDEKİLER iv
ŞEKİLLER DİZİNİ v
TABLOLAR DİZİNİ vi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ vii
ÖZET ix
ABSTRACT x
1. GİRİŞ 1
2. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA VE HCCI 3
3. HCCI MOTORLARDA YANMA KONTROL YÖNTEMLERİ 6
3.1. Piston Tasarımının Etkisi 7
3.2. Alkol Katkıların Etkisi 13
4. HCCI YANMANIN ANALİZ YÖNTEMİ 21
4.1. CFD Yöntemi 21
4.2. Yanma Analizleri İçin Önceden Yapılmış Çalışmalar 25
4.3. Kullanılan Modeller 28
4.3.1. Standart k-ε Türbülans Modeli 28
4.3.2. Standart Transport Denklemi 29
4.3.3. ECFM-3Z Yanma Modeli 31
4.3.4. Wave Parçalanma Modeli 32
4.3.5. Damlacık Buharlaşması Modelleri 34
4.3.6. NO Oluşum Modelleri - Genişletilmiş Zeldovich Mekanizması 36
5. MATERYAL VE METOT 38
5.1. Motorun Teknik Özellikleri 38
5.2. Tek Silindirli HCCI Motorun CFD Yazılımıyla Modellenmesi 38
5.2.1. Geometri ve Ağ Yapısının Oluşturulması 38
5.2.2. Simülasyon Parametreleri 42
5.2.3. Sınır ve Başlangıç Koşulları 44
5.2.4. Modellerin Seçimi ve CFD Modelinin Doğrulanması 46
6. YANMA ODASI TASARIMI VE ALKOL-BENZİN KARIŞIMLARININ HCCI YANMA ÜZERİNE ETKİLERİNİN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ 50
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 61
KAYNAKLAR 63
KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER 69
ÖZGEÇMİŞ 70

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. DISI motorlarda homojen ve katmanlı dolgu oluşumu 4
Şekil 2.2. Benzinli, dizel ve HCCI motorda yanmanın oluşumu 5
Şekil 3.1. HCCI yanma kontrol yöntemleri 6
Şekil 3.2. Piston yüzey geometrisinin türbülans oluşumundaki etkisi 7
Şekil 4.1. ECFM-3Z yanma modeli 31
Şekil 4.2. Çok bileşenli damlacık için kütle ve ısı akıları 35
Şekil 5.1. Motorun teknik özelliklerinin programa girilmesi 39
Şekil 5.2. Analizlerde kullanılan piston çanağı geometrileri 40
Şekil 5.3. Piston çanağı geometrisi 41
Şekil 5.4. 2B ağ yapısının ve blow-by hacminin oluşturulması 42
Şekil 5.5. Simülasyon çalışma modu ve delta-alfa seçimi 43
Şekil 5.6. Simülasyon için gerekli modüllerin seçilmesi 43
Şekil 5.7. 3B ağ yapısı üzerinde sınır koşullarının gösterilmesi 44
Şekil 5.8. Simülasyon başlangıç değerleri 45
Şekil 5.9. Simülasyon sınır koşullarının girilmesi 45
Şekil 5.10. Enjeksiyon zamanı ve miktarının girilmesi 46
Şekil 5.11. Yanma modelinin seçimi 47
Şekil 5.12. NO emisyonu modelinin seçilmesi 48
Şekil 5.13. Sıkıştırma-genişleme durumu için yanmasız basınç sonuçları 49
Şekil 6.1. KPÇG ve HGPÇG'de silindir içi türbülans oluşumu 50
Şekil 6.2. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının silindir gaz basıncı üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması 51
Şekil 6.3. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının ısı dağılım oranı üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması 52
Şekil 6.4. Piston çanağı geometrilerine göre STB yakıtında silindir içi sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması 53
Şekil 6.5. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının P_{maks} değerleri üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması 55
Şekil 6.6. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının silindir içi sıcaklığı üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması 56
Şekil 6.7. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının CO emisyonu üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması 58
Şekil 6.8. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının CO_2 emisyonu üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması 59
Şekil 6.9. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının NO_x emisyonu üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması 60

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 3.1. Piston çanağı teknik özellikleri.....9
Tablo 5.1. Motorun teknik özellikleri 38

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A_S : Damlacık yüzey alanı
c : Molar yoğunluk (mol/cm^3)
$C_{1\varepsilon}$: k-ε modeli sabiti
C_1 : Wave parçalanma modeli birinci sabiti
$C_{2\varepsilon}$: k-ε modeli sabiti
C_2 : Wave parçalanma modeli ikinci sabiti
c_{pd} : Yakıt damlacığının özısısı (J/kgK)
C_μ : k-ε modeli sabiti
E_{ij} : Deformasyon hızının bileşeni (s^{-1})
f : Karışım oranı
$\dot{f_{vs}}$: Damlacık yüzeyinde yakıt buharı kütle akısı (kg/m^2s)
g : Artık gaz kütle oranı
k : Türbülans kinetik enerjisi (m^2/s^2)
L : Buharlaşma gizli ısısı (J/kg)
m_{air} : Hava kütlesi (kg)
m_d : Damlacık kütlesi (kg)
$m_{fu,b}$: Yanmış yakıt kütlesi (kg)
$m_{fu,u}$: Yanmamış yakıt kütlesi (kg)
m_{oxid} : Oksitleyici kütlesi (kg)
m_{rg} : Artık gaz kütlesi (kg)
m_{tot} : Toplam karışım kütlesi (kg)
$\dot{m}$: Kütle akısı (kg/s)
$\dot{q_s}$: Lokal yüzey ısı akısı (W/m^2)
$\dot{Q}$: Konvektif ısı akısı (W)
r : Damlacık yarıçapı (m)
r_{stable} : Parçalanma sonucu oluşan damlacığın yarıçapı (m)
S_{fu} : Yakıt için kaynak terimi
T_d : Damlacık yüzey sıcaklığı (K)
U_i : Belirtilen yöndeki hız bileşeni
x_i : Kartezyen koordinat
y_{fu} : Yakıt kütle kesri
α : Konvektif ısı transferi katsayısı
Γ : Genel difüzyon katsayısı
ε : Türbülans harcanım miktarı (m^2/s^3)
Λ : En hızlı oluşan dalganın dalga boyu (m)
μ_t : Girdap viskozitesi ($(Ns)/m^2$)
ρ : Yoğunluk (kg/m^3)
σ_ϵ : k-ε modeli sabiti
σ_k : k-ε modeli sabiti
τ_a : Parçalanma zamanı (s)
Ω : Dalga oluşum hızı (s^{-1})

Kısaltmalar

AÖN	:	Alt Ölü Nokta
BSFC	:	Brake Specific Fuel Consumption (Fren Özgül Yakıt Tüketimi)
CAD	:	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAI	:	Controlled Auto Ignition (Kontrollü Kendiliğinden Tutuşma)
CFD	:	Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
CI	:	Compression Ignition (Sıkıştırma ile Ateşlemeli)
CPU	:	Central Processing Unit (Ana İşlemci Birimi)
DISI	:	Direct Injection Spark Ignition (Direkt Enjeksiyonlu Buji ile Ateşlemeli)
DKPÇG	:	Dikey Kenarlı Piston Çanağı Geometrisi
DME	:	Dimetil Eter
ECFM-3Z	:	Extended Coherent Flame Model-3 Zones
EGR	:	Exhaust Gas Recirculation (Egzoz Gazı Resirkülasyonu)
eÜÖN	:	Emme Üst Ölü Nokta
EVC	:	Exhaust Valve Closing (Egzoz Supabı Kapanması)
EVO	:	Exhaust Valve Opening (Egzoz Supabı Açılması)
GDI	:	Gasoline Direct Injection (Benzinli Direkt Enjeksiyon)
HAD	:	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HCCI	:	Homogeneous Charge Compression Ignition (Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli)
HGPÇG	:	Halka Girintili Piston Çanağı Geometrisi
IVC	:	Intake Valve Closing (Emme Supabı Kapanması)
IVO	:	Intake Valve Opening (Emme Supabı Açılması)
KA	:	Krank Açısı
KPÇG	:	Kademeli Piston Çanağı Geometrisi
LPG	:	Liquified Petroleum Gas (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı)
NTC	:	Negative Temperature Coefficient (Negatif Sıcaklık Bölgesi)
OHV	:	Over Head Valve (Üstten Supaplı)
RCCI	:	Reactivity Controlled Compression Ignition (Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşleme)
SI	:	Spark Ignition (Buji ile Ateşleme)
SRM	:	Stokhastik Reaktör Model
STB	:	Standart Benzin
sÜÖN	:	Sıkıştırma Üst Ölü Nokta
TAB	:	Taylor Analogy Break-up
ÜÖN	:	Üst Ölü Nokta
VT	:	Variable Compression (Değişken Sıkıştırma Oranı)
VVT	:	Variable Valve Timing (Değişken Supap Zamanlaması)
YKPÇG	:	Yarım Küre Piston Çanağı Geometrisi

DİREKT ENJEKSİYONLU BİR HCCI MOTORDA FARKLI YANMA ODASI TASARIMI VE ALKOL BENZİN KARIŞIMLARININ YANMA VE EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN CFD İLE İNCELENMESİ

ÖZET

Bu tez çalışmasında, yanma odası tasarımının ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma ve emisyonları üzerindeki etkileri hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD-computational fluid dynamics (CFD)) yöntemi ile gerçekleştirilen analizler kullanılarak incelenmiştir. Yapılan analizlerde sıkıştırma oranı ve yanma odası hacmi sabit tutularak farklı piston tasarımları ve farklı oranlarda alkol-benzin karışımları kullanılmıştır.

HCCI yanmanın modellenmesinde CFD yazılımı olan AVL Fire kullanılmıştır. Yanma ve türbülans modellemesi için ECFM-3Z yanma modeli ve standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Analiz sonuçlarından piston tasarımının ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma verimini ve egzoz emisyonlarını önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Piston yüzeyine verilen ikinci bir kademenin türbülans oluşumunu artırarak yanmamış HC oranını azalttığı tespit edilmiştir. Piston çanağı geometrilerinin tamamında yakıt karışımlarındaki etanol ve metanol oranı arttıkça silindir gaz basıncı ve sıcaklığı azalmıştır.

Silindir içi sıcaklık dağılımı görüntüleri ile piston tasarımının HCCI yanma üzerindeki etkileri daha detaylı olarak incelenmiştir. Görsellerden piston tasarımının silindir içi sıcaklık dağılımını ve bunun bir sonucu olarak NO_x emisyonunu büyük ölçüde etkilediği görülmüştür. Aynı zamanda piston tasarımı ve farklı oranlardaki alkol katkısının yakıtın yanma sürecini önemli ölçüde etkilediği ve HCCI yanmanın kontrolünde kullanılabileceği görsel verilerle de doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Alkol, Benzin, CFD, Direkt Enjeksiyonlu HCCI Motor, Piston Tasarımı.

CFD INVESTIGATION OF THE EFFECT DIFFERENT COMBUSTION CHAMBER DESIGN AND ALCOHOL GASOLINE MIXTURE ON COMBUSTION AND EMISSION CHARACTERISTICS IN A DIRECT INJECTION HCCI ENGINE

ABSTRACT

In this thesis, the effects of combustion chamber design and alcohol-gasoline mixtures on HCCI combustion and emissions were investigated using computational fluid dynamics (CFD) analysis. In the analysis, different piston designs and alcohol-gasoline mixtures at different rates were used by keeping the compression ratio and combustion chamber volume constant.

CFD software AVL Fire was used to model HCCI combustion. ECFM-3Z combustion model and standard k-ε turbulence model were used for combustion and turbulence modeling. From the results of the analysis, it was seen that the piston design and alcohol-gasoline mixtures significantly affect the HCCI combustion efficiency and exhaust emissions. It has been determined that a second stage applied to the piston surface increases the turbulence formation and decreases the unburned HC ratio. Cylinder gas pressure and temperature decreased as the ratio of ethanol and methanol in the fuel mixtures increased in all piston bowl geometries.

In-cylinder temperature distribution images and the effects of piston design on HCCI combustion were examined in more detail. From the visuals, it was seen that the piston design greatly affects the in-cylinder temperature distribution and consequently NO_x emissions. At the same time, it has been confirmed by visual data that the piston design and alcohol additives in different ratios significantly affect the combustion process of the fuel and that HCCI can be used in the control of combustion.

Keywords: Alcohol, Gasoline, CFD, Direct Injection HCCI Engine, Piston Design.

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlarda, yanmayı etkileyen birçok parametre bulunmaktadır. Motorun çalıştığı ortamın atmosferik koşulları, kullanılan yakıt bileşenleri, silindir içi basınç ve sıcaklık bunlardan sadece birkaçıdır. Silindir içi yanmanın verimli bir şekilde gerçekleşmesinde her bir yakıt zerresinin oksijen molekülü ile kimyasal tepkimeye girmesi önemli bir faktördür. Oluşturulacak olan iyi bir türbülans hava ile yakıtın en ideal düzeyde karışımını sağlayacaktır. Bununla birlikte silindir içi basınç ve sıcaklık artacak ve yanmamış HC emisyonları azalacaktır. Türbülans faktörünü etkileyen en önemli unsur ise piston tasarımıdır. Piston yüzeyine verilecek iyi bir geometri, pistonun silindir içi hareketi esnasında hava-yakıt karışımına yön vererek güçlü bir türbülans oluşmasını sağlayacaktır. Dolayısıyla içten yanmalı motorlarda yanmanın verimli bir şekilde gerçekleşmesi için doğru piston geometrisi kullanarak yanma odasını tasarlamak önem arz etmektedir.

Son yıllarda birçok araştırmacının üzerine yoğunlaştığı Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli – Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) motor, düşük NO_x emisyonları ve yüksek termik verime sahip olmasından dolayı geleceğin motor teknolojileri arasında yerini almaya aday bir teknolojidir. Yanma fazlarının direkt olarak kontrol edilememesi, çalışma aralığının dar olması ve düşük yanma sıcaklığının bir sonucu olarak HC ve CO emisyonlarının yüksek olması HCCI motorun en önemli dezavantajlarıdır.

Bu tez çalışmasında, HCCI motordaki dezavantajların azaltılabilmesi için farklı bir çözüm stratejisi geliştirilmiştir. Kullanılan strateji, direkt enjeksiyon yöntemi ile farklı piston geometrileri üzerine püskürtülen farklı oranlarda hazırlanmış alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma üzerindeki etkilerinin CFD analizleriyle incelenmesi şeklinde oluşturulmuştur.

HCCI yanmanın modellenmesi ve yanma analizleri ticari bir CFD yazılımı olan AVL Fire programı ile yapılmıştır (Altınkurt, 2017). Analiz sonuçlarından elde edilen silindir içi görüntüler ile piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının silindir içi yanma ve emisyon oluşumunu nasıl etkilediği araştırılmıştır.

Bu tez çalışması yedi bölümden oluşmaktadır. İkinci bölümde genel bilgilendirme yapılmış olup içten yanmalı motorlarda yanma ve HCCI'da kullanılan metotlar ele alınmıştır.

Üçüncü bölümde, benzin HCCI motoru çalışma alanının genişletilebilmesi, yanma fazlarının ve emisyonlarının kontrol edilmesi için kullanılan yöntemleri içeren literatür çalışmaları hakkında bilgiler verilerek kullanılan bu yöntemlerin yanma, emisyon ve performans parametreleri üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Dördüncü bölümde, HCCI motordaki yanmanın modellenmesi ve analizinde kullanılan yöntem tanıtılmış olup yanma üzerine yapılmış CFD çalışmaları incelenmiştir.

Beşinci bölümde CFD programı üzerinde gerçekleştirilecek olan analizler için yanma modelinin oluşturulması ve teorik verilere göre parametrelerin girilmesi açıklanmıştır.

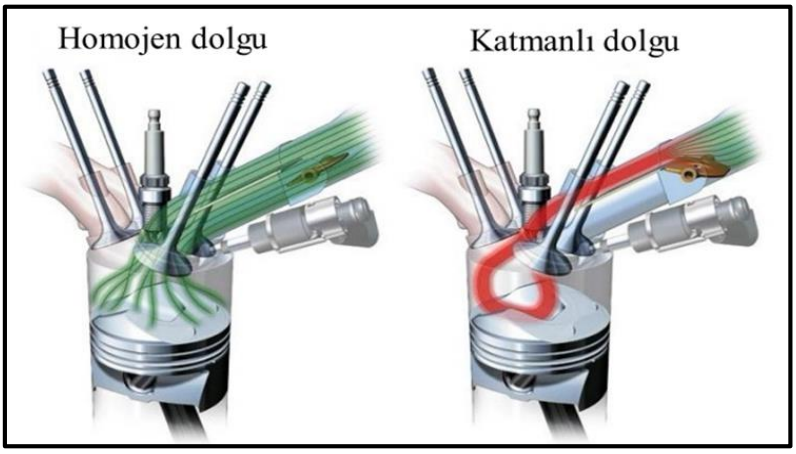
Altıncı bölümde CFD analizlerinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yedinci bölümde ise bu çalışma sonucundan elde edilen veriler özetlenerek çıkarımlar yapılmış ve ileride yapılabilecek çalışmalar hakkında tavsiyelerde bulunulmuştur.

Bu çalışmanın amacı; direkt enjeksiyonlu bir HCCI motorda farklı piston tasarımları ve alkol-benzin karışımları kullanımının HCCI yanmaya etkilerini CFD yöntemi ile analiz ederek motor performansı üzerine etkilerini araştırmaktır. Bu amaç doğrultusunda elde edilen CFD analiz sonuçları ile piston tasarım stratejisi ve alkol-benzin karışımları kullanarak HCCI yanma üzerinde çalışacak araştırmacılara önemli bir kaynak oluşturulması hedeflenmektedir.

2. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA VE HCCI

Geçmişten günümüze hayatımızda önemli bir yere sahip olan içten yanmalı motorlar, ulaşım sektörü başta olmak üzere birçok alanda kullanılmaktadır. Bu motorlar, ham petrolün rafine edilmesiyle elde edilen yakıtlarla çalışmaktadır. Yanma sonucu elde edilen egzoz gazı emisyonları atmosferi büyük ölçüde kirletmekte ve insan vücudunda kalıcı hasara neden olabilecek sağlık sorunlarına sebebiyet vermektedir. Motor teknolojisindeki gelişmeler sayesinde emisyon oranlarının azaltılmasına rağmen geçmişten günümüze motorlu taşıt sayısının giderek artması atmosferin kirlilik oranının artmasına engel olamamıştır. Bundan dolayı motor üreticileri farklı yanma konseptleri üzerine yoğunlaşarak içten yanmalı motorların atmosfer üzerindeki zararlı etkilerini minimum seviyeye indirmeyi amaçlamaktadır (Altınkurt, 2017).

Ateşlemenin buji ile yapıldığı motorlarda katalitik konvertörün verimli bir şekilde kullanılabilmesi, hava-yakıt karışımının stokiyometrik oranda (λ=1) olmasına bağlıdır. Dolayısıyla hazırlanacak hava-yakıt karışımının yanma odasındaki her bölgede stokiyometrik (homojen) olması önem arz etmektedir. Stokiyometrik karışımın elde edilmesi için motora alınacak havanın kontrol edilmesi gerekmektedir. Gaz kelebeğinin hareketiyle havanın debisi ayarlanarak yanma odasına gönderilecek hava miktarı kontrol altına alınmaktadır. Bu kontrol metodu, stokiyometrik karışım elde edilmesinde önemli bir faktör olmasına rağmen düşük motor verimi ve yüksek yakıt tüketimini beraberinde getirmesi nedeniyle yeni motor teknolojilerine ihtiyaç duyulmuştur. Direkt püskürtmeli buji ile ateşlemeli (DISI) motor teknolojisi sayesinde hava-yakıt karışımı daha hassas bir şekilde kontrol edilmektedir. Piston yüzeyi geometrisinde yapılan değişiklikler ile havaya yön vererek homojen karışımın buji çevresinde, fakir karışımın ise bujiden uzak noktalarda elde edilmesi sağlanır. Böylece motorun yakıt tüketimi ve vuruntu riski azaltılmış olmaktadır. DISI motorlarda kısmi yüklerde buji çevresinde oluşturulan katmanlı dolgu, ateşleme zamanında alevin silindir içerisindeki yayılma hızını artırarak alev sıcaklığının yükselmesine sebep olmaktadır. Alev sıcaklığının yükselmesi yanma sonu sıcaklığını artırmakta ve dolayısıyla NO_x emisyonlarının yükselmesine neden olmaktadır. Aynı zamanda katmanlı dolgu, silindir içerisinde bölgesel zengin karışımlar oluşturduğundan is emisyonlarının da artmasını sağlamaktadır. Şekil 2.1'de DISI motorlarda homojen ve katmanlı dolgu oluşumu gösterilmiştir (Yao ve diğ., 2009).



Şekil 2.1. DISI motorlarda homojen ve katmanlı dolgu oluşumu

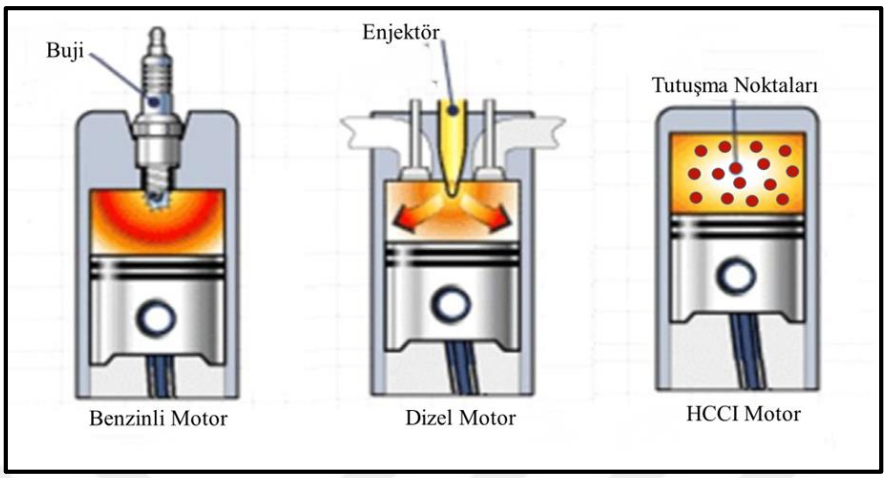
Bu nedenle, DISI motorlarda bu iki emisyonun azaltılabilmesi ve emisyon standartlarının sağlanabilmesi için araştırmacılar geleneksel dizel ve benzin motoruna göre daha düşük NO_x ve is emisyonu ile birlikte daha yüksek ısıl verim avantajlarına sahip homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (Homogenous Charge Compression Ignition - HCCI) yanma teorisi üzerine odaklanmışlardır (Yang ve Zhao, 2011).

HCCI motor, benzinli motorların çalışma prensibinde olduğu gibi hava-yakıt karışımının sıkıştırma zamanından önce stokiyometrik olarak hazırlanıp dizel motorlarında olduğu gibi sıkıştırılarak kendiliğinden tutuşturulması prensibine dayanmaktadır.

Fakir ve stokiyometrik karışımın hazırlanmasından sonra yanma odasında Şekil 2.2'de görüldüğü gibi birçok tutuşma noktası oluşur. Tutuşma noktalarında meydana gelen yanmanın aynı anda gerçekleşmesinden dolayı büyük çapta bir alev yayılmaz (Bendu ve Murugan, 2014). Alev sıcaklığının bu yüzden düşük olması, yanma sonu sıcaklığının da düşük olmasına neden olacak böylece benzinli ve dizel motorlara kıyasla daha az NO_x emisyonu üretilecektir. Aynı zamanda homojen karışım sayesinde minimum seviyede is emisyonu ve dizel motorlarınkine yakın seviyelerde termik verim elde edilmektedir.

HCCI motor, bu avantajlarından dolayı çoğu araştırmacının ilgi odağı olsa da halen çözüme ulaştırılmamış dezavantajlara sahiptir. Kendi kendine tutuşmanın dizel motorlarda olduğu gibi enjeksiyon zamanıyla doğrudan kontrol edilememesi veya benzin motorlarındaki gibi herhangi bir ateşleme zamanı olmayışı HCCI motorun çalışma aralığını daraltmaktadır. Ayrıca yüksek seviyede yanma gürültüsü, düşük sıcaklıktaki yanma sonucunda açığa çıkan HC ve CO emisyonları, soğukta çalışma zorluğu ve

homojen karışım elde edilmesinde karşılaşılan zorluklar HCCI yanmanın eksik ve geliştirilmesi gereken yönlerini oluşturmaktadır.



Şekil 2.2. Benzinli, dizel ve HCCI motorda yanmanın oluşumu

HCCI motorda karışımın kendiliğinden tutuşma zamanı ve yanma oranlarının kontrolü iki önemli parametreye bağlıdır. Bunlardan birincisi; silindir içerisindeki zamana bağlı sıcaklık değişimi ikincisi ise yakıtın kendi kendine tutuşma kimyasıdır. Silindir içerisindeki sıcaklık değişiminin kontrol edilmesi için literatürde kullanılan yöntemler; emme havası basıncı ve sıcaklığı, artık gazların değişken subap zamanlamasıyla geri kazanımı, EGR stratejisi (egzoz gazı resirkülasyonu), değişken sıkıştırma oranıdır (Agarwal ve diğ., 2017).

Bu yöntemlerin dışında silindir içerisindeki sıcaklık ve basıncı doğrudan etkileyen önemli bir parametre olarak yanma odası tasarımı bulunmaktadır.

Emme supabının kapanmasıyla birlikte hava yakıt karışımına yön veren piston yüzey geometrisi, her bir yakıt zerresinin oksijen molekülü ile tepkimeye girmesinde önemli bir role sahiptir. Kimyasal tepkimenin stokiyometrik oranda gerçekleşmesi yanmamış HC oranlarını azaltmakta ve daha verimli bir yanma sağlanmaktadır.

Diğer bir parametre olan yakıtın kendiliğinden tutuşma kimyası, farklı yakıt karışımlarının kullanılması ve hava yakıt oranının değiştirilmesiyle kontrol edilmektedir.

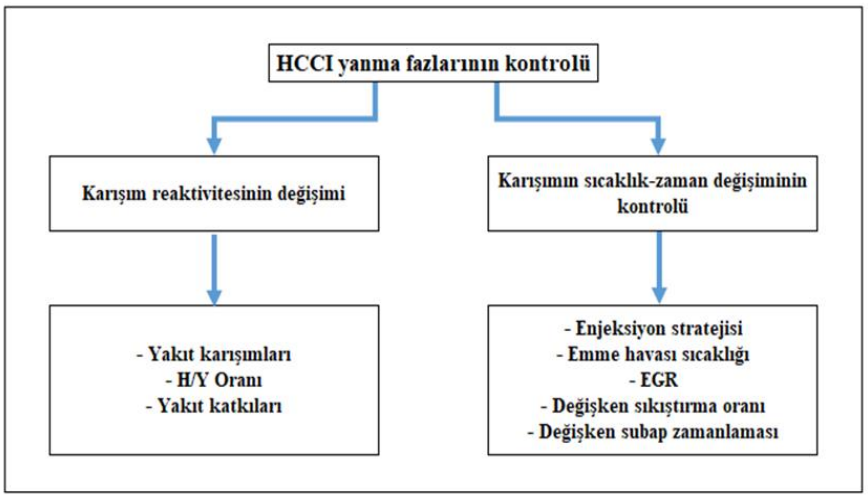
Üçüncü bölümde literatürde kontrol parametreleri hakkında yapılmış bilimsel çalışmalar incelenmiştir.

