

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DİZEL MOTORLARINDA DOĞAL GAZ KULLANIMININ SAYISAL
İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

Orhan Nazım AKSU

KASIM 2024
TRABZON



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DİZEL MOTORLARINDA DOĞAL GAZ KULLANIMININ SAYISAL
İNCELENMESİ

Orhan Nazım AKSU

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
"DOKTOR (MAKİNA MÜHENDİSİ)"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 20 / 09 / 2024

Tezin Savunma Tarihi : 21 / 11 / 2024

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Zehra ŞAHİN

Trabzon 2024

ÖNSÖZ

“Dizel Motorlarında Doğal Gaz Kullanımının Sayısal İncelenmesi” isimli bu tez Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora Programı’nda hazırlanmıştır.

Dünya genelindeki enerji tüketimi sürekli artmaktadır ve bu durum, 21. yüzyıl boyunca da sürecektir. Fosil yakıt rezervlerinin sınırlı oluşu ve fosil yakıtların yakılmasının sera gazı emisyonlarının oluşumunun en önemli etkeni olduğu gerçeği, içten yanmalı motorların işletilmesinde kullanılan alternatif enerji kaynaklarına olan ilgiyi artırmıştır. Bu nedenle, biyoyakıtlar, hidrojen ve doğal gaz gibi alternatif yakıtların araştırılması ve geliştirilmesine yönelik çalışmalar gittikçe hızla artmaktadır. Doğal gaz, alternatif olarak fosil yakıtların yerine geçebilir ve sera gazı emisyonlarını azaltarak iklim değişikliği ile mücadeleye önemli bir katkı sağlayabilir. Sunulan çalışmada; dizel motorlarında doğal gaz-dizel yakıtı çift yakıtlı uygulamanın yanma, motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Bu sayısal çalışmada; dizel çevrim hesabı için, sanki boyutlu termodinamik esaslı çok bölgeli bir model kullanılmıştır.

Sunulan tez çalışmasının hazırlanmasında deneyim ve bilgi birikimini benimle paylaşan ve bu konuda araştırma yapmam için beni teşvik eden, bana her türlü desteği sağlayan tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Zehra ŞAHİN’e ve çalışmalarımıza her zaman destek sağlayan ve özellikle tez konusunun belirlenmesinde bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım Sayın Prof. Dr. Orhan DURGUN’a sonsuz teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Tez çalışmasının sürecinde bana desteklerini esirgemeyen KTÜ Sürmene Abdullah Kanca Meslek Yüksekokulu’ndaki tüm değerli hocalarıma da teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, doğduğum günden beri elimi hiç bırakmayan, hayatım boyunca aldığım tüm kararlarda bilgi ve tecrübelerinden faydalandığım ve her kararında arkamda olan, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen ve bugünlere gelmemde en büyük paya sahip olan aileme, tez çalışmam sürecinde her zaman bana destek veren sevgili eşim Sevinç AKSU’ya, oğlum Hamza AKSU’ya ve kızım Elif Duru AKSU’ya teşekkür eder, sevgi, saygı ve minnettarlığımı sunarım.

Bu tez çalışmasının bundan sonraki çalışmalara katkı sağlamasını temenni ederim.

Orhan Nazım AKSU

Trabzon 2024

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Doktora Tezi olarak sunduğum “Dizel Motorlarında Doğal Gaz Kullanımının Sayısal İncelenmesi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Zehra ŞAHİN’in sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı/yaptırdığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 21/11/2024

Orhan Nazım AKSU

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VIII
SUMMARY	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	X
TABLolar DİZİNİ.....	XIII
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ	XV
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Alternatif Yakıt Olarak Doğal Gaz	3
1.3. Dizel Motorlarında Kullanılan Çevrim Modelleri.....	7
1.3.1. Çok Boyutlu Modeller	7
1.3.2. Termodinamik Esaslı Modeller.....	8
1.4. Literatür Araştırması	10
1.4.1. Dizel Motorlarında Doğal Gaz Kullanımı	12
1.4.2. Dizel Motorlarda Kullanılan Termodinamik Esaslı Modeller	17
1.5. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı	21
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	25
2.1. Giriş.....	25
2.2. Termodinamiğin Birinci Kanununun Açık bir Termodinamik Sisteme Uygulanması.....	26
2.3. Motor Silindiri İçindeki Gazların Termodinamik Özelliklerinin Hesabı	33
2.3.1. Düşük Sıcaklıklardaki Gaz Karışımının Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi	33
2.3.2. Yüksek Sıcaklıklardaki Yanma Ürünlerinin Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi	40
2.4. Yakıt Demeti ile İlgili Hesaplar	48
2.4.1. Gaz Jeti Yaklaşımı	48
2.4.2. Yakıt Demeti Geometrisi	49
2.4.3. Yakıt ve Hava Dağılımlarının Belirlemesi.....	52