3. HCCI MOTORLARDA YANMA KONTROL YÖNTEMLERİ

HCCI motorun yanma kimyasını oluşturan temel yöntemler; yakıt hava karışımının stokiyometrik oluşumu, sıkıştırma ile bu karışımın kendi kendine tutuşması ve düşük sıcaklıkta yanmanın gerçekleşmesidir. Literatürde benzin motoruna uygulanan bu teori, kontrollü kendiliğinden tutuşma (controlled auto-ignition (CAI)) ya da HCCI yanma teorisi olarak ifade edilmektedir. Bu teori; silindir içerisindeki basınç, sıcaklık ve homojen dolgunun kontrol edilerek kendiliğinden tutuşmasının sağlanması ve yanmanın başlamasıyla gerçekleşmektedir.

HCCI yanma teorisinde tutuşma, SI motorlardaki gibi buji ile yapılmamakta olup yanma fazlarının kontrolü farklı parametreler (yakıt püskürtme yöntemi, dolgu sıcaklığı ve basıncı, subap zamanlamasının değiştirilmesi ((VVT) variable valve timing), EGR ve değişken sıkıştırma oranı ((VT) variable compression)) kullanılarak yapılmaktadır.

Ayrıca farklı oranlarda karıştırılmış yakıtların ve kimyasal katkıların kullanımıyla kendiliğinden tutuşmanın geciktirilmesi veya öne çekilmesi sağlanmıştır. Bu parametreler, Şekil 3.1'de gösterilmiştir.

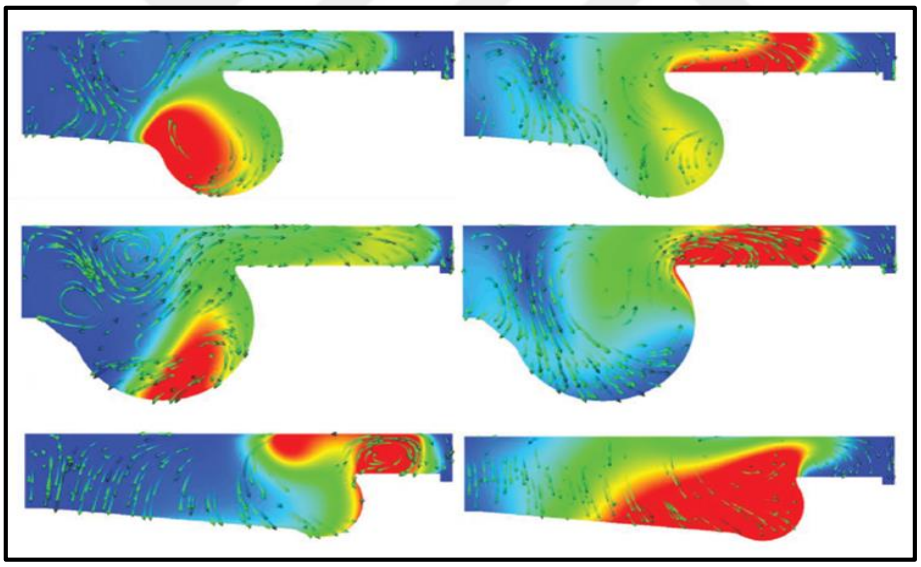


Şekil 3.1. HCCI yanma kontrol yöntemleri

Bu çalışmada zamana bağlı sıcaklık değişiminin kontrolü için farklı piston yüzey geometrileri, karışım reaktive değişimi için ise benzin-alkol karışımları kullanılmıştır.

3.1. Piston Tasarımının Etkisi

HCCI yanmanın kontrolü, ısı dağılımının (zamana bağlı sıcaklık değişimi) kontrolü ve motor çalışma aralığının genişletilmesi olarak iki bölüme ayrılır. Tutuşma zamanının belirlenmesinde silindir içerisindeki sıcaklık esas alınmaktadır. Doğru tasarlanmış piston yüzeyi, diğer kontrol parametreleriyle birlikte kullanıldığında silindir içerisindeki basınç ve sıcaklığın kontrolünde etkin rol oynamaktadır. HCCI yanmada homojen karışım elde edilmesi yanma verimi açısından önemlidir. Homojen karışımın elde edilmesinde ise en önemli parametre türbülans faktörüdür. Oluşturulacak olan güçlü bir türbülans, hava ile yakıtın stokiyometrik oranda karışmasını sağlayacak ve silindir içerindeki basınç ve sıcaklık artacaktır. Böylece yanmamış HC oranları azalacak ve yanma verimi artacaktır. Dolayısıyla HCCI motorda doğru tasarlanmış piston geometrisini kullanmak yanmanın kontrol edilmesinde önemli bir parametredir. Şekil 3.2'de piston yüzey geometrisinin türbülans oluşumundaki etkisi gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Piston yüzey geometrisinin türbülansa olan etkisi (Dimitriou ve diğ., 2015)

Sharma ve diğ. (2015a) ECFM-3Z yanma modelini kullanarak piston çanağı geometrisinin sıkıştırma ile ateşlemeli ((CI compression ignition) motorda HCCI yanma üzerine etkilerini incelemek için CFD analizleri yapmışlardır. Yapılan analizler, dört zamanlı 1600 cm^3 silindir hacmine sahip motorda gerçekleştirilmiştir. Kademeli ve yarım küre piston çanağı geometrisi olmak üzere iki farklı piston tasarımı kullanılarak yapılan analizlerde, krank açısına bağlı olarak silindir içi sıcaklık ve basınç değerleri, emisyon

oranları ve yapılan piston işi değerleri elde edilmiş olup bu sonuçlara göre optimum piston tasarımı belirlenmiştir.

Khan ve diğ. (2018) püskürtme açısı ve piston çanağı geometrisinin direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda karışım, yanma ve emisyon oluşumu üzerine etkilerini incelemek için CFD analizleri yapmışlar ve analiz sonuçlarını deneysel çalışma ile desteklemişlerdir. Yapılan analizler; yarım küre, halka girintili ve halka girintili-kademeli olmak üzere 3 farklı piston çanağı geometrisi üzerine 150°, 155°, 160° ve 165° olmak üzere 4 farklı açıda yakıt enjeksiyonu ile gerçekleştirilmiştir. Tüm analiz şartları için sıkıştırma oranı ve yanma odası hacmi sabit tutulmuştur. Silindir içi akış ve yanmanın modellenmesinde bir CFD analiz yazılımı olan AVL FIRE kullanılmıştır. Elde edilen simülasyon sonuçları, püskürtme açısı ve piston çanağı geometrisinin silindir içi karışım oluşumu ve yanma sürecini önemli ölçüde etkilediğini ortaya koymuştur.

Channappagoudra ve diğ. (2018) piston tasarımı ve farklı yakıt karışımlarının geleneksel bir dizel motorun performansı üzerine olan etkilerini incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışmalar, yarım küre ve halka girintili olmak üzere iki farklı piston tasarımı üzerine dizel ve süt köpük yağından elde edilen metil ester (biyodizel) yakıtlarının farklı oranlarda karıştırılıp püskürtülmesi ile gerçekleştirilmiştir. Sıkıştırma oranı ve yanma odası hacmi deney şartlarının tamamında sabit tutulmuş olup piston tasarımı optimizasyonu sağlanmıştır. Deneysel sonuçlar incelendiğinde, piston tasarımı ve dizel-biyodizel yakıt karışımlarının silindir içi sıcaklığı ve yanma türbülans kinetik enerjisini doğrudan etkilediği görülmüştür. Dizel-biyodizel yakıt karışımlarının HC ve CO emisyonlarını büyük ölçüde azalttığı tespit edilmiştir.

Hu ve diğ. (2013) piston tasarımının yoğunlaştırılmış bir dizel motorunda hava-yakıt karışımı ve motor performansı üzerine olan etkilerini araştırmışlardır. 14,5 sıkıştırma oranına sahip, tek silindirli yoğunlaştırılmış bir dizel motoru referans alınarak yapılan CFD analizlerde, piston çanağının çapı, girinti açısı ve alt radyusu değiştirilerek elde edilen 14 farklı piston tasarımı kullanılmıştır.

Bu tasarımlara ait piston çanağı çapı, girinti açısı ve alt radyus değerleri Tablo 3.1'de gösterilmiştir.

Tablo 3.1. Piston çanağı teknik özellikleri (Hu ve diğ., 2013)

	Parametre	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
Piston çanağı	çapı (% silindir çapı)	0,61	0,64	0,66	0,69	0,72
	girinti açısı (º)	73	80	90	100	108
	alt köşe radyusu (mm)	4	6	8	10	

Gerçekleştirilen yanma analizlerinde silindir içi akış çözümlemeleri için k-ε türbülans modeli, enjeksiyon atomizasyonu için WAVE model (dalgalı atomizasyon modeli) ve buharlaşma modeli için Dukowicz model kullanılmıştır. Elde edilen CFD analizi sonuçları incelendiğinde piston çanağı çapının, girinti açısının ve alt köşedeki radyus değerinin hava-yakıt karışımını büyük ölçüde etkilediği ve bununla birlikte türbülans kinetik enerjisini değiştirdiği tespit edilmiştir.

Balasubramanian ve diğ. (2018) piston çanağı geometrisinin tek silindirli bir dizel motorda performans, yanma özellikleri ve emisyon değerleri üzerine etkilerini incelemek için CFD analizleri yapmışlardır. Yazarlar, piston tasarımı olarak halka girintili piston çanağı geometrisi kullanmışlardır. Bu geometri üzerinde, çanak derinliğinin çanak çapına bölünmesiyle piston çanağı en-boy oranı, piston boğaz çapının çanak çapına bölünmesiyle piston çanağı girinti oranı ve çanak çapının silindir çapına bölünmesiyle silindir çapı-piston çanağı oranı elde edilmiştir. Daha sonra bu oranlar değiştirilerek CATIA V5 3D modelleme yazılımında 11 farklı piston çanağı geometrisi tasarlanmış ve CONVERGE yazılımında yanma analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler; Kirloskar TV1 marka, tek silindirli, dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu ve su soğutmalı bir dizel motorunda yapılan deneyler ile doğrulanmıştır. 5,2 kW güce sahip doğal emişli bu dizel motoru, yüksek basınç ve titreşim mukavemetinden dolayı hem ticari hem de endüstriyel alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Analiz sonuçları incelendiğinde silindir çapı-piston çanağı oranının değiştirilmesiyle elde edilen yeni piston geometrilerinin motor performansı üzerinde önemli bir rol oynadığı gözlenmiştir. Çanak çapı ve silindir çapı-piston çanağı oranının daha az olduğu geometrilerde ortalama efektif basıncın daha yüksek, özgül yakıt tüketiminin ise daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Buna bağlı olarak piston çanağı geometrisinde yapılacak olan çanak çapı, çanak derinliği ve boğaz çapı gibi değişikliklerin motor performansının belirlenmesinde önemli etkenler

olduğu sonucuna varılmıştır. Minimum boğaz ve çanak çapına sahip piston geometrileri, silindir içerisindeki yanma verimini artırdığından hidrokarbonda %36.8, karbon monoksitte %69.77, duman emisyonunda ise %31 oranında motorun daha az salınım yapmasını sağlamıştır. Piston boğaz çapının artması, yanma bölgelerini artırdığı için diğer piston geometrilerine göre %1,28 oranında daha düşük NO_x emisyonu çıkarmıştır. Yapılan analizler, parametre değişkenlik hatalarını en aza indirmek için motor performansı, emisyonu ve yanma karakteristikleri olarak 3 farklı açıdan değerlendirilmiştir.

Jinuchandran ve diğ. (2017) piston çanağı geometrisindeki girinti açısının direkt enjeksiyonlu bir STAR CD dizel motorda performans ve yanma verimliliği üzerine etkisini araştırmışlardır. Girinti açısı, 16.35˚, 19.35˚, 22.35˚ ve 25.35˚ olmak üzere 4 farklı piston çanağı geometrisi tasarlanmıştır. Caterpillar 3401 tek silindirli, ağır hizmet tipi motoru referans alarak yapılan CFD analizlerinde; sıkıştırma oranı, yanma odası hacmi, yakıt kütlesi gibi diğer tüm parametreler sabit tutulmuştur. Yapılan analiz sonuçları incelendiğinde silindir içi basınç ve sıcaklığın 19.35˚ girinti açısına sahip olan piston geometrisinde daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Maksimum NO_x emisyonu, 22.35˚ girinti açısına sahip piston geometrisinde, minimum duman emisyonu ise 19.35˚ girinti açısına sahip olan piston geometrisinde açığa çıkmıştır. Yapılan araştırmalar, daha iyi motor performansı ve minimum egzoz emisyonu için piston tasarımının önemli bir parametre olduğunu ve yanma verimini doğrudan etkilediğini ortaya koymuştur.

Beatrice ve diğ. (2001) direkt enjeksiyonlu, common rail dizel motorlarda farklı piston tasarımlarının motor performansına etkisini araştırmışlardır. Yapılan analizlerde, üç farklı piston tasarımı kullanılmış olup her bir yanma odası için krank açısına bağlı olarak türbülans, silindir basıncı ve ortalama sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Yapılan testler, FIAT 1.9 L JTD dizel motorunda 1500 devir/dak gerçekleştirilmiştir. Türbülans çözümlemesi için RNG k-epsilon modeli kullanılmıştır. Test sonuçları incelendiğinde, farklı piston tasarımları kullanılarak aynı krank açısında farklı türbülans oranları elde edildiği tespit edilmiştir. Düşük girinti açılı ve yüksek giriş seviyeli piston geometrilerinin türbülansı azalttığı için yanma verimini düşürdüğü gözlenmiştir.

Channappagoudra ve diğ. (2020) tek silindirli, dört zamanlı, 3.5 kW güce sahip bir dizel motorunda piston tasarımı ve farklı yakıt karışımları kullanımının motor performansına

etkisini araştırmışlardır. Yapılan deneysel çalışmalar, yarım küre ve halka girintili olmak üzere 2 farklı piston çanağı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Yakıt olarak, %80 dizel-%20 süt köpüğü karışımından elde edilen biyodizel kullanılmıştır. Deneyler sırasıyla %20, %40, %60, %80 ve %100 motor yüklerinde, 17.5 sıkıştırma oranında gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçları incelendiğinde biyodizelin her iki piston çanağı geometrisi için de daha az HC emisyonu açığa çıkardığı tespit edilmiştir. Bu durumun, biyodizelin içerisinde daha fazla oksijen molekülü bulundurmasından kaynaklandığı düşünülebilir. HC emisyonu, farklı piston çanağı geometrileri açısından incelendiğinde ise halka girintili piston çanağı geometrisinin daha az HC emisyonu açığa çıkardığı tespit edilmiştir. Bu durum ise halka girintili piston çanağı geometrisinin daha iyi hava-yakıt karışımı sağlayarak silindir içerisindeki türbülans kinetik enerjiyi artırmasından kaynaklanmaktadır. Silindir basıncı değerlerinin her iki piston çanağı geometrisi için de dizel yakıtta daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Farklı piston çanağı geometrilerinde aynı yakıtların kullanılmasıyla gerçekleştirilen deney sonuçları incelendiğinde ise en yüksek basınç halka girintili piston çanağı geometrisinde elde edilmiştir. Bu durum, halka girintili piston çanağı geometrisinin ön alev hızını ve türbülansı daha fazla artırmasıyla açıklanabilir.

Bapu ve diğ. (2017) biyodizel ile çalışan, tek silindirli, değişken sıkıştırma oranlı, sıkıştırma ile ateşlemeli ((CI compression ignition), direkt enjeksiyonlu bir motorda piston tasarımının yanma karakteristikleri üzerine olan etkilerini incelemek için CFD analizleri yapmışlardır. CFD analizleri için ANSYS FLUENT yazılımı kullanılmıştır. Yapılan analizlerde; Kirloskar TV1 marka, 87.5 mm silindir çapına ve 3.5 kW güce sahip, su soğutmalı bir dizel motor kullanılmıştır. Motordaki mevcut yarım küre piston çanağı geometrisi üzerinde modifikasyonlar yapılarak toplamda 3 farklı piston tasarımı üzerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Motorda kullanılan yakıt, %80 dizel-%20 tamanu yağı karışımından oluşan biyodizeldir. Sıkıştırma oranı sırasıyla 16, 17 ve 18 olarak değiştirilerek 3 farklı piston tasarımı üzerinde yapılan analiz sonuçları incelendiğinde; silindir içi basınç değerlerinin, ısı dağılım oranlarının ve açığa çıkan egzoz emisyonlarının her bir piston tasarımı için farklı olduğu tespit edilmiştir. Piston tasarımının silindir içerisindeki yakıt-hava karışımını etkileyerek yanma karakteristiklerinde önemli değişikliklere sebep olduğu sonucuna varılmıştır.

Saito ve diğ. (1986) piston tasarımının tek silindirli, direkt enjeksiyonlu, su soğutmalı bir dizel motorunda yanmaya etkilerini araştırmışlardır. Yapılan deneylerde; dikey kenarlı, halka girintili ve derin halka girintili olmak üzere 3 farklı piston çanağı geometrisi kullanılmıştır. Deneyler, 1000 ve 1800 motor devrinde gerçekleştirilmiş olup çevrim başına 50 mg yakıt püskürtülmüştür. Optimum yakıt tüketimi ve egzoz emisyonu 160°'lik püskürtme açısında sağlandığı için yapılan testlerde püskürtme açısı 160° olarak belirlenmiştir. 16:1 sıkıştırma oranına sahip üstten supaplı (OHV, Over Head Valve) bu dizel motorunda yapılan deney sonuçları incelendiğinde, halka girintili piston çanağı geometrisinin daha düşük NO_x ve duman emisyonları ile birlikte daha iyi yakıt ekonomisi sağladığı tespit edilmiştir. Bu durum, piston tasarımında yer alan halka şeklindeki girinti yüzeylerinin türbülansı artırmasıyla açıklanabilir.

Jaichandar ve Annamalai (2012), % 80 dizel - % 20 pongamia yağı karışımından oluşan biyodizel ile çalışan direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda piston tasarımının motor performansına etkisini incelemek için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneyler; yarım küre, dikey kenarlı ve sığ derinlikte olmak üzere 3 farklı piston tasarımı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneylerde, motor performansı ve emisyon oranlarının farklı piston tasarımlarına göre doğru bir şekilde karşılaştırılması için hava-yakıt oranı ve motor devri sabit tutulmuştur. Motora sırasıyla % 0, %25, % 50, % 75 ve % 100 yükleme yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda, her bir piston tasarımı için silindir içi basınç, özgül yakıt tüketimi (BSFC, brake specific fuel consumption) ve egzoz emisyonu değerleri elde edilmiş olup tasarım optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Dikey kenar piston çanağı geometrisinin incelenen deney parametrelerinin tamamında tüm çalışma yüklerinde daha iyi bir yanma gerçekleştirdiği tespit edilmiştir.

Yang ve diğ. (2014) piston çanağı geometrisinin orta yük koşullarında çalışan biyodizel yakıtlı bir dizel motorun performans ve emisyon karakteristiklerine olan etkilerini incelemek için sayısal çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmada; yarım küre, omega ve sığ derinlikte olmak üzere 3 farklı piston çanağı geometrisi kullanılmıştır. Sıkıştırma oranı, çalışmaların tamamında 18.5 olarak sabit tutulmuştur. KIVA-4 yazılımı ile yapılan CFD analizleri, deneysel çalışmalarla desteklenmiştir. Deneyde; Toyota marka, 4 silindirli, 75 kW gücünde direkt enjeksiyonlu bir dizel motor kullanılmıştır. Yakıt karışımı olarak, % 50 n-heptan, % 25 metil dekanoat (MD) ve % 25 metil-9-dekanoattan

(MD9D) oluşan bir biyodizel kullanılmıştır. Yapılan deneyler; % 50 motor yükünde 1200, 2400 ve 3600 dev/dak da gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçları incelendiğinde, yanma odasındaki dar girişin yüksek motor devirlerinde güçlü bir türbülans oluşturarak daha iyi hava-yakıt karışımı sağlayabileceği tespit edilmiştir. Sığ derinlikte piston çanağı geometrisinin düşük motor devirlerinde daha iyi performans gösterdiği gözlenirken yüksek motor devirlerinde omega piston çanağı geometrisi daha avantajlı hale gelmiştir.

3.2. Alkol Katkıların Etkisi

İçten yanmalı motorlarda benzin ve dizel yakıtının yanı sıra alternatif yakıtların kullanılması oldukça yaygınlaşmıştır. Otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılan alternatif yakıtlara biyodizel ve alkoller örnek olarak gösterilebilir. Alternatif yakıtların en önemli avantajı, benzin ve dizel yakıtına kıyasla atmosfere daha az zararlı gaz salınımı yapmalarıdır. Aynı zamanda petrol kökenli yakıtlara olan bağımlılığın azaltılmasında etkin bir role sahiptirler. Etanol ve metanolün alternatif yakıt olarak, benzin ve dizel motorlarının her ikisinde de çok büyük değişikliğe ihtiyaç duyulmadan kullanılabilmesi ve emisyon oranlarını azaltıcı etkide bulunması büyük avantaj sağlamaktadır (Tuner, 2016).

Etanol, fermantasyon yöntemi kullanılarak üretilen bir alkol türüdür. Fermantasyon ya da diğer adıyla mayalama işlemi, şekerin bakteriler ve mantarlar gibi mikroorganizmaların yapmış olduğu oksijensiz solunum ile alkol ve karbonmonoksite (CO_2) dönüştürülmesidir (Altınkurt, 2017). Günümüzde sıkça kullanılan ve bilim insanlarının üzerine yoğunlaştığı alternatif yakıtlardan olan etanol, fermantasyon yöntemi ile selüloz, hemiselüloz ve lignin içeren biyokütle atıklarından, şeker içeren bitkilerden (şeker pancarı, şeker kamışı) ve nişasta içeren bitkilerden (mısır, buğday vb.) elde edilmektedir (Onuki ve diğ., 2008).

Benzin içerisine hacimce %5 ile %10 arasında katılan etanol (E5 ve E10), benzinli motorlar üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmadan yakıt olarak kullanılabilmektedir. Etanol oranının artması motordaki bazı parçalarda aşınmaya sebep olur. Motor üzerinde maliyeti yüksek olmayan değişiklikler ile aşınmalar engellenebilir. Etanolün setan sayısı düşük olduğu için dizel yakıtına kıyasla benzinle kullanılması daha çok tercih edilmektedir. Motorda yapılan modifikasyonlar ve setan artırıcı kimyasallar sayesinde, dizel yakıtıyla da kullanılabilmektedir. Ayrıca etanolün oktan sayısının yüksek olması,

motorun daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalıştırılmasına imkan sağlamaktadır. Böylece daha yüksek motor verimi elde edilebilmektedir.

Alternatif yakıtlardan bir diğeri olan metanol ise daha çok odun talaşından ve evsel katı atıkların damıtılması (distile edilmesi) yöntemiyle elde edilir. Son yıllarda ise hammadde olarak yenilenebilir enerji ve karbondioksit kullanılarak üretilmeye başlanmıştır. Etanol daha yüksek enerji içeriğine sahip olmasına rağmen metanolün üretim maliyetlerinin düşük olması, çevreye verilen zararın azaltılmasında daha hesaplı bir tercih olarak karşımıza çıkmaktadır (Altınkurt, 2017).

Metanolün diğer bir avantajı ise benzin ve dizel yakıtları dışında birçok yakıt ile karışım halinde kullanılabilmesidir. Zhen ve Wang (2015) yaptıkları çalışmada; etanol, DME, LPG ve hidrojen gibi diğer içten yanmalı motor yakıtlarını metanol ile karıştırarak 13 farklı karışım elde etmişlerdir. Yapılan çalışma neticesinde, metanolün petrol kökenli yakıtlar ile kullanımı arttıkça egzoz emisyonlarının azaldığı ve çevre korumasına katkı sağladığı tespit edilmiştir.

Earl (1984), etanol ve metanolün bazı kimyasal özelliklerini inceleyerek içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılabilirliğini araştırmıştır. Yaptığı araştırma sonucunda, bu alkollerin ısıl değerlerinin benzin ve dizel yakıtına kıyasla daha düşük olduğunu, buharlaşma gizli ısılarının ise benzine göre daha yüksek olduğunu ve dolayısıyla alkollerin hava-yakıt karışımı oluşturabilmeleri için ısı transfer yüzeylerinin daha büyük olması gerektiğini tespit etmiştir. Araştırmacı; metanolün, etanolün ve benzinin sırasıyla 112, 110 ve 90-100 araştırma oktan sayısına sahip olduğunu fakat bu alkollerin bezin yakıtı ile oluşturduğu karışımda 132 araştırma oktan sayısına sahip bir yakıt gibi davrandığını gözlemlemiştir. Bu yüzden benzin-alkol karışımları yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabilmektedir. Metanol ve etanolün alternatif yakıt olarak motorda kullanıldığında yanma sonu sıcaklığını düşürdüğünü ve bu durumun NO_x emisyonlarını azalttığını ifade etmiştir. Aynı zamanda yapılarında içerdiği oksijenden dolayı CO ve yanmamış HC oranlarında da azalma gözlenmiştir.

Wu ve diğ. (2011) tek silindirli, dört zamanlı bir HCCI motorda, yanma ve emisyon karakteristikleri üzerine çalışmışlardır. Dizel yakıtının yanında emme manifolduna belirli oranlarda benzin ve etanol enjeksiyonu yaparak deneyler gerçekleştirmişlerdir. Deneyler

üç farklı motor devrinde ve farklı enjeksiyon zamanlarında yapılmış olup dizel yakıtına kıyasla %10, %20 ve %30 oranlarında enjeksiyon sağlanmıştır. Deney sonuçları teorik sonuçlarla doğrulanmıştır. Emme manifolduna farklı oranlarda püskürtülen etanol ve benzinin emisyon oranlarını önemli ölçüde düşürüldüğü gözlenmiştir. Özellikle emme manifolduna püskürtülen etanol, benzin püskürtülmesine göre daha düşük egzoz emisyonu sağlamıştır.

Çanakcı ve diğ. (2013) etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarının dört silindirli bir benzin motorunun performansı ve yanma karakteristikleri olan etkilerini araştırmak için deneysel çalışmalar yapmışlar ve saf benzin yakıtı kullanımı ile karşılaştırmışlardır. Deneyler, 80 km/s ve 100 km/s olmak üzere iki farklı araç hızında gerçekleştirilmiştir. Tekerlek güçleri 5,10,15 ve 20 kW olarak belirlenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımlarında saf benzin kullanımına göre egzoz emisyonlarında (CO emisyonları ve HC emisyonları) önemli miktarda düşme sağlanmıştır. Bunun nedeni etanol ve metanolün içerdiği oksijenin yanma verimini artırması olarak yorumlanmıştır. Karışım içindeki etanol ve metanol oranının artması hava-yakıt eşdeğerlik oranını artırmış ancak tekerlek gücünün artması genel olarak azalmasına sebep olmuştur. Etanol ve metanol karışımları kullanımı ile 80 km/s hızda CO_2 ve NO_x emisyonlarında azalma görülürken, M10 yakıtında 100 km/s hızda CO_2 ve NO_x emisyonlarında bir miktar artış gözlenmiştir.

Zhang ve diğ. (2011) metanol yakıtı kullanımının iki silindirli bir dizel motorda HCCI yanma üzerine etkilerini incelemişlerdir. Manifold üzerine yerleştirilen enjektör yardımıyla eÜÖN önce 80 °KA'da homojen karışım oluşturmuşlardır. Motor devri, emme havası sıcaklığı ve yakıt-hava eşdeğerlik oranını değiştirerek HCCI yanmaya etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlar incelendiğinde eşdeğerlik oranı, emme havası sıcaklığı ve motor devri arttıkça maksimum silindir basıncı ve ısı dağılım oranlarının arttığı ve dolayısıyla yanmanın daha erken başladığı gözlenmiştir. Motor devrinin ve emme sıcaklığının artması tutuşma zamanını öne çekmiş ve bu durum toplam yanma süresinin kısalmasına sebep olmuştur. Eşdeğerlik oranının artması tutuşma zamanını geciktirmiş ve toplam yanma süresi kısalmıştır. Yanma süresinin kısalmasıyla birlikte termik verimin arttığı görülmüştür.

Yücesu ve ark. (2006) yakıt olarak benzin-etanol karışımlarını 8:1, 9:1, 10:1, 11:1, 12:1, 13:1 olmak üzere 6 farklı sıkıştırma oranında test etmişlerdir. Yakıt karışımı olarak %40 etanol + %60 benzin (E40) ve %60 etanol + %40 benzin (E60) kullanmışlardır. Yapılan çalışmalar sonucunda, motorun E40 ve E60 yakıt karışımları ile vuruntu yapmadan yüksek sıkıştırma oranlarında çalışabildiğini ve motor performansında %14'lük bir artış sağlandığını görmüşlerdir. Bununla beraber, E40 ve E60 yakıt karışımlarının CO ve yanmamış HC emisyonlarında yaklaşık %10 ile %16 arasında azalma sağladığını gözlemlemişlerdir.

Zhang ve ark. (2006) tek silindirli bir HCCI motorda etanolün yakıt olarak kullanımının yanma ve emisyon karakteristikleri üzerine etkilerini araştırmışlardır. Yapılan araştırmada emme manifolduna püskürtülen etanol sayesinde supap zamanlarını kontrol ederek yüksek motor devirlerinde benzine kıyasla daha geniş bir çalışma alanı sağlanabileceğini görmüşlerdir. Ayrıca yüksek motor devirlerinde NO_x emisyonunun azaldığını ancak yanmamış HC ve CO emisyonlarının arttığını gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte karışımın fakirleşmesinin NO_x emisyonunu azalttığı ve daha fazla yanmamış HC ve CO emisyonuna sebep olduğu tespit edilmiştir.

Ceviz ve Yüksel (2005), alkol ve benzin karışımlarının buji ile ateşlemeli bir motorun yanmasına etkilerini araştırmışlardır. Yapılan araştırmada yakıt olarak etanol ve kurşunsuz benzin karışımlarını kullanmışlardır. E10 yakıt karışımının kurşunsuz benzine kıyasla çevrimler arası basınç değişimlerinin daha az olduğunu görmüşlerdir. HC emisyonlarında %20, CO emisyonlarında is-e %30 azalma tespit etmişlerdir. Eyidoğan ve diğ. (2010) etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarınun buji ile ateşlemeli dört silindirli motorda yanmaya olan etkilerini incelemişlerdir. Motor gücünün artmasıyla beraber yanma fazlarının alkol-benzin karışmalarında benzine göre daha geç gerçekleştiğini görmüşlerdir. Elde edilen bu sonuca göre HCCI yanma fazlarının kontrol edilmesinde alkol-benzin karışımlarının kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Turner ve diğ. (2011) buji ile ateşlemeli direkt enjeksiyonlu bir motorda biyoetanol-benzin karışımlarının HCCI yanmaya etkilerini araştırmışlardır. Yapılan araştırma, egzoz emisyonlarını azaltmak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Yakıt olarak etanol-benzin karışımları kullanımının egzoz emisyonlarını azalttığını ve motor verimini artırdığını ancak bu etkinin belirli karışım oranlarında sağlandığını tespit etmişlerdir. Etanol

katkısının fakir karışımlarda buhar basıncını artırırken zengin karışımlarda ise katkı oranının artmasıyla beraber buharlaşmanın azalmasına neden olduğunu görmüşlerdir. Etanol karışımının içerdiği yakıt moleküllerdeki oksijen varlığı tutuşma zamanının daha erken KA'da olmasını sağlamış ve bu durum yanma kararlılığını iyileştirerek verimin artmasını sağlamıştır. Aynı zamanda etanol-benzin yakıt karışımlarında tek ve kademeli enjeksiyon yöntemini karşılaştırmışlardır. Tek enjeksiyon yönteminde yanma veriminin arttığını ve CO emisyonlarının azaldığını tespit etmişlerdir. Kademeli enjeksiyon yönteminin kullanılmasıyla yanma ve egzoz emisyonu parametrelerinin %30 etanol-benzin karışımlarına kadar kontrol edilebileceğini fakat bu karışım oranından sonra yanma ve egzoz emisyonları üzerinde etkili olmadığını tespit etmişlerdir.

Pucher ve diğ. (1996) yakıt olarak benzin ve metanol kullanımının HCCI yanma üzerine etkilerini incelemişlerdir. Metanolün benzin yakıtına göre yanma karakteristiklerinin daha üstün olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca metanolün, motora daha geniş bir çalışma alanı sunduğunu ve daha yüksek silindir içi basınç ve ısı dağılımı sağladığını gözlemlemişlerdir. Çevrimler arası farklılıkların metanolde daha düşük görüldüğünü, tutuşma zamanının daha erken ve yanma süresinin daha kısa olduğunu belirtmişlerdir.

Shayan ve diğ. (2011) buji ile ateşlemeli, 4 silindirli bir motorda metanol-benzin yakıt karışımları kullanımının motor performans karakteristiklerine ve egzoz emisyonlarına etkisini araştırmışlardır. Saf benzin içerisine farklı oranlarda (%5, %7.5, %10, %12.5 ve %15) metanol karıştırarak elde ettikleri metanol-benzin karışımları ile deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deney sonuçları incelendiğinde, metanolün yapısında içerdiği oksijen ve gizli buharlaşma ısısının yüksek oluşu yanma verimini ve silindir içine alınan hava-yakıt karışımı yoğunluğunu artırmış ve bununla birlikte tork ve güç değerlerinde artış gözlenmiştir. Metanolün dolgu soğutma etkisine sahip oluşu motora giren hava debisini artırmış ve bu durum volümetrik verimin artmasını sağlamıştır. Metanolün yapısında bulundurduğu oksijen ve benzine kıyasla daha az sayıdaki karbon atomu yanmayı iyileştirmiş ancak bu durum daha fazla CO ve HC emisyonu açığa çıkmasına neden olmuştur. Metanolün daha yüksek yanma verimine sahip olması CO_2 emisyonlarını artırmış, yanmanın stokiyometrik orana yaklaşması alev sıcaklığını yükselterek NO_x emisyonlarını artırmıştır.

Bilgin ve diğ. (2002) değişken sıkıştırma oranlı, sıkıştırma ile ateşlemeli bir dizel motorda etanol-dizel yakıt karışımlarının motor performansına etkilerini incelemişlerdir. Motora en iyi performansı ve verimi eş zamanlı olarak sağlayan etanol karışım yüzdesini ve sıkıştırma oranını bulmayı amaçlamışlardır. Dizel yakıtı içerisine %2, %4 ve %6 olmak üzere 3 farklı oranda etanol karıştırarak etanol-dizel yakıt karışımları elde etmişlerdir. Bu yakıt karışımlarıyla 3 farklı sıkıştırma oranında (19:1, 21:1 ve 23:1) deneyler yapmışlardır. Deney sonuçlarını incelediklerinde farklı sıkıştırma oranlarında dizel yakıtına yapılan %4 etanol ilavesinin motorun özgül yakıt tüketimini azaltırken güç çıkışını ve verimliliğini artırdığını gözlemlemişlerdir. En iyi verimi %3.5 artış oranıyla 21:1 sıkıştırma oranında elde etmişlerdir.

Datta ve Mandal (2017) sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda biyodizel-alkol yakıt karışımları kullanımının motor performansına ve emisyon oranlarına etkilerini araştırmak için simülasyon çalışması yapmışlardır. Diesel-RK yazılımı kullanarak yapmış oldukları simülasyon çalışmasını tek silindirli, dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu bir dizel motor üzerinde gerçekleştirmişlerdir. Palm yağından elde edilmiş biyodizele ayrı ayrı etanol ve metanol ilave ederek biyodizel-etanol ve biyodizel-metanol yakıt karışımı elde etmişlerdir. Simülasyon sonuçları incelendiğinde, biyodizel-alkol karışımlarının saf biyodizel yakıtına göre özgül yakıt tüketimlerinin biraz daha yüksek olduğu görülürken NO_x emisyonlarının biyodizel-alkol karışımlarında önemli oranda azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca araştırmacılar, alkol karışımlı yakıtlarda ısı dağılım oranının, tutuşma gecikmesinin, partikül madde ve duman emisyonunun daha fazla olduğunu belirtmişlerdir.

Elfasakhany (2015) etanol-metanol-benzin yakıt karışımlarının buji ile ateşlemeli tek silindirli bir motorun performansı ve egzoz emisyonları üzerine etkisini incelemiştir. Araştırmacı, benzin içerisine %3 ve %10 oranında etanol ve metanol karıştırarak etanol-metanol-benzin yakıt karışımı elde etmiştir. Bu karışımın kullanılmasıyla elde ettiği deney sonuçlarını etanol-benzin, metanol-benzin ve saf benzin yakıtlarını kullanarak gerçekleştirmiş olduğu deney sonuçları ile karşılaştırmıştır. Etanol-metanol-benzin yakıt karışımlarının, saf benzine yakıtına kıyasla CO ve yanmamış HC emisyonlarının önemli ölçüde azalttığını gözlemlemiştir. Tüm test yakıtları arasında en düşük CO ve yanmamış hidrokarbon emisyonunu metanol-benzin karışımlarının açığa çıkardığını belirtmiştir. Etanol-benzin yakıt karışımlarının, saf benzin ve etanol-metanol-benzin karışımlarına

göre orta düzeyde bir emisyon seviyesi gösterdiğini tespit etmiş, yakıt karışımları içerisindeki etanol ve/veya metanol oranının artmasıyla CO ve yanmamış HC emisyonlarının azaldığını ve CO_2 emisyonlarının arttığını gözlemlemiştir. Ayrıca yakıt karışımlarının motor performansı üzerine etkisini araştırarak en yüksek volümetrik verimin ve motor torkunun metanol-benzin karışımlarında elde edildiğini göstermiştir. Etanol-benzin karışımları tüm test yakıtları arasında en yüksek fren gücünü sağlarken etanol-metanol-benzin karışımları, etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarına göre orta düzeyde bir volümetrik verim, fren gücü ve tork sağlamıştır. En düşük volümetrik verim, fren gücü ve tork ise benzin yakıtında elde edilmiştir.

Nazzal (2011) tek silindirli, buji ile ateşlemeli bir motorda etanol-benzin (%12 etanol, %88 benzin), metanol-benzin (%12 metanol, %88 benzin) ve etanol-metanol-benzin (%6 etanol, %6 metanol, %88 benzin) yakıt karışımları kullanımının motor performansına etkisini incelemiştir. Yapmış olduğu deney sonuçları, metanol ve etanolün benzinli motorun performansı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Araştırmacı, tüm yakıt karışımlarının saf benzin yakıtı kullanımına göre motor performansını artırdığını belirtmiştir. Ayrıca %12 metanol - %88 benzin yakıtı karışımı, %6 metanol - %6 etanol - %88 benzin karışımına göre daha iyi performans gösterdiğini tespit etmiştir. Benzin yakıtına metanol ilavesinin oktan sayısını artırdığını ve böylece benzinli motorların daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalışabileceğini göstermiştir.

Özcan ve diğ. (2018) 4 zamanlı, tek silindirli, buji ile ateşlemeli bir motorda etanol-benzin (%15 etanol, %85 benzin), metanol benzin (%15 metanol, %85 benzin) ve etanol-metanol-benzin (%10 etanol, %5 metanol, %85 benzin) yakıt karışımları kullanımının motor performansı, yanma karakteristikleri ve emisyon oranları üzerine etkisini incelemek için deneysel çalışma yapmışlardır. Deneyleri, 1200 ile 1800 arasında değişen motor devirlerinde gerçekleştirmişlerdir. Deney sonuçlarını incelediklerinde, tüm test yakıtları için maksimum motor gücünün 1800 dev/dak'da ve maksimum motor gücündeki artışın metanol-benzin karışımında elde edildiğini tespit etmişlerdir. Saf benzinin diğer yakıt karışımlarına göre minimum silindir gaz basıncına sahip olduğunu, alkol karışımlı yakıtların yüksek motor devirlerinde benzine göre daha iyi performans gösterdiklerini ve karışım içerisindeki metanol ve/veya etanol oranlarındaki artışın maksimum silindir gaz

basıncı artırdığını belirtmişlerdir. Ayrıca yakıt olarak metanol-benzin, etanol-benzin ve etanol-metanol-benzin karışımları kullanıldığında CO, HC ve NO_x emisyonlarında sırasıyla benzine göre ortalama % 31,55, % 17,56 ve % 7,68 oranında azalma gözlemlemişlerdir. Araştırmacılar, alkol-benzin yakıt karışımlarının çevre açısından daha güvenli emisyonlar sağladığını ve motorun çalışma koşullarına bağlı olarak verimini artırdığını göstermişlerdir.

4. HCCI YANMANIN ANALİZ YÖNTEMİ

Bu bölümde HCCI yanmanın bilgisayar ortamında analizi için kullanılan yöntem ana hatlarıyla ele alınmıştır. Birinci alt bölümde tez çalışması kapsamında kullanılan HCCI motorda yanmanın analizi için kullanılan çözüm tekniği tanıtılmıştır. İkinci alt bölümde literatürde HCCI yanma analizi üzerine yapılmış modelleme ve simülasyon çalışmaları incelenmiştir. Son alt bölümde ise türbülans, transport, yanma, yakıt demeti parçalanma, damlacık buharlaşması ve emisyon modelleri tanıtılmıştır.

4.1. CFD Yöntemi

İçten yanmalı motorlarda yanmayı deneysel olarak inceleyebilmek için yüksek maliyetli, kurulumu uzun süren ekipmanlara ihtiyaç duyulmaktadır. Silindir içi basınç ve sıcaklığı, egzoz emisyonları ve performans karakteristikleri gibi yanma hakkındaki temel verilere dahi doğru bir şekilde ulaşabilmek için yüksek ölçüm hassasiyetine sahip basınç ve sıcaklık sensörleri, emisyon ölçüm cihazları, motor dinamometreleri vb. gerekmektedir. Silindir içi yanmanın detaylı olarak incelenmesi için silindir içinde optik düzeneği olan motorlar, yüksek hızlarda görüntü alabilen ve ölçüm yapabilen kameralar ve lazer cihazları gibi maliyeti daha yüksek olan deney cihazlarına gereksinim duyulmaktadır.

Günümüzde kullanılan analiz programları sayesinde içten yanmalı motorlar bilgisayar ortamında kolayca modellenmekte ve silindir içi yanma hakkında kısa sürelerde daha detaylı bilgiler elde edilmektedir. Hatta gelişmiş CFD bilgisiyle deneylerde ölçülmesi zor olan veriler bile analiz programlarından kolayca elde edilebilmektedir. Bu programlar, her ne kadar detaylı bir yanma analizi gerçekleştiriyor olsa da CFD metoduyla gerçekleştirilen analizlerin doğrulanması tam olarak yapılamamaktadır. Motorun gerçek çalışma koşulları program içeriğine sınır şartları olarak tanımlansa da böylesine kompleks bir analizi çözmek için yüksek CPU gücüne sahip bilgisayarlar gerekmektedir.

Standart donanım özelliklerinde gerçekleştirilen analizler, deneysel sistemlere kıyasla çok daha uzun süreler almaktadır. CFD modellerinde yapılan bazı kabuller analiz sürelerini önemli ölçüde azalmaktadır ancak bu durum analiz sonuçlarındaki hata payını kaçınılmaz hale getirmektedir. Buna rağmen elde edilen analiz sonuçları silindir içi yanmanın incelenmesi ve optimizasyonu adına yeterli bilgiyi sağlamaktadır.

Tez çalışmasında yapılan CFD analizi, son yıllarda araştırmacıların içten yanmalı motorlarda silindir içi yanmayı simule etmek için sıklıkla kullandığı AVL Fire programında yapılmıştır.

Simülasyonlarda yakıtın silindir içine püskürtülmesi ve yanmanın detaylı olarak incelenmesi için bu programın geliştirilmiş bir modülü olan ESE Diesel kullanılmıştır. Bu modül dizel sıkıştırma ile ateşleme, buji ile ateşleme, HCCI ve RCCI (reactivity controlled compression ignition (reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme)) gibi farklı yanma tiplerinin analizinde kullanılabilmektedir. Bu program sonlu hacimler metodu ile çalışmakta olup, pistonun silindir içindeki alt ölü nokta (AÖN) ve üstü ölü nokta (ÜÖN) arasındaki hareketine bağlı olarak değişen hesaplama hacmi için model üzerinde fiziksel ve kimyasal çözümlemeler yapılmaktadır. Fiziksel çözümleme 3B geometride momentum, kütle ve enerji akışının fiziksel yasalarını içine alan konurum denklemleri üzerinden gerçekleştirilmiştir. Kimyasal çözümleme ise karmaşık zincir reaksiyonları ve bu reaksiyonlarla bağlantılı termodinamik bağıntılar üzerinden yapılmıştır.

İçten yanmalı motorların bilgisayar ortamında silindir içi yanma analizlerinin gerçekçi sonuçlarla ve daha kısa çözümleme süreleriyle gerçekleştirilmesi CPU teknolojisindeki gelişmeler sayesinde mümkün olacaktır. HCCI yanmanın temelini oluşturan homojen dolgu sıcaklığının artmasıyla kendiliğinden tutuşma ilkesi günümüzde kullanılan motorlarda kontrol ve güç parametreleri üzerine yapılan araştırmaları yoğunlaştırmıştır. HCCI motorda tutuşma zamanı benzin ve dizel motorlarında olduğu gibi yakıt püskürtülmesi veya bujinin ateşlenmesiyle sağlanamamaktadır. Bu durum tutuşmanın nasıl kontrol edileceğini birincil araştırma konusu olarak karşımıza çıkarmaktadır. Homojen dolgunun kendiliğinden tutuşması silindir içi sıcaklığın hızlı bir şekilde artmasına sebep olur. Ani sıcaklık artışı, özellikle 0,5 eş değerlik oranının üzerindeki değerlerde motora ciddi hasarlar vermektedir. Bu durum HCCI motorların çalışma alanını daraltmakta dolayısıyla maksimum motor gücü sınırlanmaktadır (Zhao, 2007).

Spektroskopi deneyleri (Onishi ve diğ., 1979) ve bilgisayar modelleri (Aceves ve diğ., 2000) HCCI kendiliğinden tutuşma prensibinde kimyasal kinetiklerin önemli rol oynadığını göstermiştir. Yanma, yoğunluk ve sıcaklık farklılığından dolayı sıcaklık ve yoğunluğun yüksek olduğu bölgelerden daha az olduğu bölgelere doğru basınç dalgaları şeklinde ilerlemektedir. Bu durum türbülansın HCCI yanmayı dolaylı bir şekilde

etkilediğini göstermiştir. HCCI yanmada silindir içi sıcaklık dağılımı, silindir cidarlarına olan ısı akışını kontrol eden türbülans sayesinde sağlanmaktadır. Sıcaklık dağılımının geniş aralığa yayılması yanma sürecini uzatmakta etkili bir faktördür. Isı dağılımının ve bununla birlikte yanma hızının kontrolünde sıcaklık dağılımı da önemli rol oynar. Dolayısıyla HCCI yanmanın modellenmesinde, yüksek donanım özellikli bilgisayarlar gerektiren ayrıntılı türbülans çözümlemelerine gerek yoktur. Bu durum daha düşük işlemci güçleriyle ayrıntılı ve tutarlı analiz yapılmasını mümkün kılmaktadır.

Hidrokarbonların kendiliğinden tutuşma kimyası üzerine deneysel ve teorik olmak üzere birçok çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmalar, HCCI yanmanın düşük sıcaklık reaksiyonlarıyla başlayıp orta ve yüksek sıcaklık reaksiyonlarıyla devam eden iki aşamalı bir yanma fazına sahip olduğunu göstermiştir (Tanaka ve diğ., 2003). Homojen dolgu sıcaklığının sıkıştırma zamanında 600 K ve üzerine çıkmasıyla düşük sıcaklık reaksiyonları başlamaktadır. Bu reaksiyonlar sonucu meydana gelen soğuk alev dalgası ısı dağılımının ilk aşamasını oluşturur. Ardından görünür ısı dağılımının tamamen kaybolup sıcaklık artışının yavaşladığı ancak hiçbir zaman sıfırlanmadığı negatif sıcaklık bölgesi (negative temperature coefficient (NTC)) gelir. Dolgu sıcaklığının 850 K üzerine çıkmasıyla orta sıcaklık reaksiyonlarını başlar. Daha sonra sıcaklığın 1050 K civarına yükselmesi yüksek hızlı tutuşmayla beraber hızlı zincir reaksiyonlarının gerçekleştiği yüksek sıcaklık reaksiyonlarını başlatır (Warnatz ve diğ., 2006).

Bu tez çalışmasında yapılan yanma analizlerinde 97 oktan benzin yakıtı kullanılmıştır. 97 oktan benzinin yanma kimyası izooktan yakıtı ile oldukça benzerlik taşımaktadır (Sjöberg ve Dec, 2003). İçten yanmalı motorlarda karışım sıcaklığının artması tutuşmanın iki aşamalıdan tek aşamalıya geçmesine sebep olur. İzooktan yakıtı, düşük kompresyon sonu sıcaklıklarında iki aşamalı bir tutuşma gösterirken, yüksek sıcaklıklarda tutuşma eğrisinde tek aşamalıya doğru bir geçiş gözlenmektedir.

Düşük sıcaklık reaksiyonları yakıtın tutuşma kimyasını direkt olarak etkilemese de ısı dağılımının daha önce başlamasını sağlayarak tutuşmanın erken gerçekleşmesine yardımcı olur. Tutuşma zamanının belirlenmesi, düşük sıcaklık reaksiyonları sonucunda HCCI motorlarındaki yanmanın kontrol edilmesinde yeterli bir parametredir. Tutuşma analizinde genellikle sıcaklık, basınç ve bileşiminin eşit olarak dağıldığını kabul eden tek bölgeli (single zone) termodinamik model kullanılır. Tutuşmanın ilk başladığı sıcak

gazları temsil eden bu modeller sayesinde tutuşma başlangıcı tahmin edilebilir. Fakat yanma süresi, sınır tabakası etkilerine bağlı olduğu için emisyon (HC ve CO) oluşma süreçleri iyi bir şekilde hesaplanamaz. HCCI motorda homojen dolgunun sıkıştırılıp kendi kendine tutuşmasına kadar geçen süre zarfında gerçekleşen tüm kimyasal tepkimeler detaylı kimyasal kinematik mekanizmaları ile simule edilebilir. Günümüzde kullanılan yakıtlar için geliştirilmiş bu mekanizmalar kimyasal tepkimenin her adımında reaksiyon hızını hesaplamaktadır. Ayrıca bu mekanizmalar sayesinde tutuşmaya giden adımlar direkt olarak modellenebilmekte ve soğuk yanma gibi süreçler çözülebilmektedir. Hidrokarbon yakıtlar kimyaları gereği yüzlerce çeşit molekül içerebildiğinden mekanizmaların bilgisayar ortamındaki çözüm süreleri uzun olmaktadır.

Detaylı HCCI analizi için tam entegre modeller (fully integrated models) ve çok bölgeli modeller (multi-zone models) kullanılmaktadır. Bu modeller, homojen olmayan bölgeler ile kendiliğinden tutuşma kimyası arası etkileşimi de hesaplayabilmektedir. Tam entegre modellerde akışkanlar mekaniği ve kimyasal kinetik kodları direkt olarak bağlantılıdır. Akışkanlar mekaniği kodu, CFD hücrelerinin her birinde akışkanlar mekaniği hesaplamaları yapar. Sıcaklık dağılımını hesaplarken her hücrenin bileşimi ve kimyasal ısı dağılımı kimyasal kinetik kodu tarafından hesaplanır. Uzun zincirli hidrokarbonların yanma hesaplarının doğru bir şekilde yapılabilmesi için fazla hücre sayısı ve kimyasal türler gerekmektedir. Dolayısıyla bilgisayar teknolojisinde yaşanan gelişmeler sayesinde bu modellerin kullanımı yaygınlaşacaktır. Tam entegre modellerde hesaplama süreleri, detaylı mekanizmalar yerine indirgenmiş kimyasal mekanizmalar kullanılarak azaltılabilmektedir. İndirgenmiş mekanizmalar sayesinde yanma sürecini az etkileyen kimyasal türler elenerek hesaplama süreleri makul seviyelere indirilmektedir. Fakat sınırlı şartlarda kullanılabilir olması ve uygulanabilirliğin dışına çıkılması durumunda hata payı yüksek sonuçlar vermesi bu mekanizmaların en önemli dezavantajıdır. Çok bölgeli model analizlerinde birbirine yakın sıcaklık, basınç ve bileşime sahip hücreler belli bölgelerde toplanır. Kimyasal kinetik kodu fazla sayıdaki hücrelerde (yaklaşık 104-106) işlem yapmak yerine, sadece sayıca az (10-100) olan bu bölgelerde işlem yaparak hesaplama zamanından 100 kat ve fazlası kadar tasarruf sağlar. Model, birçok farklı yakıt ve piston tasarımı için test edilmiş ve daha önce yapılmış olan literatür çalışmalarıyla tutarlı sonuçlar vermiştir.

4.2. Yanma Analizleri İçin Önceden Yapılmış Çalışmalar

HCCI motorların çeşitli analiz programlarında modellenmesi ve yanma simülasyonları üzerine literatürde yapılmış çalışmalar bu bölümde incelenmiştir. Tez çalışmasındaki motorun yanma analizi hakkında detaylı bilgiye beşinci bölümde yer verilmiştir.

Kakaee ve diğ. (2016) piston çanağı geometrisinin reaktif kontrollü sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda (reactivity controlled compression ignition, RCCI) yanma ve emisyon karakteristikleri üzerine etkisini incelemek için CONVERGE CFD yazılımında yanma simülasyonları yapmışlardır. Yapılan analizler, 16.1:1 sabit sıkıştırma oranında ve 3 farklı piston çanağı geometrisinde gerçekleştirilmiştir. Araştırmacılar, türbülans ve NO_x emisyonu çözümlemesi için sırasıyla RNG k-ε ve genişletilmiş Zeldovich modellerini kullanmışlardır. Analiz sonuçlarını incelediklerinde, piston çanağı geometrisinin yüksek motor devirlerinde RCCI yanmayı ve bununla birlikte yanmamış HC ve CO emisyonlarını önemli ölçüde etkilediğini belirtmişlerdir.