2.4.4.	Yakıt Demeti Boyunca Oluşturulan Bölgelerin Sınırlarının Belirlenmesi	55
2.4.5.	Bölgelerin Oluşturulması	57
2.4.6.	Yeni Oluşan Bölgelerin Anlık Yanması	63
2.4.7.	Duvar Etkisi Modeli.....	67
2.4.8.	Yakıt Demetindeki Bölgelerin Duvar Bölgesine Anlık Aktarımı ve Karışması.....	69
2.5.	Yanma İşleminin Aşamaları.....	72
2.6.	Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Durumu İçin Geliştirilen Modelde Yapılan Uyarlamalar	77
2.6.1.	Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Durumu İçin Emme ve Sıkıştırma İşlemi Boyunca Silindirdeki Dolgunun Hacimsel Oranlarının ve Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi	78
2.6.2.	Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Durumunda Demetteki Yakıt-Hava Kütlesinin Belirlenmesi.....	79
2.6.3.	Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Durumunda Yüksek Sıcaklıktaki Yanma Ürünlerinin Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi.....	80
2.7.	Motor Çevriminin Hesaplanması	82
2.7.1.	Emme İşlemi	82
2.7.2.	Sıkıştırma İşlemi	85
2.7.3.	Yanma-Genişleme İşlemi.....	87
2.7.4.	Egzoz İşlemi.....	89
2.8.	Motor Performans Karakteristiklerinin Hesaplanması.....	90
2.8.1.	Ortalama İndike Basınç ve İndike Verim	90
2.8.2.	Ortalama Efektif Basınç	90
2.8.3.	Mekanik Verim, Efektif Verim, Özgül Yakıt Tüketimi, Efektif Güç ve Döndürme Momenti	91
2.8.4.	Yakıtın Alt Isıl Değeri.....	92
2.8.5.	Motor Performans Karakteristiklerinin ve Egzoz Emisyonları Değerlerinin Değişim Oranlarının Hesaplanması ve Yakıt Maliyeti Analizi	93
2.8.6.	Açığa Çıkan Isı Oranının Hesaplanması	94
2.9.	Sunulan Modelde Kullanılan Bilgisayar Programının Tanıtılması ve Programın Akış Şeması	95
3.	BULGULAR VE TARTIŞMA.....	99
3.1.	Giriş.....	99
3.2.	Dizel Motoru Çevrimini Saf Dizel Yakıtı Durumunda Hesaplayabilmek İçin Geliştirilen Termodinamik Esaslı Modelin Doğruluğunun Kontrolü	99

3.3. Dizel Motoru Çevrimini Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulaması Durumunda Hesaplayabilmek İçin Geliştirilen Termodinamik Esaslı Modelin Doğruluğunun Kontrolü.....	117
3.4. Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulamasının Yanmaya ve Motor Karakteristiklerine, Yakıt Maliyeti ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Sayısal Olarak Teorik İncelenmesi.....	125
3.4.1. Saf Dizel Yakıtı Durumundaki Güç Değeri İçin Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulaması	126
3.4.2. Saf Dizel Yakıtı Durumundaki Ekivalans Oranı Değeri İçin Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulaması	138
3.4.3. Püskürtülen Dizel Yakıtı Miktarında Değişiklik Yapılmadan Düşük Oranlarda Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulaması.....	146
4. SONUÇLAR.....	155
5. ÖNERİLER.....	162
6. KAYNAKLAR.....	165
ÖZGEÇMİŞ	

Doktora Tezi

ÖZET

DİZEL MOTORLARINDA DOĞAL GAZ KULLANIMININ SAYISAL İNCELENMESİ

Orhan Nazım AKSU

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Zehra ŞAHİN
2024, 171 Sayfa

Bu çalışmada; dizel motorlarında doğal gaz-dizel yakıtı (DG-DY) çift yakıt uygulamasının yanma, motor performansı, yakıt maliyeti ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Bu amaçla dizel motoru çevriminin hesaplanabilmesi için termodinamik esaslı çok bölgeli bir çevrim modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen modelin saf dizel yakıtı (SDY) ve DG-DY çift yakıt durumları için doğruluğunun kontrolü; deneysel sonuçlarla ve literatürde doğruluğu ispatlanmış sayısal ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmalar yapılarak gerçekleştirilmiştir. Daha sonra bu model kullanılarak güncel bir otomobil dizel motorunda 2000 d/d devir sayısında, tam gazda ve tam yük altında emme havasına farklı oranlarda (EHFO'da) doğal gazın (DG'ın) eklenmesi ile ilgili üç farklı yöntem sayısal olarak incelenmiştir.

İlk uygulamada SDY ile üretilen 30.5 kW'lık efektif güç sağlanacak şekilde EHFO'da DG eklenmiştir ve püskürtülen dizel yakıtı (DY) miktarı azaltılmıştır. Uygulama sonunda, silindir basınçlarının, açığa çıkan ısı oranlarının (AÇIO'nun), NO emisyonunun önemli ölçüde azaldığı ve özgül yakıt tüketiminin (ÖYT) ve CO emisyonunun önemli ölçüde arttığı belirlenmiştir. İkinci uygulamada SDY'deki 0.707'lik ekivalans oranı sağlanacak şekilde EHFO'da uygun miktarda DG eklenmiştir ve püskürtülen DY azaltılmıştır. Uygulama sonunda, silindir basınç değerlerinin ve AÇIO'nun azaldığı ve ÖYT'de de pek fazla kötüleşme olmaksızın CO ve NO emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı belirlenmiştir. Üçüncü uygulamada püskürtülen DY miktarı değiştirilmeden emme havasına düşük oranlarda DG eklenmiştir. Burada DG oranı arttıkça ÖYT'nin arttığı, CO emisyonunun önemli ölçüde arttığı, NO emisyonunun ise kısmen azaldığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Dizel motoru, Termodinamik esaslı çok bölgeli çevrim modeli, Çift yakıtlı yanma, Motor karakteristikleri, NO egzoz emisyonu

PhD. Thesis

SUMMARY

NUMERICAL INVESTIGATION OF NATURAL GAS UTILIZATION IN DIESEL ENGINE

Orhan Nazım AKSU

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Prof. Zehra ŞAHİN
2024, 171 Pages

In this study, the effects of natural gas-diesel fuel (NG-DF) dual fuel applications on combustion, engine performance, fuel cost and exhaust emissions in diesel engines were investigated numerically. For this purpose, a thermodynamic based multi-zone cycle model was developed to calculate the diesel engine cycle. The reliability of the developed model for neat diesel fuel (NDF) and NG-DF dual fuel cases was checked by comparing it with experimental results and with that of numerical and experimental results proven in the literature. Then, using this model, three different methods were numerically investigated for adding natural gas (NG) to the intake air at different ratios (IADRs) in a current automobile diesel engine at 2000 rpm, full throttle and under full load.