Bawankar ve Gupta (2016) piston çanağı geometrisinin içten yanmalı motorlarda yanma ve emisyonlar üzerine etkisini incelemek için CFD analizleri yapmışlar ve elde ettikleri analiz sonuçlarını deneysel çalışmalar ile doğrulamışlardır. CFD analizlerini, sonlu hacimler metodunu temel alan AVL Fire yazılımında gerçekleştirmişler ve tasarladıkları 4 farklı piston çanağı geometrisinin analiz için modellemesinde yazılımın otomatik mesh oluşturma özelliğini kullanmışlardır. Araştırmacılar yanma, yakıt demeti parçalanma, buharlaşma, NO_x ve duman emisyonu çözümlemelerini sırasıyla ECFM-3Z, WAVE, Dukowicz, genişletilmiş Zeldovich ve kinetik modelleri üzerinden gerçekleştirmişlerdir. Yapılan analizlerde motor devri, sıkıştırma oranı ve püskürtülen yakıt miktarı gibi parametreleri sabit tutarak çeşitli piston çanağı geometrileri arasında doğru ve tutarlı bir karşılaştırma yapmayı amaçlamışlardır. Deney sonuçlarını incelediklerinde, piston çanağı geometrisinin silindir içi yanmayı önemli oranda etkileyerek motor performansı ve egzoz emisyonları üzerinde belirleyici bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Şener ve diğ. (2019) dört silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı sıkıştırma ile ateşlemeli bir dizel motorda farklı piston çanağı geometrisi kullanımının motor performansı ve emisyon oranları üzerine etkisini incelemek için CFD analizleri yapmışlardır. Analizler, 6 farklı piston çanağı geometrisi üzerine n-heptan (C_7H_{16}) yakıtı püskürtülerek

gerçekleştirilmiştir. Motor hızı 1750 dev/dak belirlenmiş olup analizlerin tamamında sıkıştırma oranı sabit tutulmuştur. Araştırmacılar analizleri ANSYS FORTE yazılımında yapmışlar ve türbülans çözümlemesi için RNG k-ε modelini kullanmışlardır. Analiz sonuçlarını incelediklerinde halka girintili piston çanağı geometrisinin diğer piston geometrilerine kıyasla daha iyi yanma özelliklerine ve daha düşük emisyon oranlarına sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Subramanian ve diğ. (2016) tek silindirli bir dizel motorda piston tasarım optimizasyonu için CFD analizleri gerçekleştirmişlerdir. Araştırmacılar yapmış oldukları analizlerde, 3B bir çizim programı olan CATIA V5 yazılımında tasarladıkları 5 farklı piston çanağı geometrisini kullanmışlardır. Piston geometrilerinin yüzey mesh yapısını ANSA yazılımı ile oluşturmuşlar simülasyonları ise CONVERGE CFD yazılımı ile gerçekleştirmişlerdir. Simülasyonlar sonucunda, piston çanağı geometrisinin silindir içi türbülans oluşumunda büyük rol oynadığını ve çanak geometrisinde yapılacak olan herhangi bir değişikliğin türbülans oranını (swirl ratio) değiştirdiğini tespit etmişlerdir.

Jaichandar ve diğ. (2016) dört zamanlı, tek silindirli direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda farklı piston tasarımları kullanarak yanma analizleri gerçekleştirmişlerdir. Yapılan analizlerde, 17.5:1 sıkıştırma oranına ve 5.2 kW güce sahip Kirloskar TV1 marka dizel motoru referans alınmış olup yakıt olarak biyodizel kullanılmıştır.

Analizler; yarım küre, dikey kenarlı, sığ derinlikte, sığ derinlikte-halka girintili ve dikey kenarlı-halka girintili olmak üzere 5 farklı piston çanağı geometrisi üzerinde gerçekleştirilmiştir. Motorun modellenmesi GAMBIT yazılımı ile yapılmış olup silindir içi akışı analiz etmek için STAR-CD yazılımı kullanılmıştır. Analiz sonuçları incelendiğinde, dikey kenarlı-halka girintili piston çanağı geometrisinin türbülans oranının ve türbülans kinetik enerjisinin diğer piston çanağı geometrilere kıyasla daha yüksek olduğu görülmüştür. Araştırmacılar elde ettikleri analiz sonuçlarından yola çıkarak dikey kenarlı-halka girintili piston çanağı geometrisinde silindir içi akışın çok daha iyi olduğunu tespit etmişlerdir.

Krishnaraj ve diğ. (2017) sonlu elemanlar yöntemi kullanarak farklı yanma odası geometrileri üzerinde yanma simülasyonları gerçekleştirmişlerdir. Simülasyonlarda; yarım küre, halka girintili ve eliptik olmak üzere 3 farklı piston çanağı geometrisi

kullanılmıştır. CFD modellemesi ANSYS FLUENT yazılımı ile yapılmıştır. Türbülansın modellenmesinde standart k-ε modeli kullanılmıştır. Yapılan simülasyonlar, 58 mm silindir çapına ve 9,5 sıkıştırma oranına sahip bir benzin motorunda 1500 dev/dak da gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçları incelendiğinde eliptik piston çanağı geometrisinde, diğer piston çanağı geometrilerine kıyasla daha yüksek silindir içi basınç ve sıcaklık buna bağlı olarak da daha düşük NO_x ve CO emisyonu elde edilmiştir.

Ganji ve diğ. (2018) direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda farklı piston tasarımlarının motor performansı ve emisyonu üzerine etkilerini göstermek için CFD analizleri yapmışlardır. Yapılan analizlerde; yarım küre, halka girintili ve sığ derinlikte olmak üzere 3 farklı piston çanağı geometrisi kullanılmış olup sıkıştırma oranı 17,5 olarak sabit tutulmuştur. CFD analizleri, SAGE yanma modeli ile birleştirilmiş CONVERGE yazılımında yapılmıştır. Analiz sonuçları incelendiğinde halka girintili piston çanağı geometrisinin silindir içerisinde daha iyi hava-yakıt karışımı sağladığı ve buna bağlı olarak da homojen bir yanma gerçekleştirdiği gözlenmiştir. Ayrıca çanak derinliğinin daha az olduğu piston geometrilerinde motorun daha iyi emisyon ve performans özellikleri elde ettiği tespit edilmiştir.

Kattela ve diğ. (2019) dizel-bütanol yakıt karışımları ve piston tasarımının sıkıştırma ile ateşlemeli ((CI compression ignition) motorun yanma ve emisyon özelliklerine etkisini incelemişlerdir. Analizlerde yakıt olarak; saf dizel ve saf dizele %10, %20 ve %30 oranlarında karıştırılmış n-bütanol kullanılmıştır. Motor devri ve yükü tüm deneylerde sabit tutulmuştur. Analizler; yarım küre, halka girintili ve sığ derinlikte olmak üzere 3 farklı piston çanağı geometrisi üzerinde gerçekleştirilmiştir. CONVERGE yazılımında gerçekleştirilen CFD analizleri deneysel çalışmalar ile doğrulanmıştır.

Deneysel çalışmalar; Kirloskar TV1 marka, su soğutmalı, tek silindirli bir motorda 1500 dev/dak da gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçları incelendiğinde, dizel yakıtı içerisindeki bütanol oranının artmasıyla beraber CO, NO_x ve duman emisyonu azalırken yanmamış hidrokarbon (HC) oranlarının arttığı görülmüştür. %20 bütanol - %80 dizel yakıt karışımı kullanılarak farklı piston geometrileri üzerinde yapılan deney sonuçlarında, yarım küre piston çanağı geometrisi diğer piston çanağı geometrilerine göre daha iyi motor performansı sağlamış ve daha az HC emisyonu açığa çıkarmıştır.

4.3. Kullanılan Modeller

Günümüzde geliştirilmiş matematik modeller sayesinde CFD metoduyla detaylı bir şekilde yanma analizleri yapılabilmektedir. Bu modellerin geliştirilmesinde termodinamikte kullandığımız kontrol hacimleri için oluşturulan temel korunum denklemleri referans alınmıştır. Bir kontrol hacmindeki korunum denklemleri; kütle korunumu için süreklilik denklemi, momentum (Newton'un ikinci yasası) korunumu için hareket denklemleri, açısal momentum (Newton kanunu) korunumu için açısal momentum denklemleri, enerji (Termodinamiğin birinci yasası) korunumu için enerji denklemleri ve bunlardan türetilen türbülans denklemleridir (Altınkurt, 2017).

İçten yanmalı motorlarda silindir içi hava akışının yüksek hızlarda gerçekleşmesi türbülans oluşumuna katkı sağlar. Bu durum silindir içi akışın modellenmesinde türbülans faktörünü önemli hale getirir. Yapılan CFD analizlerinde başlangıç ve sınır koşulları olarak deneysel çalışma sonuçlarından (Altınkurt, 2017) elde edilen veriler ve sayısal çözümler için de daha önce literatürde kullanılıp güvenilirliği onaylanmış çözüm yöntemleri kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak uzun yıllardır içten yanmalı motor simülasyonlarında kullanılan ve tercih edilen standart k-ε modeli seçilmiştir.

4.3.1. Standart k-ε Türbülans Modeli

Standart k-ε türbülans modeli, türbülanslı akışların simule edilebilmesi için hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde kullanılan en yaygın modeldir. Karışım uzunluğunu modelinin (mixing-length model) geliştirilme ihtiyacının yanı sıra orta ve yüksek dereceli karmaşık akışlarda türbülanslı uzunluk ölçeklerini cebirsel olarak tanımlayan bir alternatif bulma ihtiyacı modelin oluşturulmasındaki en önemli etkendir. Model, türbülans tanımlamasını temel olarak iki adet taşınım eşitliği kullanarak yapmaktadır. Türbülanstaki enerjiyi ilk taşınan değişken belirlemekte ve türbülans kinetik enerjisi (k: turbulent kinetic energy) olarak tanımlanmaktadır. Türbülans kinetik enerjisindeki yayılım miktarını ise ikinci değişken olan türbülans harcanım miktarı (ε: turbulent dissipation rate) belirlemektedir.

Türbülans kinetik enerjisi Denklem (4.1)'deki gibi hesaplanır;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial y}{\partial x_j}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k}\ \frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+2\mu_t E_{ij}E_{ij}-\rho\epsilon \qquad (4.1)$$

Türbülans harcanım miktarı ise Denklem (4.2)'deki gibi;

$$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\epsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial y}{\partial x_j}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\ \frac{\partial\epsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{k}\mu_t E_{ij}E_{ij}-C_{2\epsilon}\rho\frac{\epsilon^2}{k} \quad (4.2)$$

şeklinde olacaktır. Denklemlerde u_i belirtilen yöndeki hız bileşenini, E_{ij} deformasyon hızının bileşenini gösterir. μ_t girdap viskozitesi (eddy viscosity) olup Denklem (4.3)'teki gibi hesaplanır;

$$\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\epsilon} \quad (4.3)$$

Denklemlerdeki σk, $\sigma\epsilon$, $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ ve C_μ ayarlanabilir sabitler olup geniş aralıktaki türbülanslı akışlar için birçok veri uydurma iterasyonu sonucunda elde edilmiştir. Bu sabitler sırasıyla $\sigma k=1$, $\sigma\epsilon=1.3$, $C_{1\epsilon}=1.44$, $C_{2\epsilon}=1.92$ ve $C_\mu=0.09$ olarak bulunmuştur (Altınkurt, 2017).

4.3.2. Standart Transport Denklemi

CFD analizinin çözümleme hacmi içinde yer alan sıvı ve gaz halindeki bileşenler için gerekli transport (taşınım) denklemlerini yazılım içerisinde bulunan türlerin taşınımı modülü içermektedir. Modül içerisinde genel taşınım denklemleri ve standart taşınım denklemleri olmak üzere iki seçenek yer almaktadır. Birden fazla bileşenin karıştığı ya da kullanıcı tanımlı reaksiyon zincirlerinde istenilen sayıdaki kimyasal bileşen birçok özelliğiyle birlikte genel taşınım denklemlerinde tanımlanabilir. Bu modelin kullanılabilmesi için genel gaz fazı reaksiyonları (general gas phase equations) modülünün açılarak kimyasal reaksiyon datasının yazılıma import edilmesi (aktarılması) ve genel taşınım modelinde bileşenlerin tanımlanması gerekmektedir.

Standart transport denklemleri yanma ve enjeksiyon uygulamalarının tamamında kullanılabilir olup kimyasal bileşenler önceden tanımlanmıştır (AVL List GmbH, 2013).

Standart taşınım modelinde çözülecek denklem sayısını azaltmak amacıyla reaktif sistemi ifade etmek için boyutsuz değerler kullanılır (Spalding, 1979). Yanmamış yakıt kütlesinin ($m_{fu,u}$) toplam karışım kütlesine (m_{tot}) oranı, yakıt kütle kesri olarak (y_{fu}) tanımlanmaktadır ve Denklem (4.4)'teki gibi ifade edilir;

$$y_{fu} = \frac{m_{fu,u}}{m_{tot}} \tag{4.4}$$

Karışım oranı (f), Denklem (4.5)'teki gibi bulunur ve $m_{fu,u}$ ile yanmış yakıt kütlesinin ($m_{fu,b}$), m_{tot}'e oranı olarak ifade edilir.

$$f = \frac{m_{fu,u} + m_{fu,b}}{m_{tot}} \tag{4.5}$$

Artık gaz kütle oranı (g), artık gazların bulunması durumunda artık gaz kütlesinin (m_{rg}) oksitleyici kütleye (m_{oxid}) oranı olarak ifade edilir ve Denklem (4.6)'daki gibi hesaplanır;

$$g = \frac{m_{rg}}{m_{oxid}} \tag{4.6}$$

Oksitleyici kütlesi, hava ve artık gaz karışımı kütleleri (m_{air} ve m_{rg}) ile tanımlanmakta olup Denklem (4.7)'deki gibi hesaplanır.

$$m_{oxid} = m_{air} + m_{rg} \tag{4.7}$$

Buradan artık gaz miktarının sistemdeki toplam kütleden bağımsız olup oksitleyici içindeki artık gaz miktarını ifade ettiği görülmektedir.

Taşınım denklemlerinin çözümleri, y_{fu}, f ve g değerleri için Denklem (4.8), (4.9) ve (4.10)'da gösterildiği gibi yapılır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_{fu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i y_{fu}) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_{fu} \frac{\partial y_f}{\partial x_i}\right) + S_{fu} \tag{4.8}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i f) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_f \frac{\partial f}{\partial x_i}\right) \tag{4.9}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho g) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i g) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_g \frac{\partial g}{\partial x_i}\right) \tag{4.10}$$

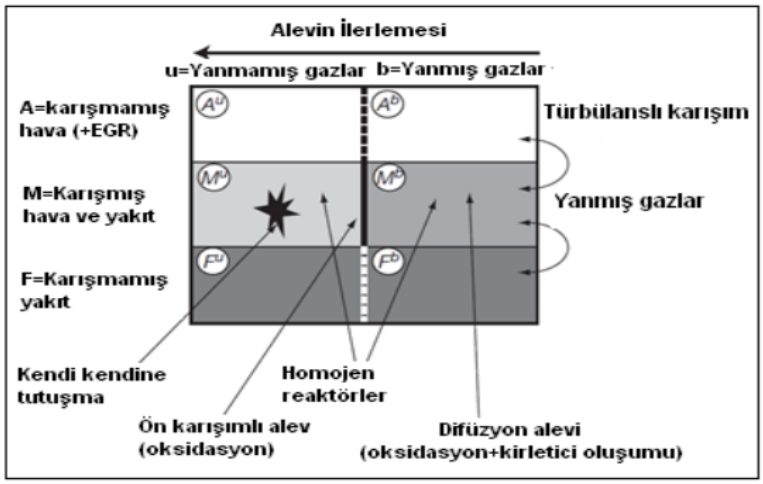
Eşitliklerin sağ tarafındaki terimler difüzyon (Γ) terimlerini temsil ederken sol taraftaki terimler sırasıyla zamana bağlı değişim hızı ve taşınım terimlerini ifade etmektedir. Yakıt için kaynak terimi, Denklem (4.8)'de bulunan S_{fu} ile temsil edilmektedir. *Γ* terimi, alt indisindeki değişkenin genel difüzyon katsayısını temsil etmekte olup bu değişkene bağlı olarak ısı iletim katsayısı, moleküler veya türbülans viskozitesi vb. terimler içerebilir.

Yukarıda ifade edilen taşınım denklemleri, yakıt ($C_nH_mO_k$), O_2, CO_2, H_2O ve N_2'yi içeren kimyasal bileşenler için çözülmektedir.

4.3.3. ECFM-3Z Yanma Modeli

Yapılan CFD analizlerinde özellikle dizel motorlarda kendiliğinden yanma uygulamaları için geliştirilmiş olan ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zones) modeli kullanılmıştır. ECFM-3Z modeli, alev yüzey yoğunluğu transport (taşınım) denklemi ile ön karışım ve difüzyon yanmasını içeren bir karışım modelinden oluşmaktadır. Daha önce benzinli motorlarda başarıyla uygulanan ECFM modeline three zones (üç bölgeli) karışım modelinin eklenmesiyle oluşturulmuştur (Colin ve Benkenida, 2004). Şekil 4.1'de ECFM-3Z karışım bölgeleri görülmektedir. ECFM-3Z modeli dizel yanmayı şekilde görüldüğü gibi üç ana rejime (kendi kendine tutuşma, ön karışımlı alev ve difüzyon alevi) ayırarak yapmaktadır.

İlk başlarda sadece kendiliğinden tutuşma senaryolarında uygulanabilen ECFM-3Z modeli artık buji ile ateşlemeli yanmalarda da kullanılabilmektedir. Birden fazla hidrokarbon içeriğine sahip yakıt tanımlamasının yapılabildiği bu model, tez çalışmasında kullanılan 6-8 farklı hidrokarbon karışımından oluşan alkol-benzin karışımlarının yanma simülasyonunda oldukça kolaylık sağlamıştır.



Şekil 4.1. ECFM-3Z yanma modeli (Karahan, 2011)

ECFM-3Z yanma modelinde kendi kendine alevlenme ve alev yayılması hesabı modelin karışım bileşenlerini geçici olarak birleştirdiği bir yakıt karışımında yapılır. Birden fazla bileşen içeren yakıt karışımlarında Bölüm 4.3.5'te açıklanan multicomponent

evaporation model (çok bileşenli buharlaşma modeli) kullanılmalıdır. Sharma ve diğ. (2015b) tek silindirli sıkıştırma ile ateşlemeli bir dizel motorun HCCI çalışmasını STAR-CD yazılımında ECFM-3Z modelini kullanarak modellemişlerdir. Araştırmacılar, farklı motor devirlerinde ve girdap oranlarında CFD analizleri yapmışlar ve elde ettikleri analiz sonuçlarını incelediklerinde ECFM-3Z modelinin HCCI yanma ve emisyon karakteristiklerini tutarlı bir şekilde hesapladığını ifade etmişlerdir.

ECFM-3Z yanma modelinde yakıt ve hava bileşenleri kütle oranlarının girilebilir olması daha doğru hesaplamalar yapılmasına imkan sağlamaktadır. Tez çalışmasında ECFM-3Z yanma modeline girilen başlangıç kütle oranları 111M180 no'lu TÜBİTAK projesinde yapılan sıfır boyutlu bir yanma simülasyonu tekniği olan SRM (stokhastik reaktör model) analizlerinden alınmıştır. ECFM modeline göre gelişmiş yanma kimyası, gelişmiş three zones karışım modeli, farklı yakıt karışımlarının tanımlanabilmesi ve kimyasal bileşenlerin girilebilen kütle oranları HCCI yanmanın detaylı kimyasal mekanizma tekniğine ihtiyaç duyulmadan da tutarlı bir biçimde analiz edilmesini sağlamıştır.

4.3.4. Wave Parçalanma Modeli

Kendi kendine tutuşmalı motorlarda yanmanın verimli bir şekilde ve kısa sürede gerçekleşmesi, yakıtın yanma odası içerisine yüksek basınçlı olarak ve mümkün olduğunca küçük damlacıklar halinde püskürtülmesiyle sağlanmaktadır. Yanma analizinin doğru bir şekilde yapılabilmesi, karışım oluşumu ve yanma hesaplamalarının birbirleriyle bağlantılı olarak yapılmasına ve yakıt buharı oluşumunun boyutsal ve zamansal doğruluğuna bağlıdır.

Tez çalışmasında gerçekleştirilen yanma simülasyonlarında yüksek basınçlı yakıt enjeksiyonlarında sıklıkla kullanılan Wave damlacık parçalanma modeli kullanılmıştır. Bu model, yüksek Weber sayılı akışlar için uygun olan TAB (Taylor Analogy Break-up) modeline bir alternatif olarak Reitz ve Beale (1999) tarafından geliştirilmiştir. Sıvı yakıt yüzeyinde oluşan ilk bozulma, püskürtülen yakıtın ve ortamın fiziksel ve dinamik özelliklerine ve bozulma dalga boyuna bağlıdır. Viskoz olmayan sıkıştırılamaz bir gaz ortama püskürtülen durgun sıvı jetinin yüzeyinde meydana gelen dalga benzeri bir bozulma, bozulma dalga boyu (λ) ve frekansı (f) arasında dağılım korelasyonuna sebep

olur. Oluşan damlacık boyutunu en hızlı şekilde büyüyen bozulma dalgasının dalga boyu belirler.

Düşük ve yüksek hızlar için olmak üzere iki tane parçalanma rejimi vardır. Düşük hızlar için olan Rayleigh tipi parçalanmadır. Yüksek hızlarda oluşan damlacıkların boyutu en hızlı şekilde büyüyen yüzey dalgasının dalga boyuna eşittir.

Rayleigh tipi parçalanmada oluşan damlacıkların boyutu ana damlacıklardan daha büyüktür. Bu rejim düşük hızlar için olduğundan yüksek basınçlı enjeksiyonlarda önemli değildir.

Wave parçalanma modelinde ana damlacıkların yarıçap azalması için uygulanan oran yaklaşımı Denklem (4.11)'de gösterilmiştir;

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{(r-r_{stable})}{\tau_a} \tag{4.11}$$

Burada r damlacık yarıçapını, r_{stable} ise parçalanma sonucu oluşan damlacığın yarıçapını ifade etmektedir. τ_a modeldeki parçalanma zamanı (break-up time) olup, Denklem (4.12)'deki gibi hesaplanmaktadır;

$$\tau_a = \frac{3.726 \times C_2 \times r}{\Lambda \times \Omega} \tag{4.12}$$

C_2, enjektörden enjektöre değişiklik gösteren ve parçalanma karakteristiğini düzelten sabit bir değeri tanımlamaktadır. Dalga oluşum hızı Ω ile gösterilir. Sıvı yüzeyinde en hızlı oluşan dalganın boyu (Λ) ile r_{stable} arasındaki bağıntı Denklem (4.13)'teki gibi ifade edilir.

$$r_{stable} = C_1 \Lambda \tag{4.13}$$

Wave modelinin birincil sabiti C_1 değeridir. Bu sabit 0.61'e ayarlanır ve genellikle değiştirilmez. İkinci sabit C_2 değeri olup farklı nozullardaki parçalanmayı ayarlamak için değiştirilir. C_2 değerinin azalması yakıtın parçalanma süresini ve nüfuz derinliğini (penetration length) azaltır.

4.3.5. Damlacık Buharlaşması Modelleri

AVL Fire programı içerisinde 9 farklı buharlaşma modeli bulunmaktadır. Yapılan tez çalışmasındaki benzin yakıtı ile yapılan simülasyonlarda yanma analizleri için en çok tercih edilen Dukowicz buharlaşma modeli (AVL List GmbH, 2013) kullanılırken alkol-benzin karışımları ile yapılan simülasyonlarda çok bileşenli yakıt karışımları için türetilmiş Multi-component buharlaşma modeli (AVL List GmbH, 2013) kullanılmıştır.

Tek bileşenli yakıtlarda ısı ve kütle transferi hesaplamaları Dukowicz tarafından geliştirilen buharlaşma modeliyle yapılmaktadır (Dukowicz, 1979). Kullanımı yaygın olan bu model temelde aşağıdaki kabullere dayanır.

- Küresel simetri
- Damlacık etrafında quasi-steady (sanki kararlı) gaz filmi
- Damlacık çapı boyunca üniform sıcaklık
- Çevreleyen akışkanda üniform fiziksel özellikler
- Damlacık yüzeyinde sıvı-buhar termal dengesi

Sabit damlacık sıcaklığı kabulü ile birlikte damlacık sıcaklığı değişim oranı, damlacığa iletilen enerjinin damlacık sıcaklığını artırdığını veya buharlaşma için gereken ısıyı sağladığını belirten enerji dengesi Denklem (4.14)'teki gibi;

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = L \frac{dm_d}{dt} + \dot{Q} \tag{4.14}$$

şeklinde belirlenir. Gazdan damlacık yüzeyine konveksiyonel olarak aktarılan ısı akısı Denklem (4.15)'te gösterildiği gibi bulunur;

$$\dot{Q} = \alpha A_s (T_\infty - T_s) \tag{4.15}$$

Burada α, ısı taşınım katsayısını A_s ise damlacık yüzey alanını belirtir.

Dukowicz buharlaşma modelinde damlacıkların yoğuşmayan gaz fazı içinde buharlaştığı düşünülmektedir. Bu yüzden her bileşen değişik türlerin karışımından oluşsa bile, buhar ve yoğuşmayan gaz tarafından iki bileşenli bir sistem oluşturulur. Lokal yüzey ısı akısı

($\dot{q}_s$) ve buhar kütle akısı ($\dot{f}_{vs}$) üniform damlacık yüzey koşulları kabulüyle incelenir ve kütle akısı korunumu Denklem (4.16)'daki gibi ifade edilir;

$$\frac{dm_d}{dt} = \dot{Q}\frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s} \tag{4.16}$$

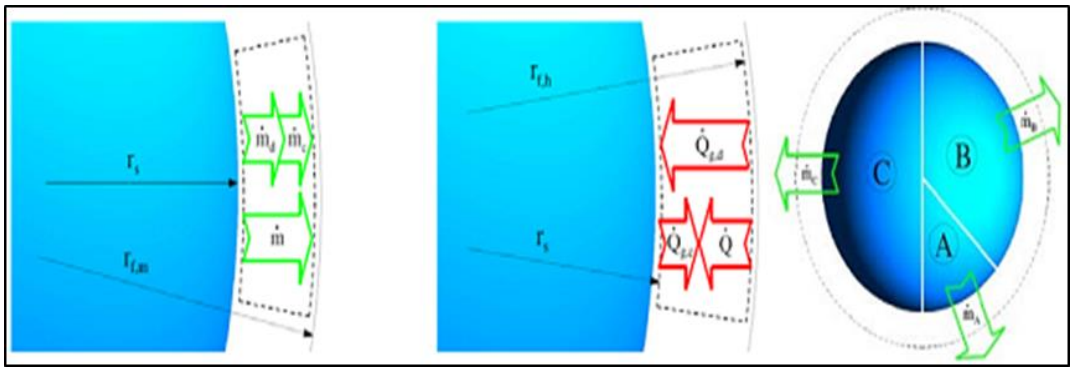
Buradan damlacık enerjisi Denklem (4.17)'deki şekliyle yazılabilir;

$$m_d c_{pd}\frac{dT_d}{dt} = \dot{Q}(1+L\frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s}) \tag{4.17}$$

Tez çalışmasında etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları ile yapılan simülasyonlarda kullanılan çok bileşenli buharlaşma modeli, Brenn ve arkadaşlarının (2003) Abramzon & Sirignano modelini geliştirmesiyle ortaya çıkmıştır. Tek bileşenli modellerden temel farkı Şekil 4.2'de görüldüğü gibi her bir bileşenin kütle transferinin ayrı ayrı hesaplanmasıdır (AVL List GmbH, 2013). Sonuç olarak ortaya çıkan kütle debisi Denklem (4.18)'de görüldüğü gibi her bir bileşenin kütle debilerinin toplamına eşittir. Burada i her bir bileşeni, N ise toplam bileşen sayısını ifade etmektedir.

$$\dot{m} = \sum_{i=1}^{N} \dot{m}_i \tag{4.18}$$

Damlacık içindeki bileşenler için yapılan homojen dağılım kabulü yeteri kadar yüksek sıvı kütle yayınımları ve orta dereceli buharlaşma hızları için doğrulanmıştır. Model, hızlı karışım yaklaşımına göre homojen sıvı bileşimi varsayımına dayanmaktadır. Her bileşen için buharlaşma kütle transfer hızı denklemleri türetilebilir. Bunun için damlacığı çevreleyen sınır tabakası üzerinden integral alınması yeterlidir.



Şekil 4.2. Çok bileşenli damlacık için kütle ve ısı akıları (Altınkurt, 2017)

Kütle transfer hızları tek bileşenli durumu ile aynı iterasyon prosedürü kullanılarak hesaplanır. Kütle kaybından yeni damlacığın kütlesi, çapı, yakıt bileşimi ve yakıt türü taşınım denklemleri için gerekli terimler hesaplanır. Daha sonra damlacığa aktarılan ısı bulunarak yeni damla sıcaklığını içeren enerji dengesi denklemine gidilir. Modelin uygulanmasıyla ilgili detaylı bilgiler (Fink, 2005)'te yer almaktadır.

4.3.6. NO Oluşum Modelleri - Genişletilmiş Zeldovich Mekanizması

Bu bölümde, yanma analizlerinde azot oksit (NO_x) oluşumunu hesaplarken sıklıkla tercih edilen bir model olan genişletilmiş Zeldovich mekanizması açıklanacaktır. NO_x emisyonları, içten yanmalı motorlarda NO ve NO_2'lerin toplamı şeklinde ifade edilir. Bölüm 6'da yer alan NO_x emisyonu grafikleri, yanma analizi sonuçlarından alınan NO ve NO_2 değerleri toplanarak elde edilmiştir. Azot oksitler, temel olarak üç farklı kaynaktan açığa çıkar:

- Havada moleküler halde bulunan azotun parçalanması sonucu açığa çıkan termal NO
- Yanma reaksiyonunda havadaki azot ve parçalanmış hidrokarbonların tepkimesi sonucu açığa çıkan hızlı NO
- Yakıt içeriğinde azot içeren bileşenler sonucu açığa çıkan NO

Toplam NO oluşumunun önemli bir bölümünü %95'ten daha büyük bir oranla termal NO oluşturmaktadır. Yakıt kaynaklı oluşan NO, içten yanmalı motorlardaki yanma için ihmal edilebilir düzeylerdedir. Hızlı NO ise %5'ten daha az bir oranla toplam azot oksit oluşumuna katkı sağlamaktadır.

Yanma süreci boyunca artan silindir basıncı erken yanmaya başlayan gazların yüksek sıcaklıklara çıkmasına sebep olur. Bundan dolayı yanmış gazlardan oluşan NO oranı alev önünde oluşan NO'ya göre çok daha yüksektir. Dolayısıyla motorlardaki NO_x emisyonlarının ana kaynağını termal NO oluşturmaktadır. NO_x emisyonları özellikle 1800 K ve üzeri sıcaklıklarda önemli ölçüde artmaktadır (Wang ve diğ., 2012).

Genişletilmiş Zeldovich mekanizmasının temelini oluşturan kimyasal reaksiyonlar sırasıyla Denklem (4.19), (4.20) ve (4.21)'de gösterilmiştir;

$$N_2+O \underset{k_{1b}}{\overset{k_{1f}}{\leftrightarrow}} NO+N \tag{4.19}$$

$$N+O_2 \underset{k_{2b}}{\overset{k_{2f}}{\leftrightarrow}} NO+O \tag{4.20}$$

$$N+OH \underset{k_{3b}}{\overset{k_{3f}}{\leftrightarrow}} NO+H \tag{4.21}$$

İlk reaksiyon (4.19), diğer reaksiyonlara kıyasla NO oluşum sürecinin hızını belirleyen adımdır. Havada moleküler halde bulunan azotun kararlı üçlü bağının kırılması ancak yüksek bir aktivasyon enerjisiyle (1800 K ve üzeri sıcaklık) mümkündür. Dolayısıyla reaksiyon yüksek sıcaklıklarda oldukça hızlı gerçekleşmektedir.

İlk olarak Denklem (4.19) ve (4.20)'deki reaksiyonlardan oluşan ve Zeldovich tarafından tasarlanan genişletilmiş Zeldovich mekanizması, Denklem (4.21)'deki üçüncü reaksiyonun eklenmesiyle daha da geliştirilmiş bir NO oluşum modeli haline gelmiştir. Üçüncü reaksiyon zengin karışım alevleri dışında genelde ihmal edilebilir. Genişletilmiş Zeldovich mekanizmasını tanımlayan üç kimyasal reaksiyonun tamamı da sıcaklık faktörüne bağlı olarak gerçekleşmektedir.

Tüm reaksiyonlardaki (4.19-4.21) NO oluşum hızı Denklem (4.22)'de gösterildiği gibi bulunur;

$$\frac{\partial c_{NO}}{dt}=k_{1f}c_O c_{N_2}+k_{2f}c_N c_{O_2}+k_{3f}c_N c_{OH}-k_{1b}c_{NO}c_N-k_{2b}c_{NO}c_O-k_{3b}c_{NO}c_H \tag{4.22}$$

Denklemdeki "c" ifadesi yoğunlukları belirtmekte olup birimi mol/cm^3 cinsinden ifade edilmiştir. İleri yöndeki reaksiyonların işareti "+", geri yöndeki reaksiyonların işareti "-" olarak işleme katılmış ve NO oluşum hızı hesaplanmıştır. k_{1f}, k_{1b} vs. ifadeleri sırasıyla ileri ve geri yönlerdeki reaksiyon hız sabitlerini belirtmektedir.

5. MATERYAL VE METOT

Bu bölümde piston çanağı geometrilerinin CAD yazılımıyla tasarlanması ve tek silindirli HCCI yanmasının CFD ortamında modellenmesi açıklanmıştır.

5.1. Motorun Teknik Özellikleri

Yapılan CFD analizlerinde Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Motor Test Laboratuvarında bulunan dört zamanlı, tek silindirli, doğal emişli ve direkt püskürtmeli, Süper Star 7716 marka dizel motorunun teknik verileri kullanılmıştır. Motorun teknik özellikleri Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1. Motorun teknik özellikleri (Altınkurt, 2017)

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

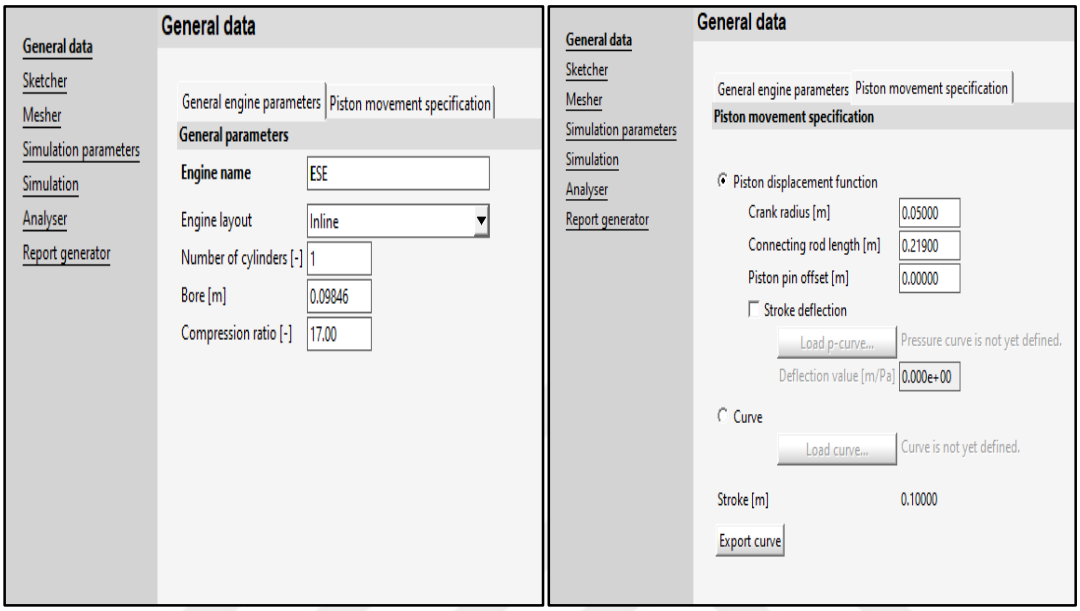
5.2. Tek Silindirli HCCI Motorun CFD Yazılımıyla Modellenmesi

5.2.1. Geometri ve Ağ Yapısının Oluşturulması

AVL FIRE, içten yanmalı motorlar için geliştirilmiş sıklıkla tercih edilen CFD yazılımlardan biridir. Fizik ve kimyayı doğru bir şekilde simule etmek için tasarlanmış olup geniş bir kullanım yelpazesine sahiptir. Üç boyutlu ısı ve akışkan analizlerinin yanı sıra içerdiği farklı modüller sayesinde yakıt hücrelerinin elektrokimyası ve termal davranışlarının modellenmesi, tasarım optimizasyonu, emme ve egzoz kanallarının modellenmesi gibi işlemleri yapabilmektedir.

Yapılan tez çalışmasında farklı piston çanağı geometrilerinin tasarlanıp, yakıtın silindir içinde yanmasının simule edildiği ESE Diesel modülü kullanılmıştır.

Analiz modeli oluşturabilmek için ilk olarak modül içerisinde yer alan silindir sayısı, silindir çapı, strok, sıkıştırma oranı, krank yarıçapı ve biyel kolu uzunluğu gibi temel motor parametreleri girilir. Tablo 5.1'de yer alan HCCI motorun teknik özellikleri modül içerisine Şekil 5.1'de görüldüğü gibi girilmiştir.



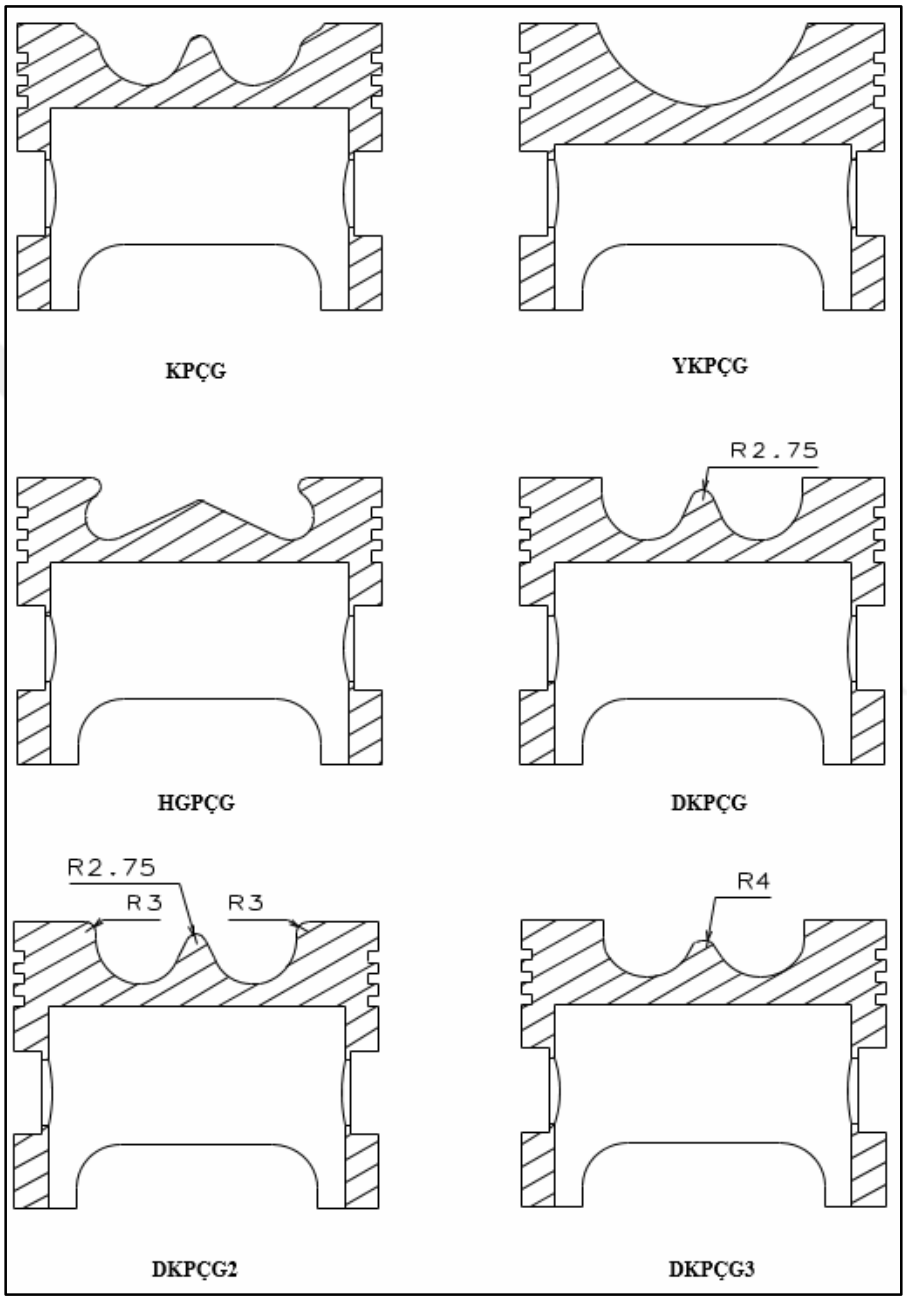
Şekil 5.1. Motorun teknik özelliklerinin programa girilmesi

Yapılan analiz, emme supaplarının kapanmasıyla (intake valve closing, IVC)) başlayıp sıkıştırma ve genişleme zamanları boyunca devam eden egzoz supaplarının açılmasıyla (exhaust valve opening (EVO)) son bulan kapalı bir çevrim analizidir. Bu sayede yalnızca sıkıştırma, yanma ve genişleme süreci analiz edilerek çok daha kısa sürelerde analiz sonuçları elde edilebilir. Tez çalışmasında piston tasarımı ve farklı yakıt karışımlarının silindir içi yanmaya etkileri inceleneceğinden kapalı çevrim analizi yapılmıştır.

General Data sekmesinde motorun teknik özellikleri girildikten sonra piston çanağı ve enjektör geometrisinin oluşturulduğu Sketcher sekmesine girilir. Oluşturulan geometriler üzerine atılacak mesh (ağ yapısı) için blok tasarımları bu bölümde yapılmaktadır. Piston çanağı geometrisi, program üzerinde yer alan birçok hazır şablon üzerinde değişiklik yapılarak oluşturabildiği gibi herhangi bir CAD programında tasarlanmış 2 boyutlu .dxf uzantılı data ESE Diesel içerisine kolaylıkla import edilebilmektedir.

CFD analizlerinde referans alınan Süper Star 7713 marka dizel motorunun orijinal piston tasarımı Şekil 5.2'de gösterilen DKPÇG'dir. CFD analizleri DKPÇG, DKPÇG2,

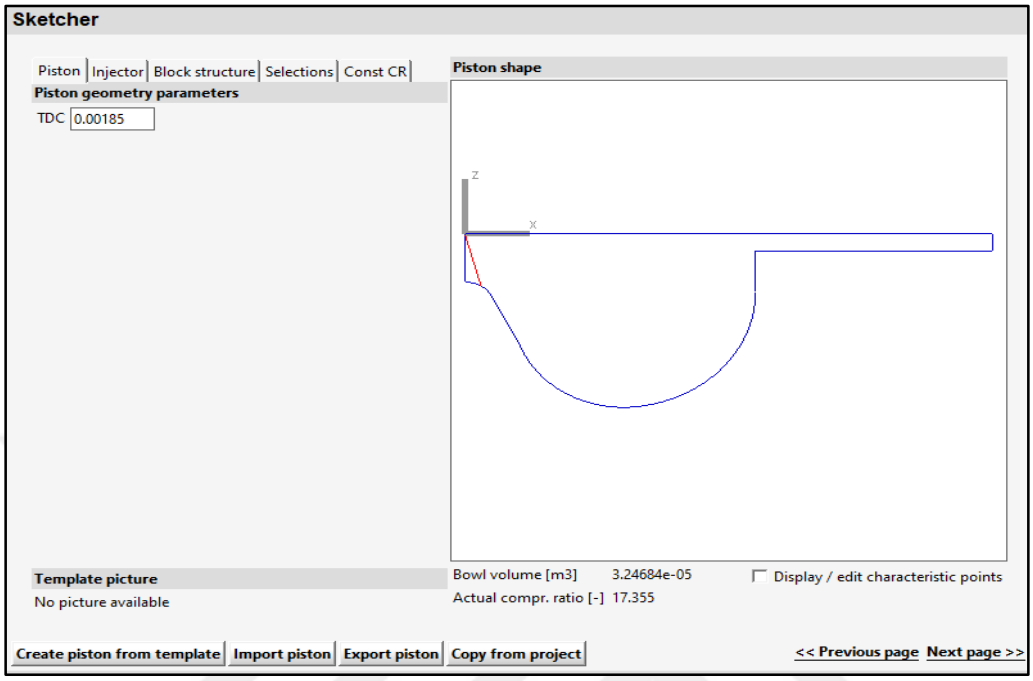
DKPÇG3, KPÇG, YKPÇG ve HGPÇG olmak üzere toplamda 6 farklı piston çanağı geometrisinde gerçekleştirilmiştir. Bu geometrilerin tamamı CATIA V5-6 R2019 programında tasarlanmış olup modül içerisine aktarılmıştır. Analizlerde kullanılan piston çanağı geometrileri Şekil 5.2'de yer almaktadır.



Şekil 5.2. Analizlerde kullanılan piston çanağı geometrileri

Enjektör tasarımı kısmında enjektörün ve enjektör nozullarının pozisyon, tasarım parametreleri ve yakıt spreyi püskürtme açısı motorun teknik verilerine göre ayarlanarak

analize hazır hale getirilmiştir. Şekil 5.3'te yarım modeldeki püskürtme açısı (püskürtme koni açısı: 30°) kırmızı çizgi ile gösterilmiştir.

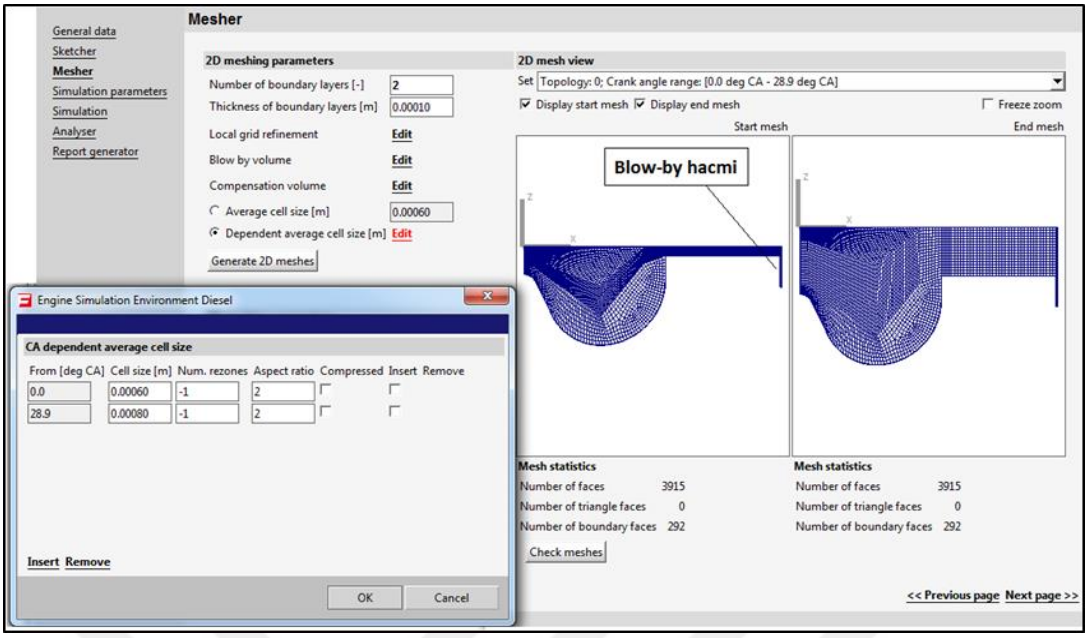


Şekil 5.3. Piston çanağı geometrisi

Tasarlanan piston çanağı geometrileri kullanılarak 2D ve 3D olarak ağ yapıları oluşturulur. 3D ağ yapısı, oluşturulan 2D ağ yapısının üçüncü bir çarpan girdisiyle otomatik olarak oluşturulmaktadır. Şekil 5.4'te ağ yapısının oluşturmasıyla ilgili görsel yer almaktadır. Mesh hücrelerinin ortalama boyutu "dependent average cell size" yani piston konumuna bağlı olarak seçilmiştir.

Yakıtın püskürtüldüğü krank açılarında yakıt atomizasyonu ve damlacık buharlaşması çözümleri de çalıştığından daha hassas analiz çözümü yapılmalıdır. Bu yüzden püskürtmenin ve yanmanın gerçekleştiği krank açılarında mesh hücrelerinin boyu küçültülerek hücre yoğunluğu özellikle artırılmış böylece CFD hesaplamalarının daha tutarlı olması sağlanmıştır (Kong ve Reitz, 2003).

Ortalama hücre boyutu, püskürtmenin ve yanmanın büyük bölümünün gerçekleştiği krank açılarında Şekil 5.4'te görüldüğü gibi (0-28,9 °KA sÜÖN sonra) 0,6 mm, sonraki açılarda ise 0,8 mm seçilmiştir.

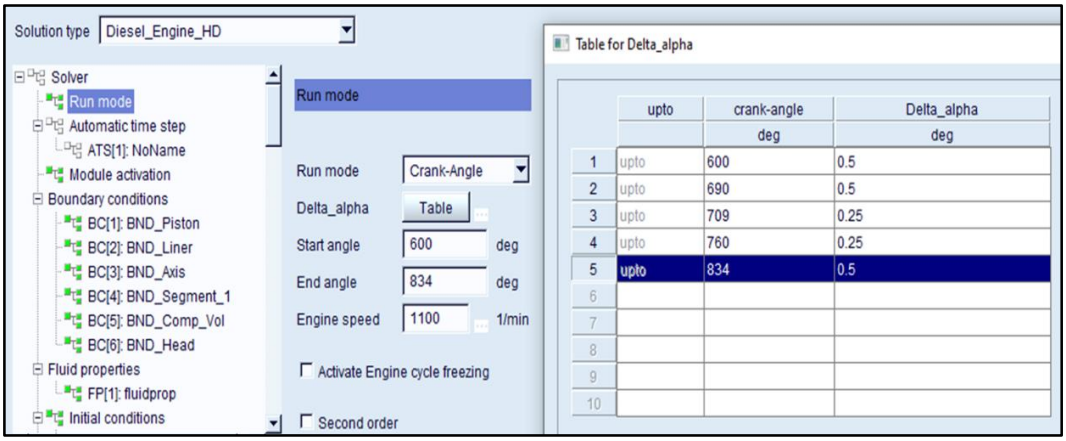


Şekil 5.4. 2B ağ yapısının ve blow-by hacminin oluşturulması

Bir motorun yanma odasında hava, yakıt ve egzoz gazlarının biriktiği boşluklar bulunmaktadır. Bu boşluklar silindir kapak contasından, buji veya enjektörlerin oturma yüzeylerinden, piston ve silindir duvarı arasındaki girintilerden kaynaklanmakta ve sÜÖN'daki toplam hacmin yaklaşık %3'ünü oluşturmaktadır. Buna rağmen motor çevrimini kayda değer ölçüde etkilemekte ve yanma odası tasarlarken bu boşlukların tanımlanamaması sıkıştırma oranını yükseltebilmektedir. Bu boşlukların ortalama %80'ini piston ve silindir duvarı arası boşluklar oluşturur. Buraya dolan gazların bir kısmı, genişleme zamanında segmanların segman boşluğunun yukarısına oturmasıyla kartere sızar ve bu yüzden buradaki hacme blow-by (sızıntı) hacmi denir. Bu hacim Şekil 5.4'teki gibi oluşturulmuş ve piston çanağı geometrilerinin tamamında 17,35 olan sıkıştırma oranı tam olarak 17'ye ayarlanmıştır. Aynı zamanda bowl volume diye adlandırılan yanma odası hacmi piston çanağı geometrilerinin tamamında 32468,4 mm^3 olarak sabit tutulmuştur.

5.2.2. Simülasyon Parametreleri

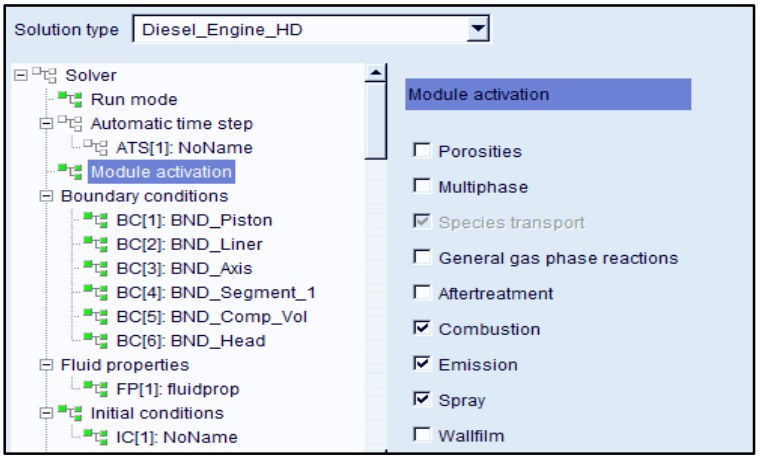
Bu bölümde CFD analizi için gerekli başlangıç ve sınır koşulları, yanma, emisyon ve sprey modellerinin seçimi anlatılacaktır. Simülasyon çalışma modunun (run mode) seçildiği ve motor devrinin girildiği bölüm Şekil 5.5'te gösterildiği gibi doldurulmuştur.