In the first application, NG was added to IADRs to provide 30.5 kW effective power produced by NDF and the injected diesel fuel (DF) was reduced. At the end of the application, it was determined that cylinder pressures, heat release rates (HRRs), NO emission decreased significantly, and specific fuel consumption (BSFC) and CO emission increased significantly. In the second application, NG was added to IADRs to provide the equivalence ratio of 0.707 which occurs for NDF and injected DF was reduced to a suitable amount. In conclusion, it was determined that cylinder pressure values, HRRs decreased, and CO, NO values decreased significantly without much deterioration in BSFC. In the third application, NG was added to the intake air at low ratios without changing amount of the injected DF. Here, it was observed that as the NG ratio increased, BSFC increased, CO emission increased significantly and whereas NO emission partially decreased.

Keywords: Diesel engine, Thermodynamic based multi-zone cycle model, Dual fuel combustion, Engine characteristics, NO exhaust emission

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.	Dört zamanlı çift yakıtlı dizel yakıtı-doğal gaz motorunun çalışma işlem sırası a) doğal gazın püskürtülmesi, b) pilot dizel yakıtının püskürtülmesi ve doğal gaz-hava karışımı, c) yanan dizel yakıtının doğal gaz-hava karışımını yakması, d) Egzoz işlemi	6
Şekil 2.	Çift yakıt uygulamasının şematik resmi	7
Şekil 3.	Dört zamanlı bir motorun piston-biyel-krank mili mekanizmasının şematik gösterimi.....	31
Şekil 4.	Yakıt demeti açısı için önerilen eğri.....	51
Şekil 5.	Demet eksen boyunca dizel yakıtı konsantrasyonunun profili.....	53
Şekil 6.	Bölge oluşumlarının şematik gösterimi	57
Şekil 7.	Birinci aşamada serbest yakıt jetinin şematik gösterimi.....	73
Şekil 8.	İkinci aşamanın şematik gösterimi (Burada dizel yakıtının püskürtülmesi devam etmekte ve D duvar bölgesi oluşumu başlamaktadır)	74
Şekil 9.	Üçüncü aşamanın şematik gösterimi	75
Şekil 10.	Dördüncü aşamanın şematik gösterimi.....	76
Şekil 11.	Beşinci aşamanın şematik gösterimi.....	77
Şekil 12.	Bilgisayar programının akış şeması.....	97
Şekil 13.	2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişimi oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Aksu'nun (2013) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması	103
Şekil 14.	4000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişimi oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Aksu'nun (2013) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması	106
Şekil 15.	2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Lounici vd. (2014) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması.....	109
Şekil 16.	2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	112
Şekil 17.	910 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	115

Şekil 18.	2000 d/d'da; % 27 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	119
Şekil 19.	910 d/d'da; % 25 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	123
Şekil 20.	Luo vd. (2022) tarafından üç boyutlu akışkan dinamiği modelinden SDY ve DG-DY çift yakıt durumunda için yapılan hesaplardan elde edilen yanma odasına püskürtülen dizel yakıtının oluşturduğu yakıt demeti ve yakıt demetinde oluşan yanma bölgelerinin gösterimi	128
Şekil 21.	Zhu vd. (2022) tarafından SDY ve % 30 DG-DY çift yakıt uygulaması durumlarında yanma odasından yüksek hızlı kamera ile elde edilen yanma görüntüleri.....	130
Şekil 22.	2000 d/d'da; SDY için 30.5 kW güç değerinin üç farklı doğal gaz oranlarında elde edildiği durumlar için a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının KMA'ya göre değişimleri	130
Şekil 23.	(a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan EG'nin ve yakıt maliyetinin kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan EG ve yakıt maliyeti değerlerinde SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri.....	135
Şekil 24.	(a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan ÖYT'nin ve EV'in kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan ÖYT ve EV değerlerinde SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri.....	136
Şekil 25.	(a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan CO ve NO emisyonlarının hacimsel oranlarının kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan CO ve NO emisyonlarında SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri	137
Şekil 26.	2000 d/d'da; SDY'deki 0.707 ekivalans oranını sağlayacak şekilde uygulanan farklı kütleli doğal gaz oranlarında elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranı değerlerinin KMA'na göre değişimleri ve SDY'deki teorik sonuçlarla karşılaştırılması.....	139
Şekil 27.	(a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan EG'nin ve yakıt maliyetinin kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan EG ve yakıt maliyeti değerlerinde SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri.....	143

Şekil 28.	(a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan ÖYT'nin ve EV'in kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan ÖYT ve EV değerlerinde SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri.....	144
Şekil 29.	(a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan CO ve NO emisyonlarının hacimsel oranlarının kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan CO ve NO emisyonlarında SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri	145
Şekil 30.	2000 d/d'da; SDY ve emme havasına düşük oranda doğal gaz eklenmesi durumunda elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) ağığa çıkan ısı oranının KMA'ya göre değişimleri	148
Şekil 31.	(a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan EG'nin ve yakıt maliyetinin kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan EG ve yakıt maliyeti değerlerinde SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri.....	152
Şekil 32.	(a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan ÖYT'nin ve EV'in kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan ÖYT ve EV değerlerinde SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri.....	153
Şekil 33.	(a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan CO ve NO emisyonlarının hacimsel oranlarının kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan CO ve NO emisyonlarında SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri	154

TABLolar DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1. Düşük sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesabı için gerekli katsayılar ($300 \leq T \leq 1000$ K)	36
Tablo 2. Bazı yakıtların termodinamik özelliklerini hesaplanmasında kullanılan polinom yaklaşım katsayıları ($300 \leq T \leq 1000$ K).....	37
Tablo 3. K denge katsayısının hesaplanmasında kullanılan A_i, B_i, C_i, D_i ve E_i katsayıları.....	43
Tablo 4. Yüksek sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesaplandığı polinomlardaki katsayılar ($1000 \leq T \leq 3000$ K).....	47
Tablo 5. Dizel yakıtı, benzin ve doğal gazın başlıca özellikleri	93
Tablo 6. Deney motorunun başlıca teknik özellikleri	100
Tablo 7. Sayısal uygulamalarda kullanılan motorların başlıca temel özellikleri.....	101
Tablo 8. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç (P_{max}) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	101
Tablo 9. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması.....	102
Tablo 10. 4000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç (P_{max}) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	104
Tablo 11. 4000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması.....	105
Tablo 12. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç (P_{max}) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin Lounici vd. (2014) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması.....	107
Tablo 13. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin Lounici vd. (2014) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	108
Tablo 14. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç (P_{max}) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması.....	110
Tablo 15. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	112
Tablo 16. 910 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç (P_{max}) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin Li vd.	