Şekil 5.5. Simülasyon çalışma modu ve delta-alfa seçimi

Delta-alfa bölümüne açı değerleri girilerek krank açısının kaçar derece aralıklarla artacağı ayarlanabilmektedir. Krank açılarını programa sÜÖN 720 °KA olacak şekilde girmek gerektiğinden deneyler (Altınkurt, 2017) için kullanılan supap açma-kapama zamanları ve enjeksiyon zamanlarına 360 eklenerek programa girilmiştir. Analiz, emme supaplarının kapandığı 600 °KA'nda (emme zamanı AÖN'yi 60° geçe: 240 °KA) başlatılmış ve egzoz supaplarının açıldığı sÜÖN sonra 114 °KA'nda bitirilmiştir. Bundan dolayı start angle (başlangıç açısı) ve end angle (bitiş açısı) bölümlerine sırasıyla 600 ve 834 değerleri girilmiştir.

Delta-alfa değerleri, ikinci enjeksiyonun başladığı 690 °KA'ya kadar 0,5˚, 690 °KA'dan ani yanma fazının biteceğinin tahmin edildiği 760 °KA'ya kadar 0,25˚ ve EVO zamanı olan 834 ˚KA'ya kadar 0,5˚ olarak girilmiştir.



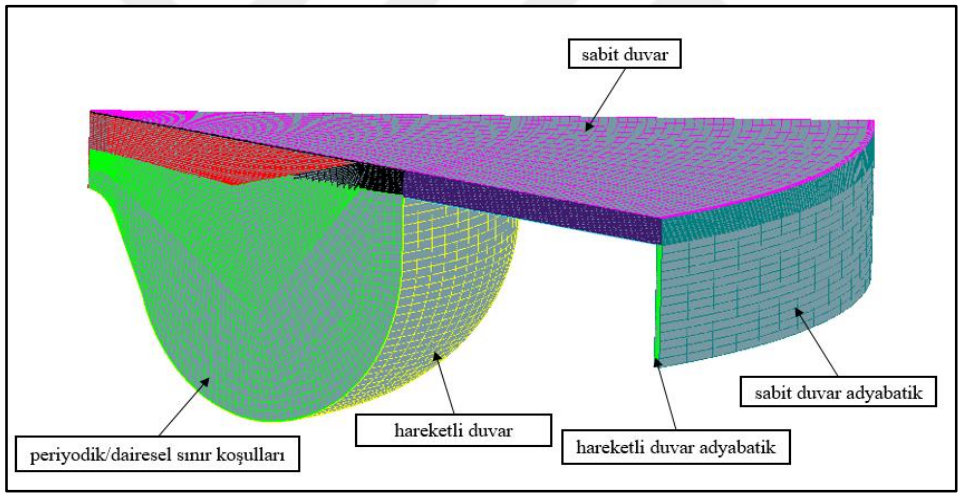
Şekil 5.6. Simülasyon için gerekli modüllerin seçilmesi

Şekil 5.6'da gösterilen module activition bölümünden HCCI yanma simülasyonlarında kullanılacak modüller için yanma, emisyon ve püskürtme seçilmiştir. Transport, yanma, yakıt parçalanma, damlacık buharlaşması ve emisyon modellerinin kullanılabilmesi bu modüllerin aktif edilmesi gerekmektedir.

5.2.3. Sınır ve Başlangıç Koşulları

Şekil 5.7'de gösterildiği gibi 3B yüzey mesh yapısı üzerindeki sınır şartları silindir kapağı ve silindir gömleği için sabit duvar, piston çanağı için hareketli duvar seçilmiştir. Yüzey sıcaklıkları, daha önce yapılmış olan deneysel çalışma sonuçlarına dayanmaktadır.

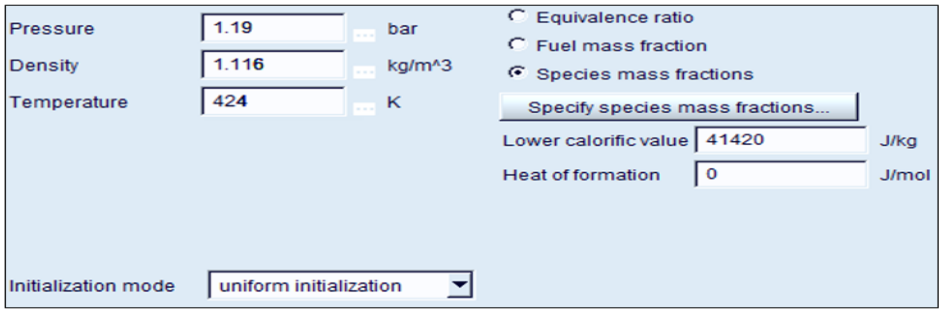
Hareketli adyabatik duvar yani ısı akısı=0 sınır şartı sızıntı hacminin dış, iç ve alt tarafındaki yüzeyleri için tanımlanırken dairesel yöndeki yüzeyler için periyodik sınır şartları tanımlanmalıdır.



Şekil 5.7. 3B ağ yapısı üzerinde sınır koşullarının gösterilmesi

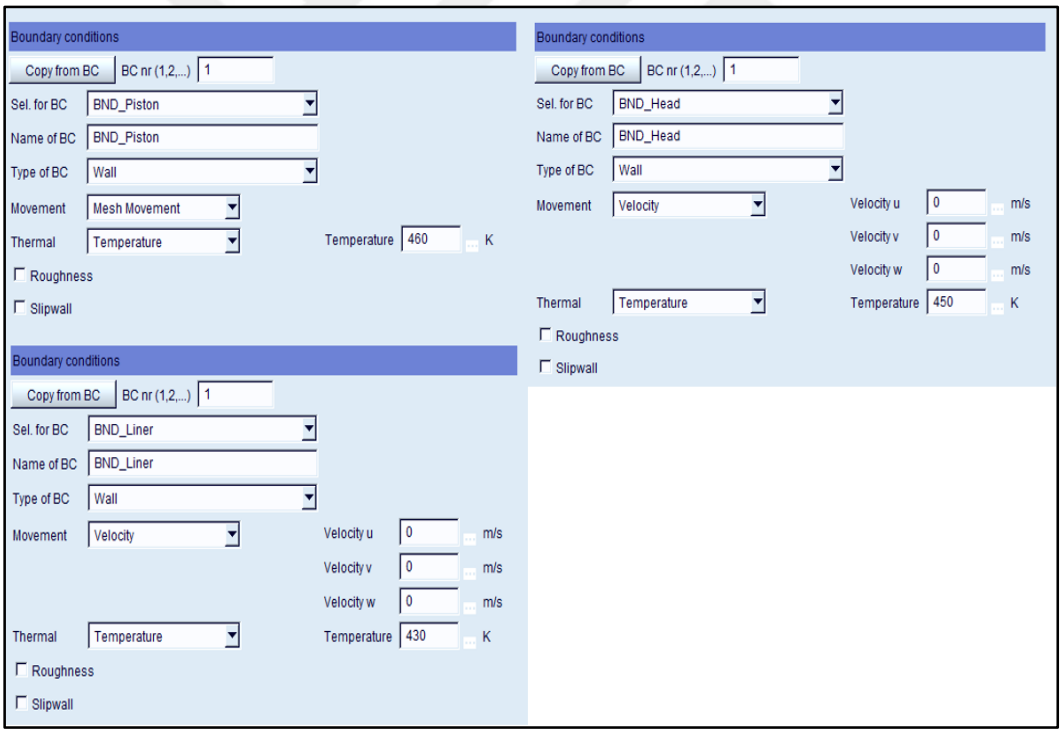
Simülasyon başlangıç koşulları olarak Şekil 5.8'de gösterildiği gibi emme supaplarının kapandığı 600 ˚KA'daki basınç, yoğunluk, sıcaklık ve kimyasal bileşenlerin kütle oranları girilmiştir.

Basınç değerleri için deneylerden alınan basınç verilerinden yararlanılmıştır. IVC'deki sıcaklıklar ve bileşenlerin kütle oranları ise 111M180 no'lu TÜBİTAK projesi kapsamında gerçekleştirilen farklı bir motor yanma simülasyonu tekniği olan stokhastik reaktör model (SRM) analizlerinden alınan verilerle girilmiştir.



Şekil 5.8. Simülasyon başlangıç değerleri

Silindir gömleği ve silindir kapağı hareketsiz olduğu için hız (velocity) değerleri Şekil 5.9'da gösterildiği gibi sıfır olarak girilmiş ve piston hareketi için mesh movement (mesh hareketi) seçilmiştir. Termik sınır şartları için sıcaklık tanımlaması yapılmış ve yüzey sıcaklıkları piston için 460 K, silidir gömleği için 430 K ve silindir kapağı için 450 K olarak girilmiştir.

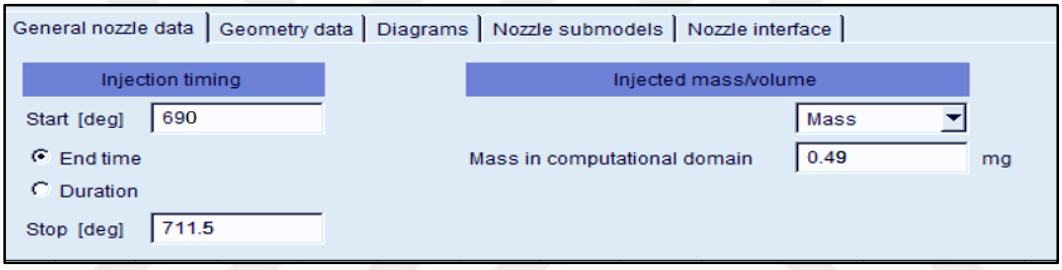


Şekil 5.9. Simülasyon sınır koşullarının girilmesi

İlk enjeksiyon motor deneylerinde emme supapları kapanmadan önce 480 ˚KA'da yapılmaktadır ancak yanma analizi emme supapları kapandıktan sonra başladığı için ilk enjeksiyon programa girilememektedir. Bundan dolayı simülasyonlar program üzerinde uniform initialization (mükemmel yakıt-hava karışımı oluştuğu kabul edilerek) seçilerek

çalıştırılmış ve ECFM-3Z yanma modelinde bulunan bileşenlerin kütle oranları için species mass fractions seçeneği aktif edilmiştir.

İkinci enjeksiyon zamanı ve miktarı Şekil 5.10'da gösterildiği gibi programa girilmiştir. Şekildeki değerler, bir çevrimdeki püskürtülme miktarı 19,6 mg olan M20 yakıtına aittir. M20 yakıtının ikinci enjeksiyon zamanı 330 °KA eÜÖN sonra ve enjeksiyon oranı %80 benzin - %20 metanol karışımından oluşmaktadır. İlk olarak püskürtülen yakıtın %20'si hesaplanmış ve bulunan değer, analiz 45°'lik silindir diliminde gerçekleştirildiği için 8'e bölünerek püskürtülecek yakıt 0,49 mg olarak bulunmuş ve programa girilmiştir. Toplam enjeksiyon süresi deneysel çalışmalardan (Altınkurt, 2017) 16,5 °KA olarak alınmış olup enjeksiyon başlangıç ve bitiş zamanları bu değere göre 690 °KA ve 711,5 °KA olarak programa girilmiştir.

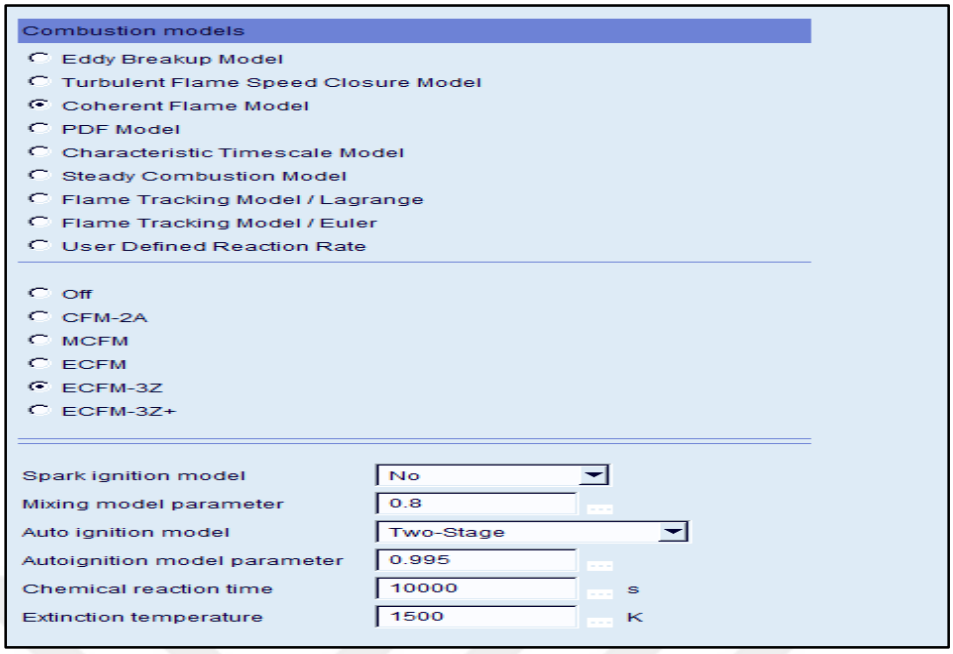


Şekil 5.10. Enjeksiyon zamanı ve miktarının girilmesi

5.2.4. Modellerin Seçimi ve CFD Modelinin Doğrulanması

Yanma, türbülans ve emisyon modellerinin içten yanmalı motorların gerçek çalışma koşulları göz önünde bulundurularak seçilmesi yanma analizinden elde edilen sonuçların deneysel çalışma sonuçları ile tutarlılığı açısından büyük önem taşır. Yanma modeli olarak Bölüm 4.3.3'te açıklanan benzin ve dizelin kendiliğinden tutuşma uygulamaları için geliştirilmiş ECFM-3Z modeli kullanılmıştır.

Modelin temelini GDI motorlar için geliştirilmiş, homojen ve homojen olmayan karışımlar için kullanılabilen ECFM yanma modeli oluşturmaktadır. ECFM-3Z modeli, yanma modelleri içerisinde yer alan Coherent Flame modelinin aktif edilmesiyle çıkan alt başlıklardan seçilebilmekte ve model seçildiğinde ise modele özgü gerekli tanımlamaları yapmamızı sağlayan Şekil 5.11'de görüldüğü gibi farklı başlıklar açılmaktadır.



Şekil 5.11. Yanma modelinin seçimi

İlk seçenekte yer alan Spark Ignition Model yardımıyla buji ile ateşlemeli yanma aktif edilebilmekte ve ikinci seçenek olan Mixing Model Parameter ile yakıtın saf yakıt bölgesinden karışım bölgesine geçişi ayarlanabilmektedir. Üçüncü seçenekte bulunan Auto Ignition Model ise Formula, Table, User ve Two-Stage seçenekleri ile tutuşma gecikmesi süresi hesaplama yönteminin kontrol edilmesini sağlamaktadır.

Formül (formula) seçildiğinde tutuşma gecikme süresi Arrhenius deneysel yaklaşımına bağlı olarak hesaplanır. Tablo (table) seçeneğinde tutuşma gecikmesi kullanıcının girdiği tablo değerlerinden interpolasyon yöntemiyle hesaplanır. İki aşamalı (two-stage) seçimde ise soğuk alev yanması ve ana yanma için olan tutuşma gecikme süresi, programın veri tabanındaki farklı yakıtları içeren (metan, izooktan, n-heptan, etanol, DME) değerlerden hesaplanır. Bu seçim önerilen seçim olup farklı yakıt türleri için uygun veri tabanlarını kullanır (Altınkurt, 2017).

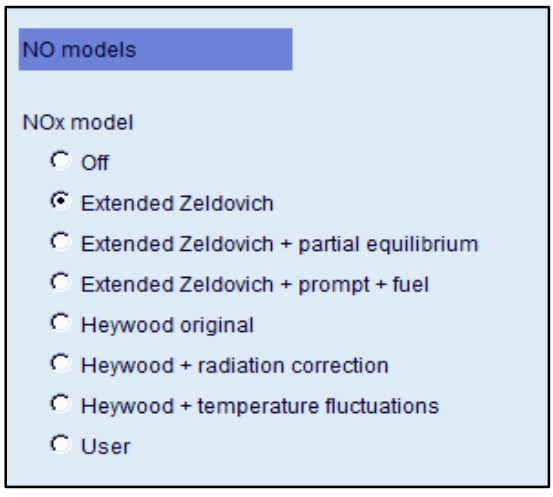
Dördüncü seçenek olan Autoignition Model Parameter, tablo ve sabit değer seçenekleriyle kullanılabilir. Burada varsayılan sabit değer 1 olup, değerin büyütülmesi tutuşma gecikme süresini azaltmakta diğer bir ifadeyle tutuşmanın daha çabuk gerçekleşmesini sağlamaktadır. Bu değer sıkıştırma oranı, giriş basıncı ve sıcaklığı vb.

tüm değerlerin programa doğru girilmesi şartıyla silindir içi basınç eğrilerini tutturmak için artırıp azaltılabilir.

Beşinci seçenekte yer alan parametre ile kimyasal reaksiyon süresi değiştirilerek yakıtın ön karışımlı yanma ve kendiliğinden tutuşma süresi ayarlanabilir. Son seçenek olan Extinction Temperature ise alevin sönmeye başladığı (yakıtın yanmayan duruma geçtiği) eşik sıcaklık değerini belirler. Bu değer multiple injection (çoklu enjeksiyon) durumunda genellikle 1500 K olarak seçilmektedir.

NO_x emisyonlarının analiz edilmesinde birçok hesaplama modeli kullanılmaktadır. Bu modellerin tamamı NO emisyonlarını her ne kadar kimyasal zincirleme reaksiyonlarına göre hesaplasa da tutarlı sonuçların elde edilmesi püskürtülen yakıt spreyi, yakıt buharı ve ısı dağılımı değerlerinin zamana bağlı değişiminin doğru analiz edilmesine bağlıdır.

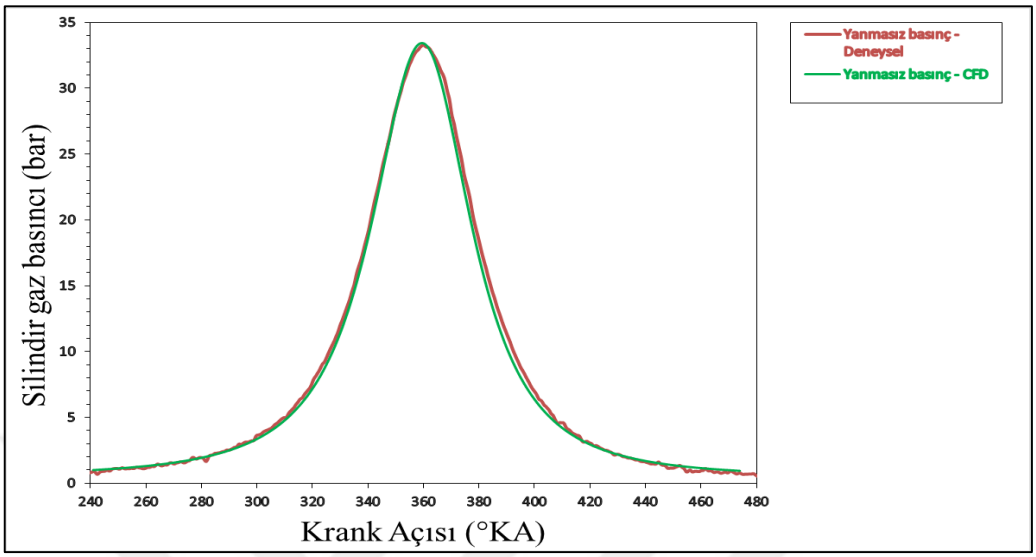
Yapılan simülasyonlarda NO emisyonlarının analiz edilmesi için Şekil 5.12'de görüldüğü gibi Extended Zeldovich (genişletilmiş Zeldovich) mekanizması seçilmiştir. Bu model, Bölüm 4.3.6'da açıklanan ileri ve geri yönlü 3 adet reaksiyona göre NO emisyonlarını hesaplamakta ve gerekli atom türlerini denge mekanizmasına göre belirlemektedir.



Şekil 5.12. NO emisyonu modelinin seçilmesi

CFD modeli oluşturulduktan sonra modelin doğruluğunu ölçmek için püskürtme ve yanma olmadan sıkıştırma-genişleme durumu için analizler yapılmış ve yanmasız basınç sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Şekil 5.13'de görüldüğü gibi en uygun

yakınsama ile elde edilmiştir. Maksimum silindir gaz basıncı (P_{maks}) %0,45 bağıl hata ile deneysel sonuçları yakalamıştır (Altınkurt, 2017).



Şekil 5.13. Sıkıştırma-genişleme durumu yanmasız basınç sonuçları (Altınkurt, 2017)

Modelleme aşaması tamamlandıktan sonra farklı piston tasarımları için yanma analizleri gerçekleştirilmiştir. HCCI yanma analizleri, yanma ve püskürtme sürecini daha detaylı inceleyebilme imkanı sunarak optimum piston çanağı geometrisinin belirlenmesini sağlamıştır.

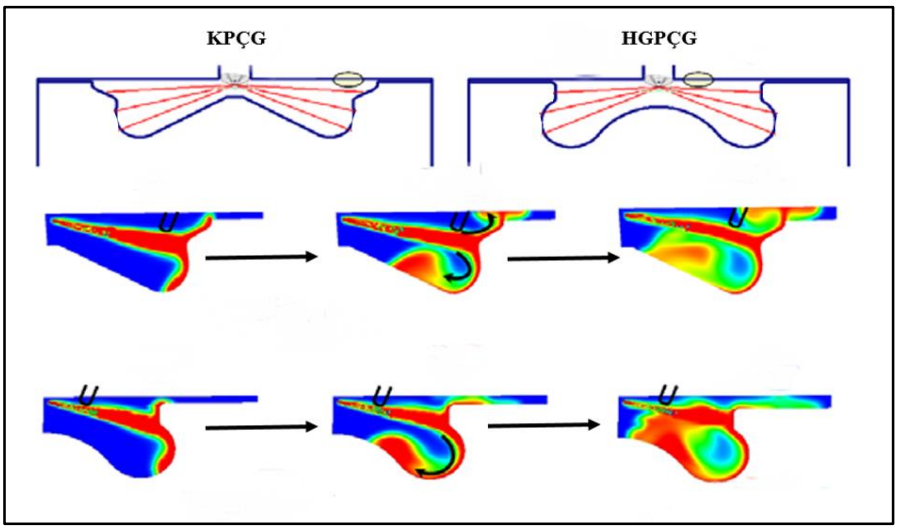
6. YANMA ODASI TASARIMI VE ALKOL-BENZİN KARIŞIMLARININ HCCI YANMA ÜZERİNE ETKİLERİNİN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi HCCI yanmanın en önemli dezavantajları yanmanın hassas bir şekilde kontrol edilememesi ve buna bağlı olarak çalışma alanının kısıtlı olmasıdır. Bunlara ek olarak, yanma düşük sıcaklıkta gerçekleştiği için yüksek oranlarda yanmamış HC ve CO emisyonları açığa çıkması da dezavantajları arasında yer almaktadır.

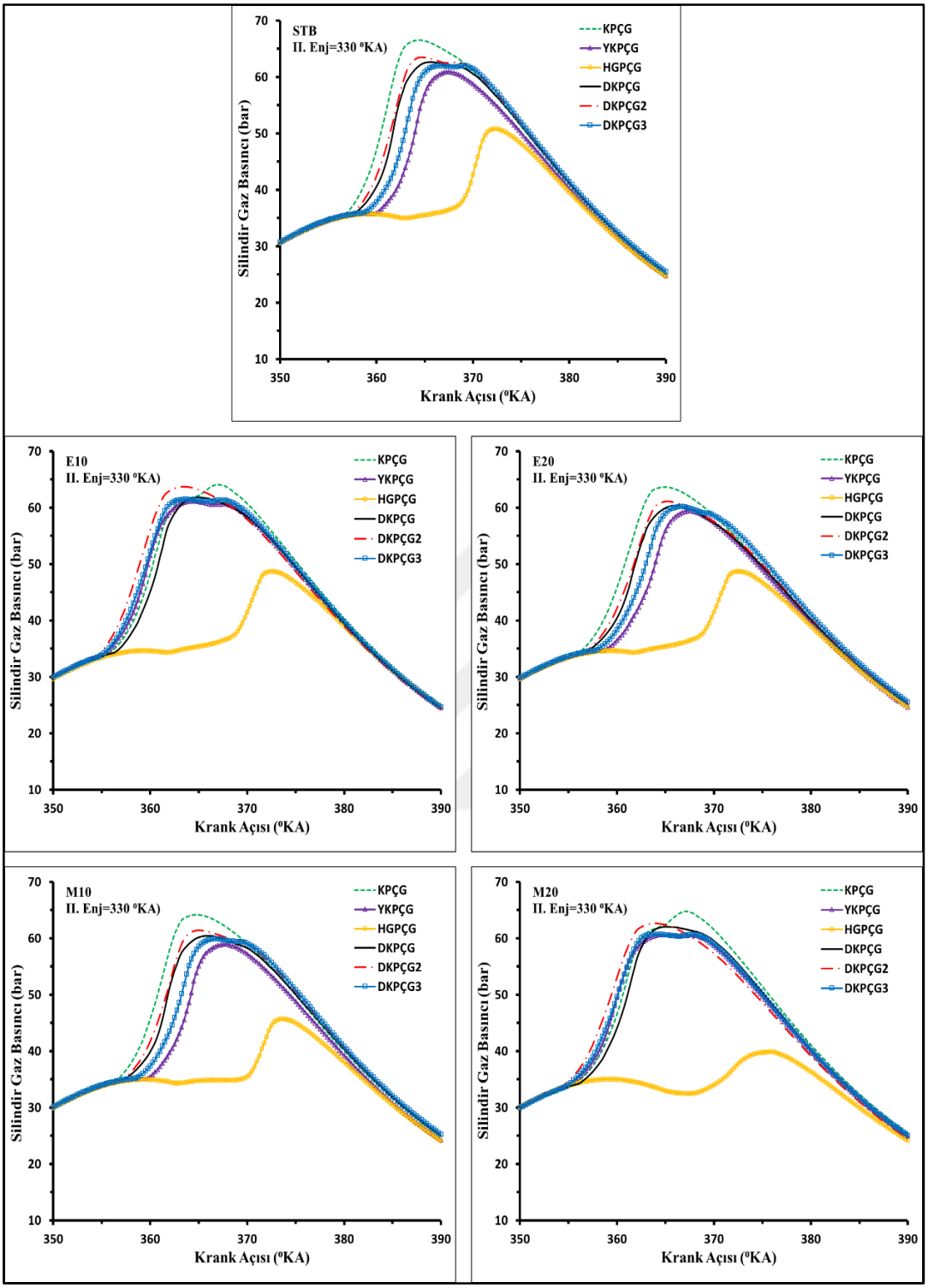
Bundan dolayı yapılan CFD çalışması kapsamında farklı piston tasarımları ile elde edilen farklı yanma odası tasarımları ve alkol-benzin karışımları kullanılarak yanma fazlarının kontrol edilmesi ve daha düşük emisyon değerlerine ulaşılabilmesi hedeflenmiştir.

Bu hedef doğrultusunda direkt enjeksiyonlu, yüksek sıkıştırma oranına sahip, buji kullanılmayan bir HCCI motorda piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma üzerindeki etkileri incelenmiştir.