(2017) tarafından verilen deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılması.....	114
Tablo 17. 910 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	115
Tablo 18. 2000 d/d'da; % 27 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç (P_{max}) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	117
Tablo 19. 2000 d/d'da; % 27 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	118
Tablo 20. 910 d/d'da; % 25 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen maksimum basıncın (P_{max}) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	122
Tablo 21. 910 d/d'da; % 25 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	125
Tablo 22. SDY'deki güç değerinde her bir uygulama için çevrim başına kullanılan dizel yakıtı ve doğal gaz miktarları	127
Tablo 23. SDY'deki ekivalans oranında her bir uygulama için çevrim başına harcanan dizel yakıtı ve doğal gaz miktarları	138
Tablo 24. Püskürtülen dizel yakıtı miktarında değişiklik yapılmadan her bir uygulama için çevrim başına harcanan dizel yakıtı ve doğal gaz miktarları	146
Tablo 25. 2000 d/d'de püskürtülen dizel yakıtı miktarında değişiklik yapılmadan düşük oranlarda DG-DY çift yakıt uygulamasında EG, ÖYT, EV, yakıt maliyeti ve CO, NO emisyonlarının SDY durumuna göre artma veya azalma oranları	151

SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

AÇIO	: Açığa çıkan ısı oranları
AÖN	: Alt ölü nokta
b_e , ÖYT	: Özgül yakıt tüketimi (kg/kWh)
B_t	: Toplam yakıt tüketimi (kg/h)
CN	: Setan sayısı
CO	: Karbonmonoksit emisyonu
CO_2	: Karbondioksit emisyonu
C_{Denj}	: Meme boşaltma katsayısı
c_h	: Silindir dolgusunun içindeki havanın konsantrasyonu (kütle oranı)
c_{sm}	: Silindir dolgusunun içindeki gaz yakıtının konsantrasyonu (kütle oranı)
c_{ty}	: Doğal gaz ve dizel yakıtı karışımının toplam konsantrasyonu
c_{dy}	: Dizel yakıtının konsantrasyonu
c_{gy}	: Gaz yakıtının konsantrasyonu
c_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı (kJ/kgK)
c_v	: Sabit hacimdeki özgül ısı (kJ/kgK)
ÇBM	: Çok bölgeli model
d_{enj}	: Enjektör meme çapı (m)
D	: Silindir çapı (mm)
DP	: Direkt püskürtme
DG	: Doğal gaz
DG-DY	: Doğal gaz-dizel yakıtı
DY	: Dizel yakıtı
ECP	: Dengedeki yanma ürünleri
ECU	: Elektronik kontrol ünitesi
EG	: Efektif güç
EHFO	: Emme havasına farklı oranlarda
EV	: Efektif verim
E_a	: Aktivasyon enerjisi (kJ/kmol)
FARG	: Yakıt-hava-artık egzoz gazları

F_{st}	: Stokiyometrik yakıt-hava karışımının kütle oranı
$F_{st,k}$	: Karışım yakıtının stokiyometrik yakıt-hava kütle oranı
h_{min}	: 1 kg yakıtı yakmak için gerekli stokiyometrik hava miktarı (kg hava/kg yakıt)
$h_{çık}$	: Kontrol hacminden çıkan kütlenin entalpisi (kJ/kg)
h_g	: Ortalama ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
h_{gir}	: Kontrol hacmine giren kütlenin entalpisi (kJ/kg)
H	: Strok uzunluğu (mm)
H_u	: Yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg)
KMA	: Krank mili açısı (derece)
K_{AD}	: Kütle aktarım katsayısı
l_b	: Biyel eksenleri arasındaki uzaklık
$\dot{m}_{gir}$	: Kontrol hacmine giren kütle debisi (kg/° KMA)
$\dot{m}_{çık}$	: Kontrol hacminden çıkan kütle debisi (kg/° KMA)
m_h	: Havanın kütlesi (kg)
m_y	: Yakıtın kütlesi (kg)
M_d	: Döndürme moment (Nm)
$M_{w,gy}$	: Gaz yakıtın mol kütlesi (kg/kmol)
n	: Devir sayısı (d/d)
n_i	: Yanma ürünlerinin kmol sayısı
n_N	: Nominal devir sayısı (d/d)
N	: Toplam kmol sayısı
N_e	: Efektif güç (kW)
N_i	: İndike güç (kW)
N_m	: Mekanik kayıplar gücü (kW)
NO_x	: Azot oksit emisyonları
P	: Anlık silindir basıncı (bar)
P_a	: Emme sonu basıncı (kPa)
$P_{püs}$	: Yakıt püskürtme basıncı (kPa)
P_r	: Artık egzoz gazları basıncı (kPa)
P_{me}	: Ortalama efektif basınç (kPa)
P_0	: Ortam basıncı (kPa)
P_{mi}	: Ortalama indike basınç (kPa)

$P_{m,m}$	: Mekanik kayıplar ortalama basıncı (MPa)
PM	: Partikül (parçacık) madde
Q	: Isı enerjisi (kJ)
R	: Krank yarıçapı (mm)
R_e	: Reynold sayısı
R_u	: Üniversal gaz sabiti (kJ/kmolK)
R_h	: Havanın gaz sabiti (kJ/kgK)
R_y	: Yakıt buharının gaz sabiti (kJ/kgK)
SDY	: Saf dizel yakıtı
T_0	: Ortam sıcaklığı (°C)
T	: Anlık silindir sıcaklığı (°C)
T_w	: Silindir duvarının sıcaklığı (°C)
T_r	: Artık egzoz gazları sıcaklığı (°C)
U	: İç enerji (kJ)
ÜÖN	: Üst ölü nokta
X_t	: Yakıt demetinin ilerleme miktarı (m)
X_1	: Birincil yakıtın (dizel yakıtının) hacimsel oranı
X_2	: İkincil yakıtın (doğal gazın) hacimsel oranı
x_{nem}	: Nem düzeltme katsayısı
V	: Hacim (cm ³)
V_c	: Ölü hacim (cm ³)
V_h	: Strok hacmi (cm ³)
$V_{p,m}$	: Ortalama piston hızı (m/s)
W	: İş (kJ)
W_i	: İndike iş (kJ)
Z	: Silindir sayısı
γ_i	: i. yanma ürününün hacimsel oranı
η_e	: Efektif verim
η_m	: Mekanik verim
ω	: Açısal hız (rad/s)
ε	: Sıkıştırma oranı
θ	: Krank mili açısı (°)

$\theta_s, \theta_{püs}$	: Püskürtmenin başladığı krank açısı (° KMA)
τ_{TG}	: Tutuşma gecikmesi (° KMA)
$\alpha = \lambda$	: Hava fazlalık katsayısı
$\phi = \frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\lambda}$	: Ekivalans oranı
ϕ_L	: Fakir karışım için ekivalans oranı
ϕ_R	: Zengin karışım için ekivalans oranı
ρ_d	: Dizel yakıtının yoğunluğu (kg/m ³)
ρ_{dg}	: Doğal gazın yoğunluğu (kg/m ³)
ρ_h	: Havanın yoğunluğu (kg/m ³)
ΔP	: Enjektör memesi boyunca oluşan basınç farkı (Pa)
ϵ_{ed}	: Ek doldurma katsayısı

Üst İndis:

·	: Zamana veya krank mili açısına göre türev
---	---

Alt İndis:

e	: Efektif
0	: Standart koşullar
s	: Püskürtme başlangıcı
I	: İlk durum
S	: Son durum
k	: Karışım
y	: Yakıt
h	: Hava
ty	: Toplam yakıt
TG	: Tutuşma gecikmesi
gy	: Gaz yakıt
py	: Pilot yakıt (dizel yakıtı)

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Çevreyi koruma gereksinimi konusundaki kamu bilinci; kirlilik kaynakları ve bunları azaltma yolları üzerine kapsamlı araştırmalar yapılmasını teşvik etmektedir. Belirtilen bu araştırmalar, içten yanmalı motorların hava kirliliğinin başlıca nedenlerinden biri olduğunu doğrulamaktadır. Motorların çevreye yönelik bu tehdidinin yanı sıra, kullandıkları yakıtların kaynağı olan ham petrol rezervleri artan bir hızla azalmaktadır. Bu nedenlerle çevreyi daha az kirleten ve daha verimli motorların geliştirilmesi, motor üreticileri için önemli bir öncelik durumuna gelmiştir.

İçten yanmalı motorlar genel olarak iki ana gruba ayrılır: buji ateşlemeli motorlar ve sıkıştırma ateşlemeli motorlar. Buji ateşlemeli motorlar genellikle benzin motorları olarak bilinirken, sıkıştırma ateşlemeli motorlar da dizel motorları olarak da adlandırılmaktadır. Benzin motorlarının çoğunlukla daha yüksek devir aralıklarında daha yüksek güç üretmesine karşın, dizel motorları genellikle daha yüksek döndürme momenti sağlamaktadır. Emisyonlar açısından karşılaştırıldığında ise, benzin motorları genellikle daha az miktarda azot oksitler (NO_x) ve parçacık (PM) emisyonuna sahipken, dizel motorları, benzin motorlarından daha yüksek düzeylerde NO_x ve PM emisyonları yaymaktadır (Zhang vd., 2017). İçten yanmalı motorlar için Euro standartları, Avrupa Birliği'nin taşıtlar tarafından yayılan kirletici miktarlarını sınırlamak için oluşturulmuş emisyon düzenlemelerini göstermektedir. Ulaşımın çevresel etkilerini azaltmak ve hava kalitesini iyileştirmek için bu standartlar çok önemlidir. 1992'de tanıtılan Euro 1 standardı, motorlu taşıtlardan kaynaklanan emisyonları düzenlemenin ilk adımı olmuştur. Euro 2 (1996), Euro 3 (2000), Euro 4 (2005), Euro 5 (2009) ve Euro 6 (2014) dahil olmak üzere sonraki standartlar, emisyonlardaki sınırlamaları giderek sıkılaştırmıştır. En son standart olan Euro 6d-TEMP (2019), motorlu taşıtların yalnızca laboratuvar koşullarında değil, aynı zamanda gerçek sürüş senaryolarında da gerekli kısıtlamaları karşıladığından emin olmak için gerçek sürüş emisyon (RDE) testlerini de içermektedir.