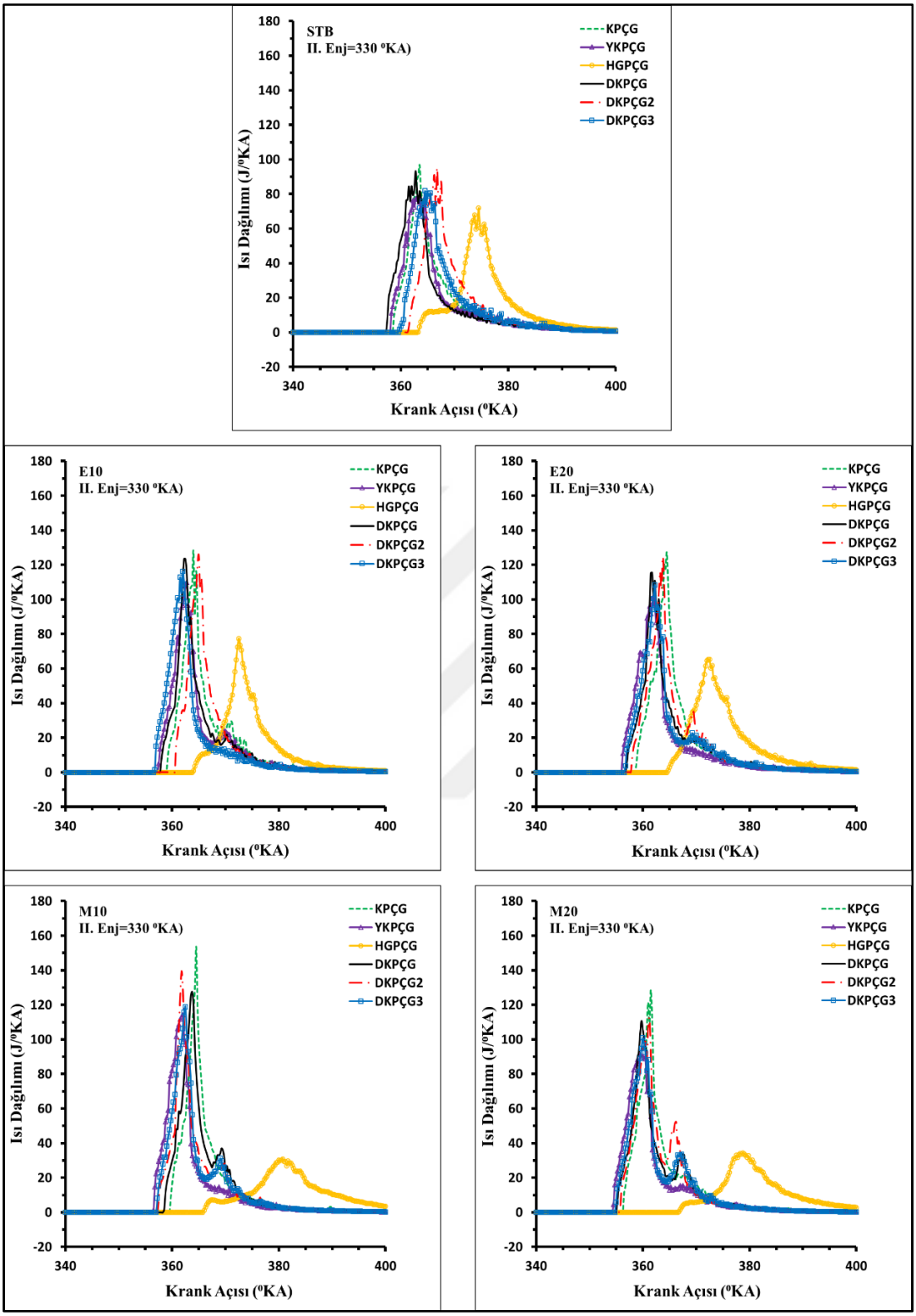
Şekil 6.1'de, KPÇG'de yer alan kademenin yakıtın bir kısmını yukarı doğru yönlendirmesiyle ikinci bir türbülanslı yanma oluşturduğu görülmektedir. Bunun bir sonucu olarak KPÇG, Şekil 6.2 ve 6.3'te yer alan grafiklerde görüldüğü gibi en yüksek silindir gaz basıncına ve ısı dağılımına sahiptir.



Şekil 6.1. KPÇG ve HGPÇG'de silindir içi türbülans oluşumu



Şekil 6.2. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının silindir gaz basıncı üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması



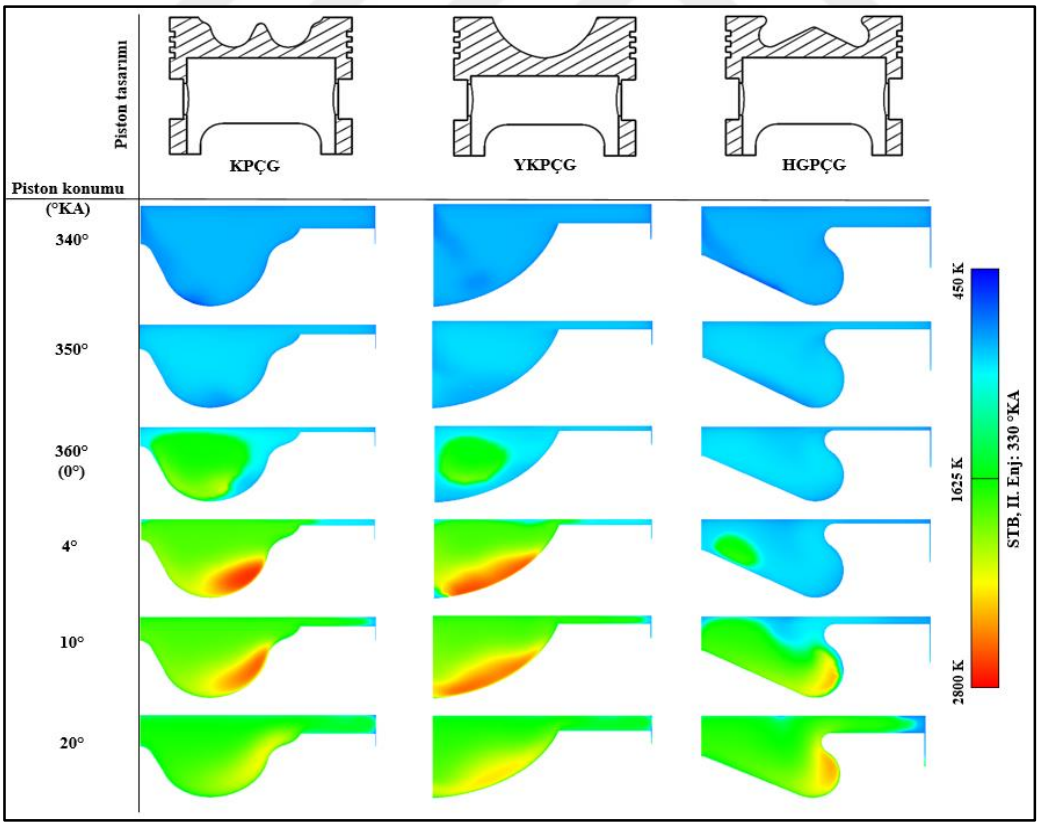
Şekil 6.3. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının ısı dağılım oranı üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması

DKPÇG, DKPÇG2 ve DKPÇG3 benzer koşullar altında YKPÇG'ye göre silindir gaz basınçlarının yüksek olması sebebiyle daha iyi çalışma sağlamıştır. Bu durum, yanma odasındaki havanın gelişmiş girdap hareketine sahip olmasıyla açıklanabilir ve bu da yanmanın daha verimli gerçekleşmesini sağlar.

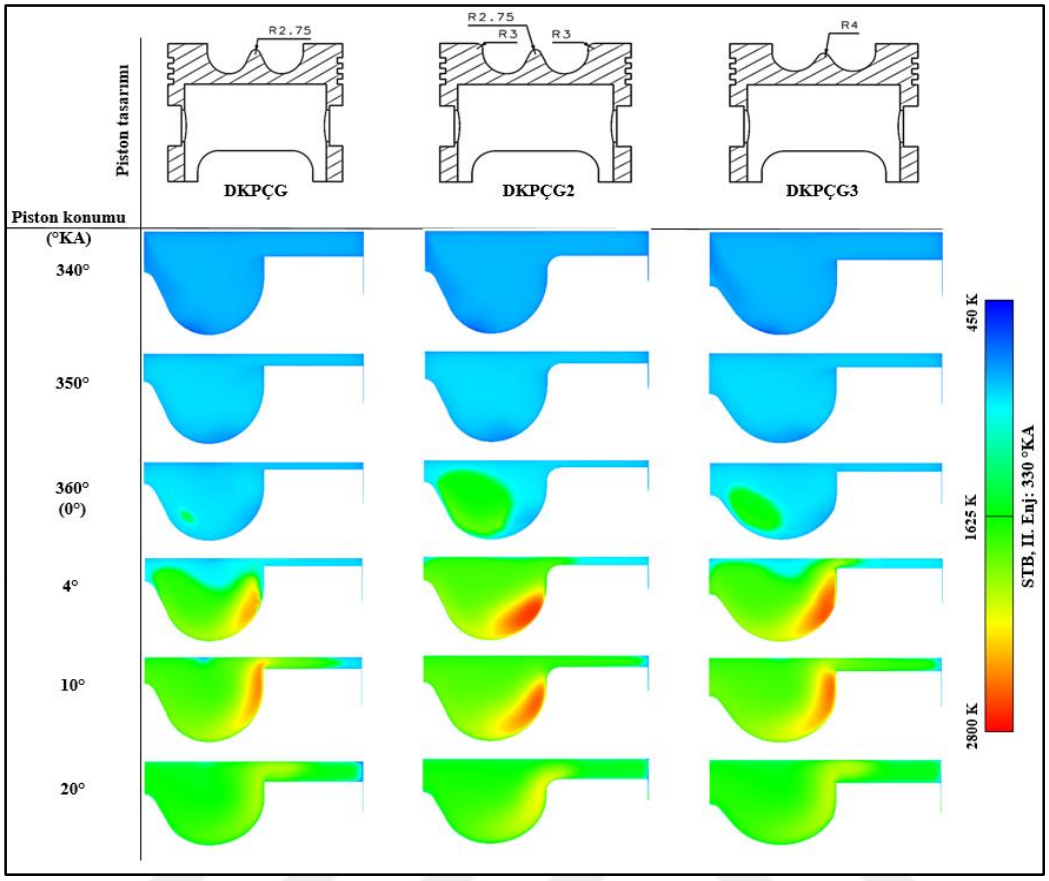
DKPÇG ve DKPÇG2 karşılaştırıldığında piston geometrisine verilen radyusun ÜÖN'ya olan yakıt akışı için önemli rol oynadığı dolayısıyla maksimum basıncın radyuslu geometride daha yüksek olduğu görülmektedir.

DKPÇG ve DKPÇG3 karşılaştırıldığında ise DKPÇG'nin maksimum silindir gaz basıncı daha yüksektir. Bu durum, DKPÇG3'ün orta çıkıntısında yer alan radyusun DKPÇG'ye göre daha büyük olmasının yakıtın çanak bölgesine olan akışını kolaylaştırarak ÜÖN'ya olan hareketini azaltmasıyla açıklanabilir.

Şekil 6.4'te piston çanağı geometrilerine göre STB yakıtı için silindir içi sıcaklık dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 6.4. Piston çanağı geometrilerine göre STB yakıtında silindir içi sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması



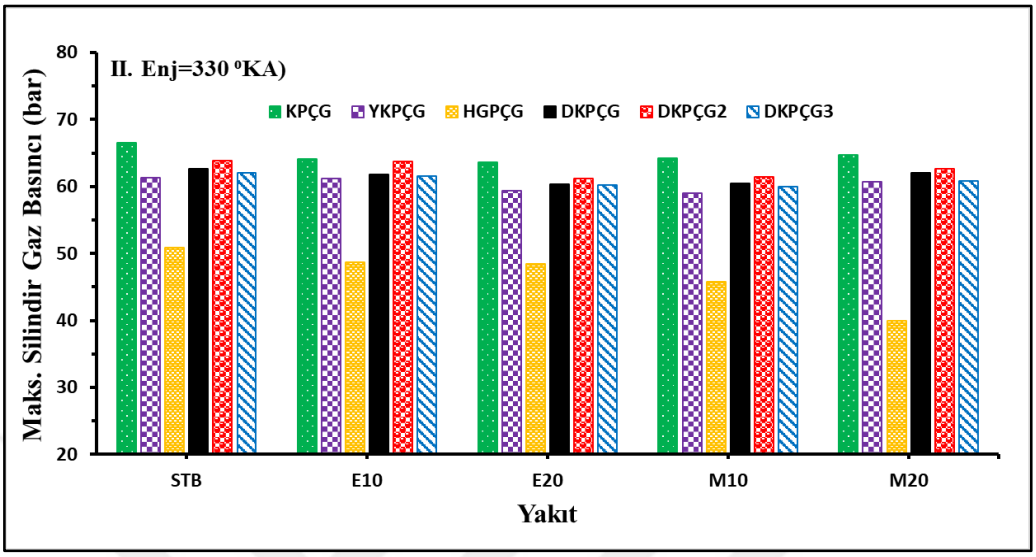
Şekil 6.4.(Devam) Piston çanağı geometrilerine göre STB yakıtında silindir içi sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması

KPÇG'de püskürtülen yakıtın diğer piston geometrilerine kıyasla daha erken hava ile homojen bir şekilde karışmaya başladığı ve kısa süre içerisinde tüm yanma odasına yayıldığı görülmektedir.

Şekil 6.5'te, piston çanağı geometrilerinin tamamında yakıt karışımındaki etanol miktarı arttıkça P_{maks} değerlerinin düştüğü görülmektedir. E20 yakıtının E10 yakıtına göre etanol içeriğinin daha fazla olması, yakıtın uçuculuğunun düşmesine ve buharlaşma gizli ısısının artmasını sağlayarak ortamdan daha fazla ısı çekilmesine neden olmuştur.

Etanolün sahip olduğu yüksek laminer alev hızına karşın ortamdan daha fazla ısı çekilmesi alev hızının gelişimini engellemiş, bunun sonucu olarak E20 yakıtı ile daha düşük değerlerde silindir gaz basıncı elde edilmiştir (Veloo ve diğ., 2010). M20 yakıtının buharlaşma gizli ısısı M10'dan fazla olmasına rağmen, yüksek yakıt miktarı ve daha yüksek oksijen içeriğine sahip olması reaksiyonu hızlandırarak P_{maks} değerlerini yükseltmiştir (Altınkurt, 2017).

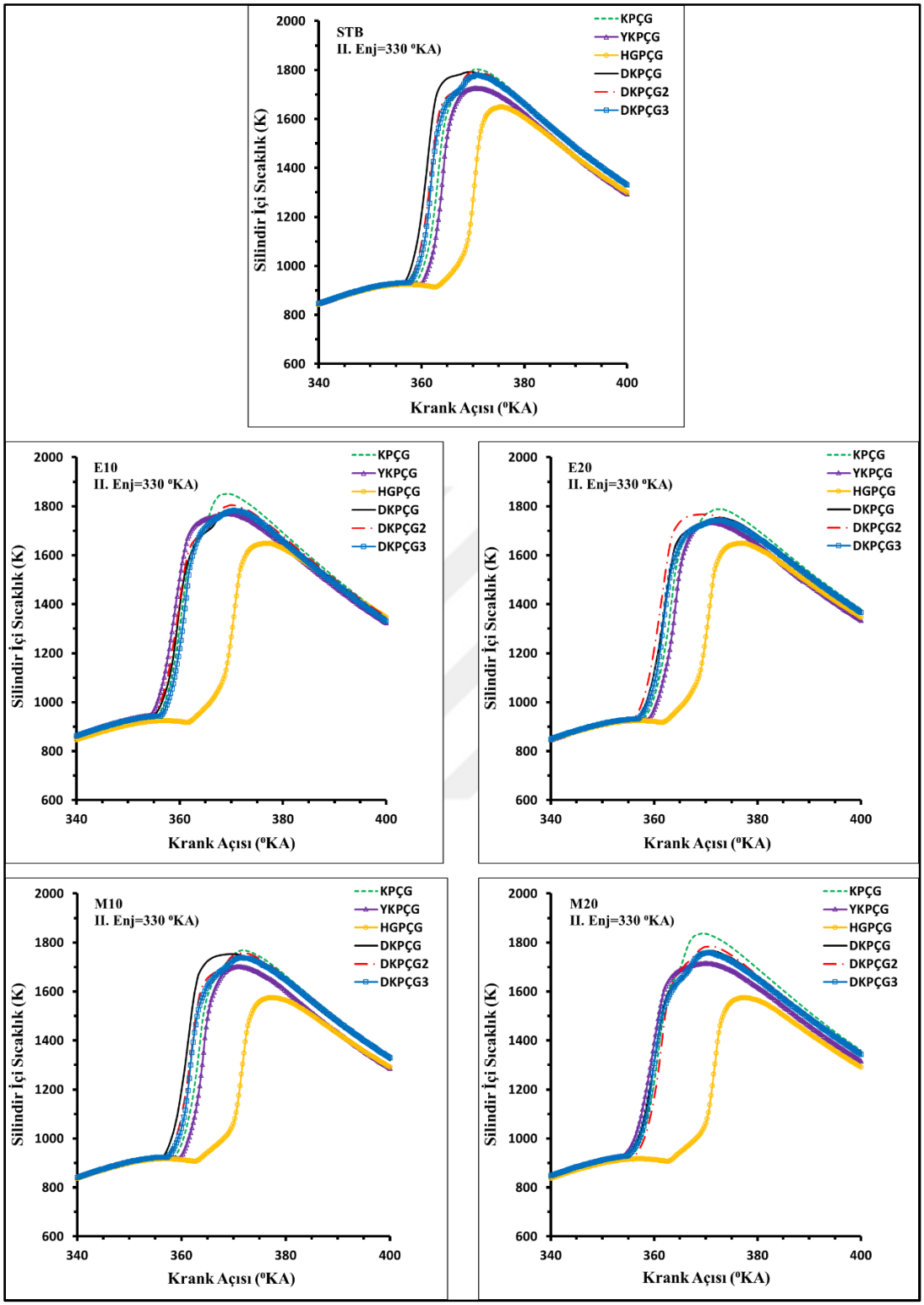
En yüksek P_{maks} değeri tüm piston çanağı geometrileri için genel olarak STB yakıtında görülmüştür.



Şekil 6.5. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının P_{maks} değerleri üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması

Şekil 6.2'deki grafik incelendiğinde STB yakıtı için en düşük silindir gaz basıncının HGPÇG'de elde edildiği görülmektedir. Bu durum mevcut püskürtme açısında HGPÇG'nin yüzeylerine yakıt temasının diğer piston çanağı geometrilerine göre fazla olmasından dolayı yakıtın yeterli yanma sıcaklığına ulaşamamasıyla açıklanabilir. Ayrıca Şekil 6.6'da görüldüğü üzere HGPÇG'nin en düşük silindir içi sıcaklığa sahip oluşu bu açıklamayı doğrulamaktadır.

Şekil 6.3'te, STB ve alkol-benzin yakıt karışımları kullanımı açısından kıyaslama yapıldığında alkol-benzin yakıt karışımları STB yakıtına göre piston çanağı geometrilerinin tamamında daha yüksek ısı dağılımına sahiptir. Bu durum, yapılarında oksijen içeren alkollü yakıtların yanmayı iyileştirmesi ve ÜÖN'ya yakın bölgelerde büyük miktarda yakıt yanması gerçekleştirmesiyle açıklanabilir.



Şekil 6.6. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının silindir içi sıcaklığı üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması

Şekil 6.7 ve 6.8'de piston tasarımının ve alkol-benzin yakıt karışımlarının CO ve CO_2 emisyonları üzerindeki etkileri gösterilmiştir. HGPÇG dışında CO emisyonlarının en yüksek görüldüğü piston tasarımı YKPÇG'dir. Silindir gaz basıncının YKPÇG'de en az olması ve artan soğutma etkisiyle sıcaklıkların düşmesi eksik yanmaya neden olarak CO emisyonlarını artırmaktadır. Alkol-benzin karışımlarının buharlaşma gizli ısılarının benzinden yüksek olması yakıtın yeteri kadar buharlaşmasını engelleyerek CO emisyonlarını artırmıştır.

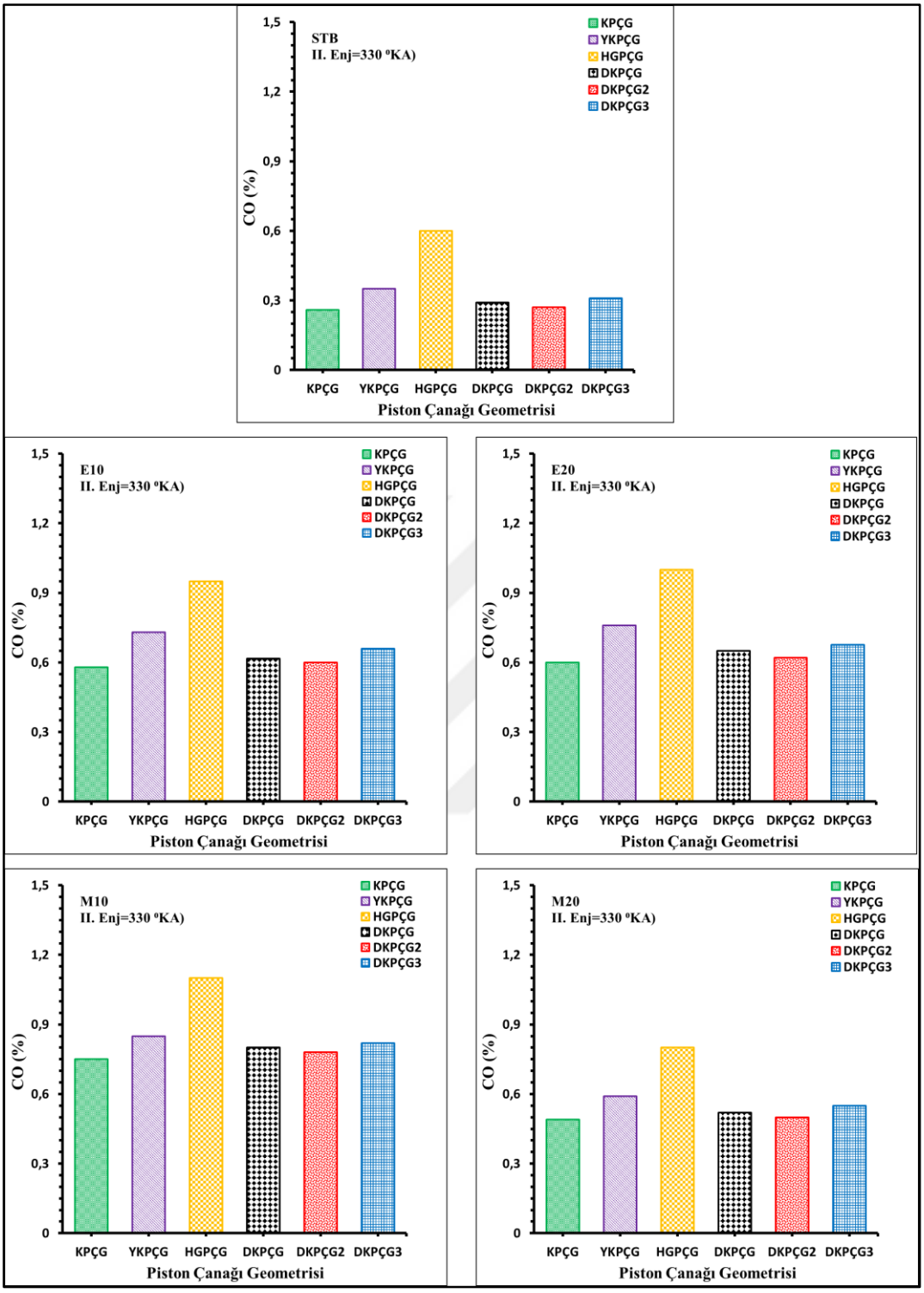
Yanmamış HC ve CO emisyonları eksik yanma ürünleri iken, CO_2 emisyonları ise tam yanmanın göstergesidir (Altınkurt, 2017). Bu yüzden CO_2 emisyonları CO emisyonlarına zıt olarak, silindir gaz basıncının düşük olduğu piston tasarımlarında yanma sonu sıcaklığının düşmesi ve analiz yakıtlarının yeterince oksitlenememesi sonucu azalan bir eğilim göstermiştir.

Şekil 6.9'da piston tasarımının ve alkol-benzin yakıt karışımlarının NO_x emisyonları üzerindeki etkileri gösterilmiştir.

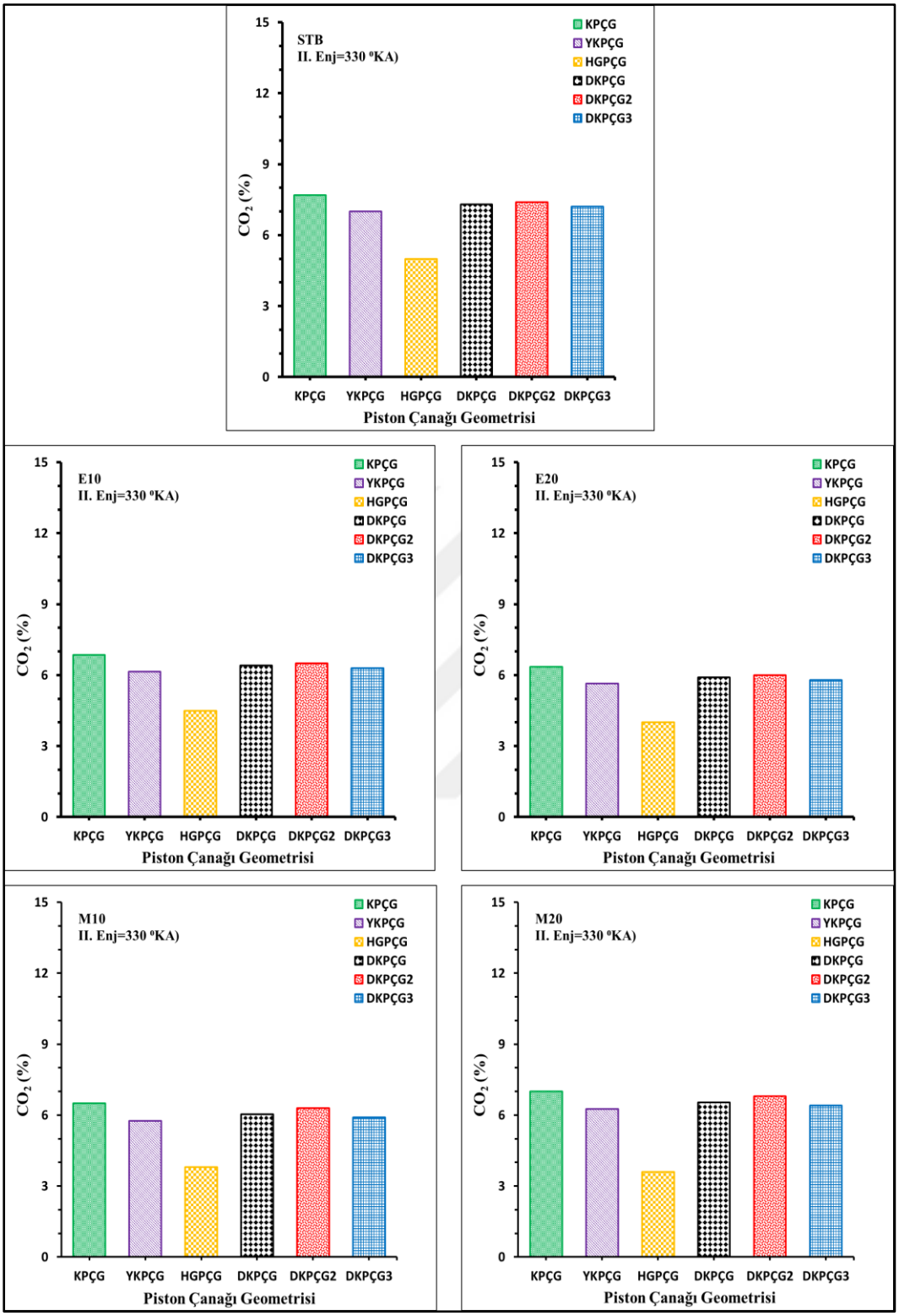
Şekil 6.6 ve 6.9 birlikte değerlendirildiğinde silindir içi gaz sıcaklıklarının düşük olduğu piston tasarımlarında NO_x emisyonlarının daha az olduğu görülmektedir. Dolayısıyla silindir içi gaz sıcaklıkları, NO_x emisyonlarının azalmasındaki en önemli etken olmuştur.