Euro standartlarını karşılama gereği içten yanmalı motorların geliştirilmesinde önemli yönlendirici bir rol oynamaktadır. Sonuçta üreticiler, katı emisyon sınırlamalarına uymak için modern motorlarda çeşitli teknolojiler uygulamaktadır. Bu teknolojiler arasında

egzoz gazı resirkülasyonu (EGR), seçici katalitik indirgeme (SCR), dizel partikül (parçacık) filtreleri (DPF), benzin partikül filtreleri (GPF) ve fakir NO_x tutucu teknolojisi (LNT) yer almaktadır. EGR sistemleri, egzoz gazlarının bir kısmını motor silindirlerine geri döndürerek NO_x emisyonlarının azaltılmasına yardımcı olmaktadır. SCR teknolojisinde, NO_x 'leri zararsız azota ve suya dönüştürmek için üre bazlı bir çözelti (AdBlue) kullanılmaktadır. DPF'ler ve GPF'ler sırasıyla dizel ve benzin motorlarından kaynaklanan partikül maddeleri tutmakta ve oksitlemektedir. LNT'ler ise zayıf yanmalı benzin motorlarında azot oksitleri azaltmak için kullanılmaktadır.

Ayrıca, doğrudan yanma odasına benzin püskürtme, turboşarj, değişken supap zamanlaması ve herhangi bir silindiri devre dışı bırakma gibi motor tasarımındaki gelişmeler de yakıt verimliliğini artırarak ve egzoz emisyonlarını azaltarak Euro standartlarının karşılanmasını sağlamaktadır. Böylece söz konusu teknolojiler, motorların daha verimli ve temiz çalışmasına yardımcı olarak zararlı çevresel etkilerin azalmasına katkıda bulunmaktadır.

Ek olarak, klasik motor yakıtlarının dayandığı sınırlı petrol kaynakları da hızla azalmaktadır. Bu nedenle hem içten yanmalı motorlardan kaynaklanan çevre kirliliğini hem de geleneksel petrol kaynaklarına olan talebi azaltmak için alternatif yakıtlara yönelik çalışmalar son yıllarda hızla artmıştır. Örneğin dizel motorlarında yapılan bazı çalışmalar, dizel yakıtına değişik oranlarda alternatif yakıtların doğrudan karıştırılması (karışım), kendi kendine tutuşma özelliği az olan alternatif yakıt hava karışımının püskürtülen dizel yakıtı ile tutuşturulması (çift yakıtlı uygulamalar veya pilot dizel uygulaması) ve bir karbüratörde hazırlanan fakir alternatif yakıt hava karışımının üzerine silindir içerisine dizel yakıtının püskürtülmesi (fumigasyon) şeklinde üç gruba ayrılabilir (Şahin, 2002; Aksu, 2013). Literatürde benzin motorlarında da dizel motorlarına benzer şekilde alternatif yakıt çalışmaları yoğun bir şekilde devam etmektedir (Şahin vd., 2021; Gürbüz, 2023). Özellikle benzin motorlarında etil alkol-benzin karışımı ile ilgili çalışmalar önceden beri ilgi çekmiştir ve bu konudaki çalışmalar hala ümit verici şekilde sürmektedir (Çakmak vd., 2023; Iodice & Cardone, 2021).

Dizel motorlarındaki çift yakıtlı uygulamalar, genel motor performansını iyileştirme, yakıt verimliliğini artırma ve egzoz emisyonlarını azaltma yetenekleri nedeniyle son yıllarda giderek daha ilgi çekici hale gelmiştir. Dizel yakıtı ile doğal gaz veya propan gibi başka bir alternatif yakıtın bir kombinasyonunu kullanarak, bu sistemler dizel motorlarının gücünü ve performansını korurken geleneksel petrol yakıtlarına olan bağımlılığı azaltmaya

yardımcı olabilmektedir. Yakıt seçeneklerindeki bu esneklik, daha fazla maliyet tasarrufu ve çevresel yarar sağlamaktadır. Ayrıca, çift yakıtlı uygulamaların mevcut dizel motorlarına uyarlanması görece kolay olduğundan birçok endüstri için pratik ve verimli bir seçim haline gelmiştir. Teknolojik gelişmeler sürdükçe, dizel motorlarındaki çift yakıt sistemlerinin popülaritesinin ve etkinliğinin gelecekte daha da artması beklenmektedir.

Dizel motorları için söz konusu sıkı egzoz emisyon düzenlemeleri ve alternatif yakıt arayışları sonunda, motor üreticileri daha iyi motorlar geliştirme zorunluluğu ile karşı karşıya kalmaktadır. Motor geliştirme çalışmaları hem çok pahalı hem de çok zaman alan çalışmalardır. Motor üreticileri, geliştirme süresini ve maliyetini azaltmak için genellikle motor çevrimi için bilgisayar destekli modelleme çalışmalarına başvurmaktadır (Durgun, 1991; Durgun, 2011). Dizel motorlarında yanma modellemesinin önemi, motor performansının, egzoz emisyonlarının ve verimliliğin yapısını (temel ilkelerini) anlamak ve optimize etmek için kritik bir rol oynamasıdır. Yanma modellemesi, motor içinde gerçekleşen yanma sürecini ayrıntılı bir şekilde analiz etmeyi sağlar ve bu da mühendislerin motor tasarımı ve yakıt seçimi konularında bilinçli kararlar almasına yardımcı olmaktadır. Literatürde dizel motorlarının yanma davranışını modellemeye yönelik çeşitli modelleme çalışmaları bulunmaktadır. Bu modeller, basit termodinamik esaslı (fenomenolojik) modellerden ayrıntılı çok boyutlu modellere kadar uzanmaktadır.

Sunulan tez çalışmasında, dizel motorlarında doğal gaz-dizel yakıtı (DG-DY) çift yakıt uygulamasının yanmaya, motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkilerinin sayısal olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amacı gerçekleştirmek için dizel motoru çevrimlerini saf dizel yakıtı (SDY) ve DG-DY çift yakıt durumu için hesaplayabilen bilgisayar destekli bir termodinamik esaslı matematiksel model geliştirilmiştir. Burada hem SDY hem de DG-DY çift yakıt durumları için geliştirilen matematiksel modelin doğruluğu kontrol edildikten sonra güncel bir otomobil dizel motoru için farklı sayısal uygulamalar gerçekleştirilmiştir. İlgili sayısal uygulamalar sonunda DG-DY çift yakıt kullanımının yanmaya, motor performans karakteristiklerine ve egzoz emisyonlarına etkileri, teorik olarak ayrıntılı biçimde incelenmiştir.