NO_x emisyonları bilindiği üzere havada bulunan N_2 gazının oksijen ile tepkimeye girmesi sonucu oluşur. Alkol-benzin karışımları daha yüksek oranda oksijen içermesine rağmen silindir içi basınç ve sıcaklıkların NO_x emisyonlarının oluşmasında daha etkili olduğu görülmektedir.

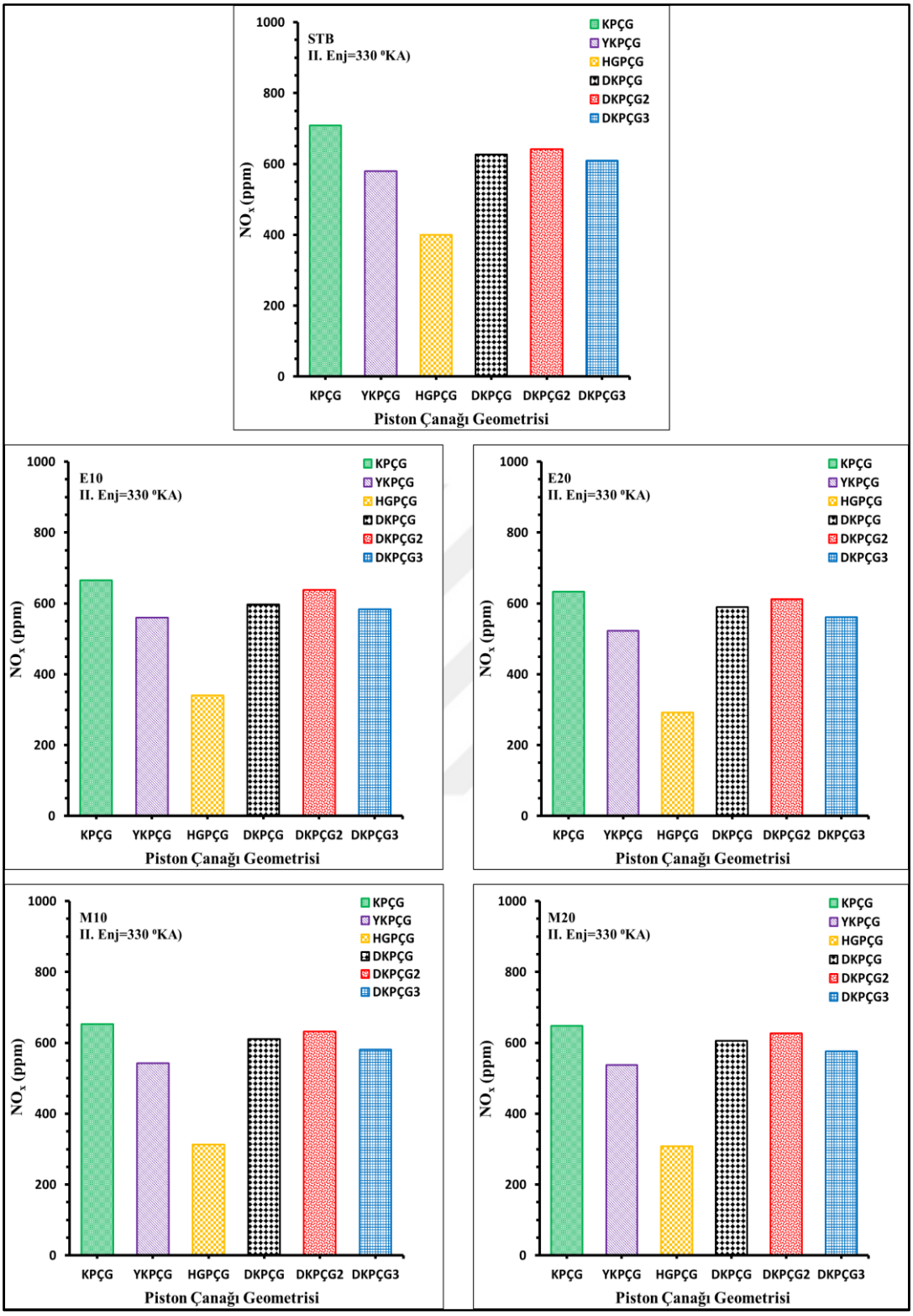
Analiz sonuçlarından görüldüğü üzere NO_x emisyonları en düşük E20 yakıtında, en yüksek ise STB yakıtında açığa çıkmıştır. E20 ve M20 yakıtlarında artan etanol ve metanol içeriğiyle yükselen buharlaşma gizli ısısı ortamdan daha fazla ısı çekilmesini sağlayarak ortam sıcaklığını düşürmüş ve NO_x emisyonlarının E10 ve M10 yakıtlarına göre daha az seviyelerde görülmesine neden olmuştur.



Şekil 6.7. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının CO emisyonu üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması



Şekil 6.8. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının CO_2 emisyonu üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması



Şekil 6.9. Piston tasarımı ve alkol-benzin karışımlarının NO_x emisyonu üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında piston tasarımının ve alkol-benzin yakıt karışımlarının HCCI yanma ve emisyonları üzerindeki etkileri CFD analiz sonuçları üzerinden incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Piston çanağı geometrisine verilen kademenin yanmayı iyileştirerek silindir gaz basıncını artırdığı tespit edilmiştir. DKPÇG, DKPÇG2, DKPÇG3 ve YKPÇG kıyaslandığında piston çanağına verilen formlu geometrilerin havanın girdap hareketini artırarak daha iyi hava-yakıt karışımı sağladığı belirlenmiştir. DKPÇG ve DKPÇG2 incelendiğinde piston çanağının dikey kenarına verilen radyusun ÜÖN'ya olan yakıt akışını kolaylaştırdığı görülmüştür. DKPÇG ve DKPÇG3 karşılaştırıldığında ise piston çanağının ortasındaki büyük ölçülü radyusların yakıt akışını piston çanağına yönlendirdiği tespit edilmiştir.

Benzin içerisine katılan etanol ve metanolün silindir içi basıncı düşürdüğü görülmüştür. Aynı zamanda yakıt içerisindeki etanol miktarının artışı Pmaks değerlerinin düşmesine neden olmuştur. Yakıt içerisindeki metanol oranının artışı yüksek buharlaşma gizli ısısına rağmen reaksiyonu hızlandırarak P_{maks} değerini artırmıştır. Tüm piston çanağı geometrileri için en yüksek basınç STB yakıtında elde edilmiştir. Yine tüm piston çanağı geometrileri için alkol-benzin yakıt karışımları kullanımının silindir içi ısı dağılımını artırdığı tespit edilmiştir.

Emisyonlar incelendiğinde E10, E20, M10 ve M20 yakıtlarının STB yakıtına kıyasla daha fazla CO emisyonu açığa çıkardığı gözlenmiştir. Tüm piston çanağı geometrilerinde benzin-alkol karışımları kullanımıyla beraber NO_x emisyonlarında azalma meydana gelmiştir. Aynı zamanda karışım içerisindeki etanol ve metanol miktarının artışı da NO_x emisyonlarında azalma sağlamıştır.

Yapılan tez çalışması sonucunda farklı piston tasarımları kullanılarak oluşturulan farklı yanma odası tasarımlarının ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma performansı ve egzoz emisyonları üzerinde etkili parametreler olduğu CFD analiz sonuçlarından görülmüştür. Tez çalışması kapsamında kullanılan parametreler farklı oranlarda ve farklı çalışma koşullarında test edilebilir. Elde edilecek sonuçlardan her biri performans ve emisyon karakteristikleri için optimum şartların oluşturulmasında önemli referans

olacaktır. Tez çalışması sonuçlarından basit bir örnek verilecek olursa; piston çanağı geometrisi iyileştirilerek türbülans oranı artırılabilir ve her bir yakıt zerresinin oksijen molekülü ile kimyasal tepkimeye girmesi sağlanabilir. Aynı zamanda benzin-alkol karışımları kullanan bir motorda karışımdaki alkol miktarı artırılarak NO_x emisyonları azaltılabilir. Daha farklı piston tasarımları ve yakıt karışımları farklı yükler ve devirlerde test edilerek HCCI yanma performansı ve emisyonlar açısından en iyi piston tasarımı ve yakıt karışım oranı belirlenebilir.

HCCI yanmayı CFD yöntemi ile daha ayrıntılı inceleyebilmek ve daha gerçekçi sonuçlar yakalamak için kimyasal mekanizma içeren tam entegre veya çok bölgeli modellerin kullanımına ihtiyaç duyulmaktadır. Silindir içi hava akışını ve türbülans etkisini tam olarak görebilmek için emme, egzoz manifoldu ve supapları içeren motor çevriminin tamamının analiz edilebildiği 3D bir model kullanılması çok daha tutarlı sonuçlar elde etmemizi sağlayacaktır. En iyi CFD modelinin oluşturulması, birçok parametrenin kontrollü bir şekilde değiştirilerek yapılan deneylerin sayısını azaltacak ve sadece iyileştirme yakalanan parametreyi doğrulamak için deney yapmamıza ihtiyaç doğuracaktır.

KAYNAKLAR

Aceves, S.M., Flowers, D.L., Westbrook, C.K., Smith, J.R., Pitz, W., Dibble, R., Christensen, M., Johansson, B. (2000). A Multi-Zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions. *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2000-01-0327.

Agarwal, A.K., Singh, A.P., Maurya, R.K. (2017). Evolution, Challenges and Path Forward for Low Temperature Combustion Engines. *Prog. Energy Combust. Sci.*, *61*, 1-56.

Altınkurt, M.D. (2017). Direkt Enjeksiyonlu Bir HCCI Motorda Enjeksiyon Parametrelerinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 474072.

AVL List GmbH. (2013) ECFM-3Z Model. *FIRE v2013.1 Combustion Module User's Guide*, AVL List GmbH, Graz.

AVL List GmbH. (2013). Heat and Mass Transfer Analogy. *FIRE v2013.1 Spray Module User's Guide*, AVL List GmbH, Graz.

AVL List GmbH. (2013). Multi-Component Evaporation Model. *FIRE v2013.1 Spray Module User's Guide*, AVL List GmbH, Graz.

AVL List GmbH. (2013). Standard Species Transport Model Variables and Equations. *FIRE v2013.1 Species Transport Module User's Guide*, AVL List GmbH, Graz.

Balasubramanian, D., Arumugam, S.R.S., Subramani, L. (2018). Chellakumar I.J.L.J.S., Mani A., A Numerical Study on The Effect of Various Combustion Bowl Parameters on the Performance, Combustion and Emission Behavior on a Single Cylinder Diesel Engine, *Environmental Science and Pollution Research, 25*(3), 2273–2284.

Bapu, B.R.R., Saravanakumar, L., Prasad, B.D. (2017). Effects of Combustion Chamber Geometry on Combustion Characteristics of a DI Diesel Engine Fueled with Calophyllum Inophyllum Methyl Ester. *Journal of the Energy Institute*, *40*(1), 82-100.

Bawankar, C.S., Gupta, R. (2016). Effects of Piston Bowl Geometry on Combustion and Emission Characteristics on Diesel Engine: A Cfd Case Study. *International Journal of Research in Engineering and Technology, 5*(7), 81-93.

Beatrice, C., Belardini, P., Bertoli, C., Del, Giacomo, N., Migliaccio, M. (2001). Combustion Chamber Design Effects on D.I. Common Rail Diesel Engine Performance. *Internal Combustion Engines 5th International Conference,* Napoli, Italy, 23-27 September 2001.

Bendu, H., Murugan, S. (2014). Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion: Mixture Preparation and Control Strategies in Diesel Engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *38*, 732-746.

Bilgin, A., Durgun, O., Şahin, Z. (2002). The Effects of Diesel-Ethanol Blends on Diesel Engine Performance. *Energy Sources*, *24*(5), 431-440.

Brenn, G., Deviprasath, L.J., Durst, F. (2003). Computations and Experiments on the Evaporation of Multi-Component Droplets. *Proc. 9th Int. Conf. Liquid Atomiz. Spray Syst. (ICLASS)*, Sorrento, Italy, 2003.

Ceviz, M.A., Yuksel, F. (2005). Effects of Ethanol-Unleaded Gasoline Blends on Cyclic Variability and Emissions in an SI Engine. *Appl. Therm. Eng.*, *25*, 917- 925.

Channappagoudra, M., Ramesh, K., Manavendra, G. (2018). Comparative Investigation of the Effect of Hemispherical and Toroidal Piston Bowl Geometries on Diesel Engine Combustion Characteristics. *Biofuel Research Journal*, *5*(3), 854-862.

Channappagoudra, M., Ramesh, K., Manavendra, G. (2020). Effect of Piston Bowl Geometry on Diesel Engine Performance Operated with Dairy Scum Biodiesel. *International Journal of Ambient Energy*, *41*(14), 1628-1638.

Colin, O., Benkenida, A. (2004). The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM-3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion. *Oil&Gas Science and Technology*, *59*(6), 593-609.

Çanakcı, M., Özsezen, A.N., Alptekin, E., Eyidoğan, M. (2013). Impact of Alcohol-Gasoline Fuel Blends on the Exhaust Emission of an SI Engine. *Renewable Energy*, *52*, 111-117.

Datta, A, Mandal, B.K. (2017). Engine Performance, Combustion and Emission Characteristics of a Compression Ignition Engine Operating on Different Biodiesel-Alcohol Blends. *Energy, 125*(3), 470-483.

Dimitriou, P., Wang, W., Peng, Z. (2015). A Piston Geometry and Nozzle Spray Angle Investigation in a DI Diesel Engine by Quantifying the Air-Fuel Mixture. *International Journal of Spray and Combustion Dynamics*, *7*(1), 1-24.

Dukowicz, J.K. (1979). Quasi-Steady Droplet Change in the Presence of Convection. *Los Alamos Scientific Laboratory*, LA-7997-MS, 1-18.

Earl, W.B. (1984). Alcohol Use in Engines. *Energ. Agriculture*, *3*, 351-362.

Elfasakhany, A. (2015). Investigations on the Effects of Ethanol-Methanol-Gasoline Blends in a Spark-Ignition Engine: Performance and Emissions Analysis. *Engineering Science and Technology, an International Journal, 18*(4), 713-719.

Eyidogan, M., Ozsezen, A.N., Canakci, M., Turkcan, A. (2010). Impact of Alcoholgasoline Fuel Blends on the Performance and Combustion Characteristics of an SI Engine. *Fuel, 89*, 2713-2720.

Fink, C. (2005). A Multi-Component Evaporation Model for the 3D-CFD-Code FIRE 8 – Development and Validation with Experimental Data. TU Graz.

Ganjı, P.R., Sıngh, R.N., Raju, V.R.K., Rao, S.S. (2018). Design of Piston Bowl Geometry for Better Combustion in Direct-Injection Compression Ignition Engine. *Sådhanå, 43*(92), 30-39.

Hu, D., Li, G., Yu, Y. (2013). A Computational Investigation into the Effects of Piston Bowl Geometry on Fuel-Air Mixing and Performance in a High-Intensified Diesel Engine. *International Conference on Materials for Renewable Energy and Environment*, 19-21 August 2013.

Jaichandar, S., Annamalai, K. (2012). Effects of Open Combustion Chamber Geometries on the Performance of Pongamia Biodiesel in a DI Diesel Engine. *Fuel*, *98*(4), 272-279.

Jaichandar, S., Gunasekaran, E.J., Gunabalan, A. (2016). The Influence of Piston Bowl Geometries on In-Cylinder Air Flow in a Direct-Injection (DI) Diesel Engine for Biodiesel Operation. *Journal of Mechanical Engineering*, *13*(2), 77-97.

Jinuchandran, J.S., Abraham, B.C., Johnson, J., Kuriakose, S. (2017). CFD Analysis on Performance and Emission in a Direct Injection Diesel Engine at Different Piston Bowl Re-Entrant Angle, *GRD Journal for Engineering, 2*(7), 59-66.

Kakaee, A.H., Partovi, B., Paykani, A., Toosi, A.N. (2016). Effects of Piston Bowl Geometry on Combustion and Emissions Characteristics of a Natural Gas/Diesel RCCI Engine. *Applied Thermal Engineering, 102*(4), 1462-1472.

Karahan, Ş. (2011). Biodiesel ile Çalışan Diesel Motorunda ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zones) Modelinin Performans ve Emisyon Simülasyonuna Yaklaşımı, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 297128.

Kattela, S.P., Vysyaraju, R.K.R., Surapaneni, S.R., Ganji, P.R. (2019). Effect of N-Butanol/Diesel Blends and Piston Bowl Geometry on Combustion and Emission Characteristics of CI Engine. *Environmental Science and Pollution Research, 26*(2), 1661–1674.

Khan, S., Panua, R., Bose, P.K. (2018). Combined Effects of Piston Bowl Geometry and Spray Pattern on Mixing, Combustion and Emissions of a Diesel Engine: A Numerical Approach. *Fuel*, *225*(2), 203-217.

Kong, S.C., Reitz, R.D. (2003). Numerical Study of Premixed HCCI Engine Combustion and Its Sensitivity to Computational Mesh and Model Uncertainties. *Combust. Theor. Model.*, *7*, 417-433.

Krishnaraj, J., Vasanthakumara, P., Hariharana, J., Vinotha, T., Karthikayanb, S. (2017). Combustion Simulation and Emission Prediction of Different Combustion Chamber Geometries Using Finite Element Method. *Materials Today: Proceedings, 4*(8), 7903-7910.

Li, J., Yang, W.M., An, H., Maghbouli, A. (2014). Chou S.K., Effects of Piston Bowl Geometry on Combustion and Emission Characteristics of Biodiesel Fueled Diesel Engines. *Fuel*, *120*(7), 66-73.

Li, Q., Jin, W., Huang, Z. (2016). Laminar Flame Characteristics of C1–C5 Primary Alcohol-Isooctane Blends at Elevated Temperature. *Energies, 9*(7), 1-17.

Nazzal, I.T. (2011). Experimental Study of Gasoline –Alcohol Blends on Performance of Internal Combustion Engine. *European Journal of Scientific Research, 51*(1), 16-22.

Onishi, S., Hong Jo, S., Shoda, K., Do Jo, P., Kato, S. (1979). Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process for Internal Combustion Engines. *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/790501.

Onuki, S., Koziel, J.A., Leeuwen, J.H., Jenks, W.S., Grewell, W.S., Grewell, D., Cai, L. (2008). Ethanol Production, Purification and Analysis Techniques: A Review. *ASABE Annual International Meeting*, Rhode Island, 29 June - 2 July 2008.

Özcan, H., Özbey, M., Gursel, O. (2018). The Effects of Ethanol-Gasoline, Methanol-Gasoline and Ethanol-Methanol-Gasoline Blends on Engine Performance, Combustion Characteristics and Exhaust Emissions. *The International Journal of Engineering and Science (IJES), 7*(6), 70-82.

Pucher, G.R., Gardiner, D.P., Bardon, M.F., Battista, V. (1996). 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.

Reitz, R.D., Beale, J.C. (1999). Modeling Spray Atomization with The Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor Hybrid Model. *Atomization and Sprays*, *7*(1), 623-650.

Saito, T., Daisho, Y., Uchida, N. (1986). Effects of Combustion Chamber Geometry on Diesel Combustion, *SAE International*, *95*(4), 793-803.

Sharma, T.K., Rao, G.A.P., Murthy, K.M. (2015). Influence of Piston Bowl Shape on Flow and Combustion Characteristics in HCCI Engine – A CFD Study. *International Conference on New Frontiers in Chemical, Energy and Environmental Engineering*, NIT Warangal, Inceee, March 2015.

Sharma, T.K., Rao, G.A.P., Murthy, K.M. (2015). Numerical Investigations on HCCI Engine with Increased Induction Induced Swirl and Engine Speed. *Journal of Central South University, 22*(10), 3837-3848.

Shayan, S.B., Seyedpour, S.M., Ommi, F., Moosavy, S.H., Alizadeh, M. (2011). Impact of Methanol–Gasoline Fuel Blends on the Performance and Exhaust Emissions of a SI Engine. *International Journal of Automotive Engineering*, *1*, 219-227.

Sjöberg, M., Dec, J.E. (2003). Combined Effects of Fuel-Type and Engine Speed on Intake Temperature Requirements and Completeness of Bulk-Gas Reactions for HCCI Combustion. *SAE Technical Paper,* DOI: 10.4271/2003-01-3173.

Spalding, D.B. (1979). *Combustion and Mass Transfer* (1st ed.). Oxford: Pergamon Press Ltd.

Subramanian, S., Rathinam, B., Lalvani, J., Annamalai, K. (2016). Piston Bowl Optimization for Single Cylinder Diesel Engine Using CFD. *International Mobility Conference*, Dublin, Ireland, February 2016.

Şener, R., Özdemir, M.R., Yangaz, M.U. (2019). Influence of Piston Bowl Geometry on Combustion and Emission Characteristics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy, 233*(5), 576-587.

Tanaka, S., Ayala, F., Keck, J.C., Heywood, J.B. (2003). Two-Stage Ignition in HCCI Combustion and HCCI Control By Fuels and Additives. *Combust. Flame, 132*, 219-239.

Tunér, M. (2016). Review and Benchmarking of Alternative Fuels in Conventional and Advanced Engine Concepts with Emphasis on Efficiency, CO_2 and Regulated Emissions. *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2016-01-0882.

Turner, D., Xu, H., Cracknell, R.F., Natarajan, V., Chen, X. (2011). Combustion Performance of Bio-Ethanol at Various Blend Ratios in a Gasoline Direct Injection Engine, *Fuel*, *90*, 1999-2006.

URL-1: https://en.wikipedia.org/wiki/K-epsilon_turbulence_model/, (Ziyaret tarihi: 24 Ekim 2020).

URL-2: https://en.wikipedia.org/wiki/Boundary_conditions_in_fluid_dynamics/, (Ziyaret tarihi: 10 Ekim 2020).

URL-3: https://en.wikipedia.org/wiki/K-epsilon_turbulence_model/, (Ziyaret tarihi: 24 Ekim 2020).

Veloo, P.S., Wag, Y.L., Egolfopoulos, F.N., Westbrook, C.K. (2010). A Comparative Experimental and Computational Study of Methanol, Ethanol and N-butanol Flames. *Combust. Flame, 157*, 1989-2004.

Wang, Z., Srinivasan, K.K., Krishnan, S.R., Som, S. (2012). A Computational Investigation of Diesel and Biodiesel Combustion and NO_x Formation in a Light-Duty Compression Ignition Engine. *Spring Technical Meeting of the Central States Section of the Combustion Institute*, Dayton, 22-24 April 2012.

Warnatz, J., Maas, U., Dibble, R.W. (2006). *Combustion* (4th ed.). Berlin: Springer-Verlag.

Wu, H., Wang, R., Ou, D., Chen, Y., Chen, T. (2011). Reduction of Smoke and Nitrogen Oxides of a Partial HCCI Engine Using Premixed Gasoline and Ethanol with Air. *Applied Energy*, *88*, 3882-3890.

Yang, C., Zhao, H. (2011). In-cylinder Studies of CAI/HCCI Combustion with Negative Valve Overlap in a Direct Injection Gasoline Optical Engine. *Combust. Sci. Technol*., *183*, 467-486.

Yao, M., Zheng, Z., Liu, H. (2009). Progress and Recent Trends in Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines. *Prog. Energ. Combust*., *35*, 398- 437.

Yücesu, H.S., Topgül, T., Çinar, C., Okur, M. (2006). Effect of Ethanol-Gasoline Blends on Engine Performance and Exhaust Emissions in Different Compression Ratios. *Appl. Therm. Eng*., *26*, 2272-2278.

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

Zhang, Y., He, B.Q., Xie, H., Zhao, H. (2006). The Combustion and Emission Characteristics of Ethanol on a Port Fuel Injection HCCI Engine. *Society of Automotive Engineers*, DOI: 10.4271/2006-01-0631.

Zhao, H. (2007). Overview of Modeling Techniques and Their Applicaton to HCCI/CAI Engines. Zhao H. (Ed.), *HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry* (1st ed.) (456-470). Cambridge: Woodhead Publishing Limited.

Zhen, X., Wang, Y. (2015). An Overview of Methanol as an Internal Combustion Engine Fuel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *52*, 477-493.

KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER

Cengiz, A., Gödek, E., Yurduseven, S., **Köse, K.** (2019). Otomotiv Gövde Saclarında Kaynak Bölgelerinin Sonlu Elemanlar Modeli İçin Farklı Kontakların Karşılaştırılması. *Uluslararası Marmara Fen ve Sosyal Bilimler Kongresi*, Kocaeli, Türkiye, 26-28 Nisan 2019.

Köse, K., Altınkurt, M.D., Türkcan, A. (2020). Piston Tasarımı ve Farklı Yakıt Karışımlarının Direkt Enjeksiyonlu Bir HCCI Motorda Yanmaya Etkilerinin Sonlu Hacimler Metodu ile İncelenmesi. *Uluslararası Marmara Fen ve Sosyal Bilimler Kongresi*, Kocaeli, Türkiye, 4-5 Aralık 2020.

Köse K., Sevengil, M.O., Aydoğan, M. (2021). 1470 MPa Sac Malzemenin Soğuk Şekillendirme Prosesinde Geri Yaylanma Analizi ve Telafi Yöntemlerinin Geliştirilmesi. *Uluslararası Marmara Fen ve Sosyal Bilimler Kongresi*, Kocaeli, Türkiye, 10-11 Aralık 2021.

ÖZGEÇMİŞ

Kudret KÖSE lise öğrenimini Zonguldak Anadolu Öğretmen Lisesi'nde tamamladı. 2013 yılında girdiği Afyon Kocatepe Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nden 2018 yılında mezun oldu. 2020 yılına kadar Yıldız Kalıp Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasında çalıştıktan sonra Tekirdağ 8. Mekanize Piyade Tugayı'nda askerlik görevini tamamladı. 2021 yılında Toyotetsu Otomotiv Parçaları A.Ş. firmasında çalışmaya başladı. Halen Toyotetsu'da Kalıp Tasarım Mühendisi olarak görevine devam etmektedir.