1.2. Alternatif Yakıt Olarak Doğal Gaz

İçten yanmalı motorlarda; yaklaşık 140 yıl boyunca yaygın olarak ham petrolden üretilen sıvı yakıtlar kullanılmıştır ve motorlar bu yakıtlara uygun olacak şekilde

geliştirilmiştir. Yakın yıllarda ve günümüzde motorlara uygun değişik alternatif yakıtların geliştirilmesine ve bu yakıtların motorlarda kullanılmasına çalışılmaktadır. Günümüz motorlarına uygun ve ticari olarak elde edilebilir başlıca gaz yakıtlar; propan ve bütan karışımından oluşan petrol gazı ve ana maddesi metan olan doğal gazdır. Bunların yanında motorlarda biyolojik atıklardan elde edilen biyogaz ve çoğunlukla elektrolizle üretilen hidrojen de kullanılabilmektedir. Genel olarak gaz yakıtlar, motorlarda kullanılırken emme sisteminde hava ile karıştırılmaktadır. Gaz yakıt silindir içerisinde aynı hacimde havanın yerini aldığı için emilen hava miktarının ve dolayısıyla motorun volümetrik veriminin düşmesine neden olmaktadır. Buna karşılık gaz yakıtlar sıvı yakıtlara göre hava ile daha iyi karıştığından daha iyi yanma sağlarlar (Durgun, 2022; Wei & Geng, 2016).

1930'lerden beri taşıt yakıtı olarak kullanılan doğal gaz, ulaşım sektörü ve diğer uygulamalar için alternatif bir yakıt olarak düşünülebilir. Ancak doğal gazın en önemli yetersizliklerinden birisi yüksek basınçlarda sıkıştırılmış gaz olarak (sıkıştırılmış doğal gaz, CNG) veya çok düşük sıcaklıklarda sıvılaştırılmış olarak (sıvılaştırılmış doğal gaz, LNG) depolanabilmesidir. Bu nedenle, doğal gazlı taşıtlarda büyük ve ağır yakıt tanklarının kullanılması gerekmektedir. Bu da taşıtın ağırlığını ve hacmini artırdığından doğal gazın ancak otobüs, kamyon gibi büyük taşıtlarda veya gemilerde kullanılabilmektedir. Bununla birlikte doğal gaz; günümüzde kaynaklarının bol olması, görece ucuz olması ve düşük egzoz emisyonları gibi üstün özellikleri ile, karayollarında özellikle şehir içi otobüslerde ve bazı kamyonlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Öte yandan doğal gazdan; çoğu ülkelerde ve ülkemizde de ısıtmadan sanayiye ve elektrik üretimine kadar çok geniş alanlarda da yararlanılmaktadır. Ülkemiz açısından güncel olarak doğal gazın en önemli yetersizliği ise dışa bağımlı bir enerji kaynağı olmasıdır (Durgun, 2022).

Doğal gaz % 87-96 gibi yüksek oranda metan içeren ve fazla miktarda elde edilebilen, kaynakları geniş olan bir gaz yakıttır. Motorculuk açısından ilgi çekici bir yakıt olmasının nedenleri şu şekilde sıralanabilir: oktan sayısı değerinin 120 gibi yüksek düzeylerde olması, düşük egzoz emisyonları ile yanması, buna karşın dizel yakıtına göre daha düşük setan sayısına sahip olmakla birlikte havaya oranla daha yüksek özgül ısı kapasitesi değerine sahip olması ve rezervlerinin çok yaygın olması üstün özellikleridir. Oktan sayısı çok yüksek olduğu için doğal gaz aslında benzin motorlarına daha uygundur. Bu yüzden setan sayısı düşük olduğundan dizel motorlarında doğrudan doğruya kullanıma

pek uygun değildir. Doğal gazın dizel motorlarında, tutuşturulabilmesi için çeşitli ateşleme yöntemleri kullanılabilir. Bu yöntemler aşağıda sıralanarak özetlenmiştir.

Çift yakıt (ÇY): Bu yöntemde doğal gaz emme kanalından emilmekte olan havanın içerisine püskürtülmektedir. Böylece doğal gaz, havayla homojen şekilde karışarak silindir içerisine gönderilmekte ve bu karışım sıkıştırma işlemi boyunca sıkıştırılmaktadır. Ardından sıkıştırılıp basınç ve sıcaklığı artırılmış doğal gaz-hava karışımının içerisine dizel yakıtı püskürtülmektedir. Püskürtülen dizel yakıtı tutuşma gecikmesi sonunda kendiliğinden yanarak çevresindeki doğal gaz-hava karışımının da tutuşarak yanmasını sağlamaktadır. Bu uygulama literatürde pilot dizel uygulaması şeklinde de adlandırılmaktadır. Şekil 1’de tipik dört zamanlı çift yakıtlı, doğal gaz-dizel yakıtı karışım motorunun çalışma işlem sırası gösterilmiştir. Şekil 2’de ise çift yakıt uygulamasının şematik görünümü verilmiştir. Çift yakıt yönteminde karışımın % 80’i doğal gaz ve % 20’si ise dizel yakıtı olacak şekilde veya farklı oranlarda uygulanabilmektedir. Hatta son yıllarda karışım oranı % (90–95) doğal gaz ve % (10–5) dizel yakıtı olacak şekilde de ayarlanabilmektedir ve uygulanabilmektedir. Bu yöntemde enerjinin çoğu doğal gazdan karşılanmakta, dizel yakıtı ise yakıcı pilot yakıt yani buji görevi yapmaktadır (Srinivasan vd., 2014; Krishnan vd., 2004).

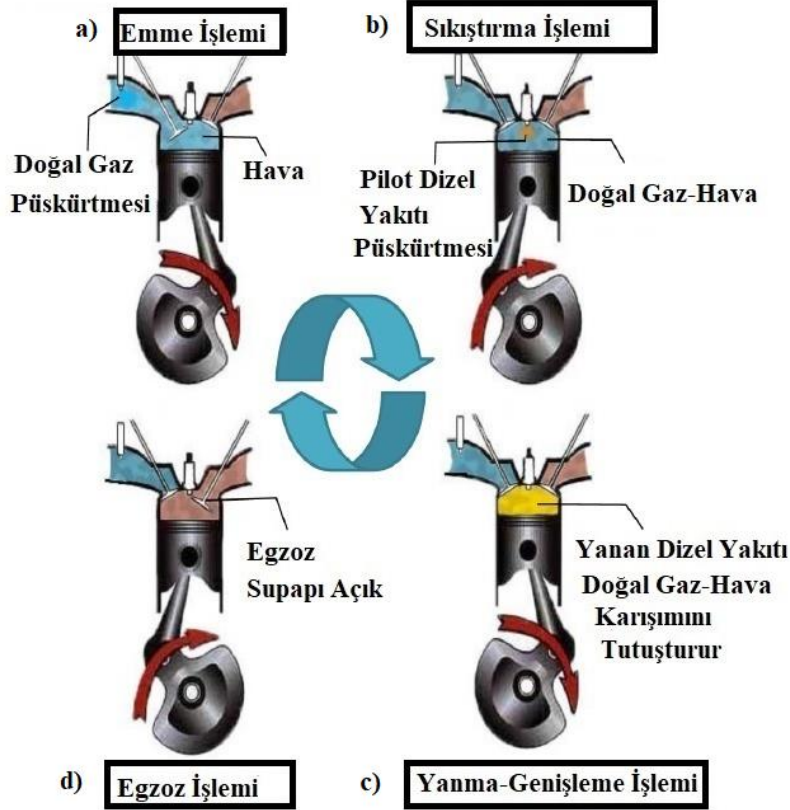
Yüksek Basıncılı Direkt Püskürtme (HPDI): Bu yöntemde, sıkıştırma işleminin sonlarına doğru az miktarda pilot dizel yakıtı öncelikle püskürtülmektedir ve dizel yakıtının kendi kendine tutuşmasının ardından ise doğal gaz direkt olarak silindirin içerisine püskürtülerek tutuşturulmakta ve yanmaktadır (Wei & Geng, 2016).

Sıcak Yüzey Yardımıyla Sıkıştırma Ateşlemesi: Bu yöntemde, doğal gaz, sıkıştırma işleminin sonunda yanma odasında sıcak yüzeylere yakın yerlere direkt olarak püskürtülmektedir. Sıcak yüzeyler genellikle 1200-1400 K sıcaklık aralığında ısıtma bujileriyle ısıtılarak elde edilmektedir. Bu yöntemin en önemli üstünlüğü yanma vuruntusu olmadan yüksek özgül güç ve termik verim elde edilebilmesidir. Ancak bu sistemin yetersizliği, yüksek yüzey sıcaklığı gerektiği için sıcak yüzeylerin dayanıklılığının sağlanmasıdır. Bu yöntem son yıllarda nadiren kullanılmıştır (Wei & Geng, 2016).

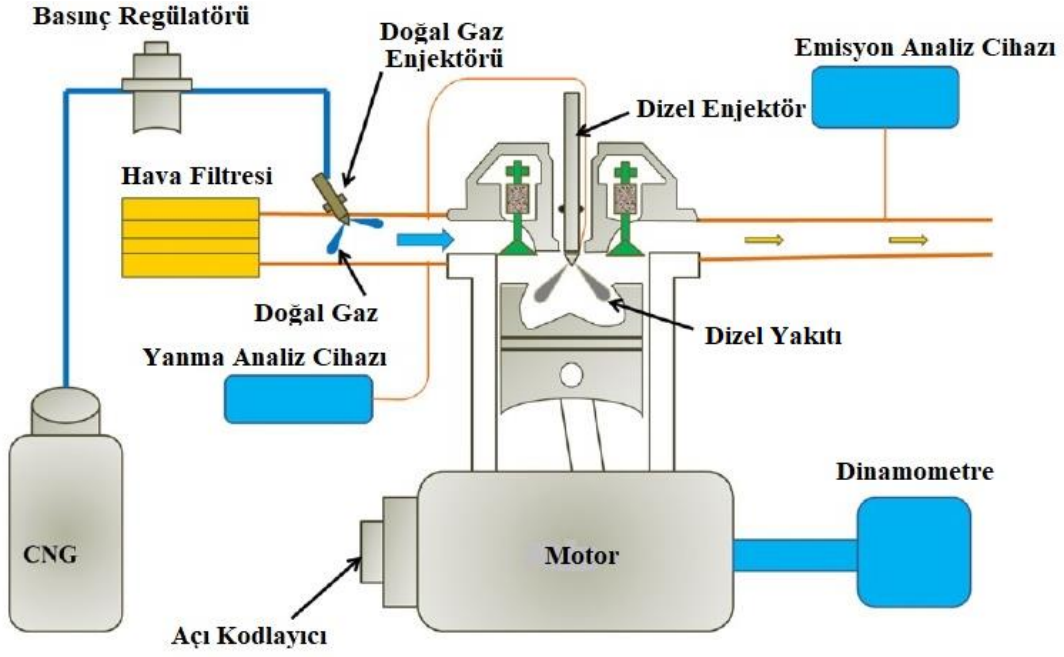
HPDI yönteminde; doğal gaz direkt olarak yanma odasına püskürtüldüğünden çoğunlukta ön karışım olmaksızın yanma işlemi gerçekleşmektedir. Bu şekildeki kademeli yanma olmakta; mevcut dizel motorları düşük ve orta yüklerde, dizel yakıtının sağladığı gücü ve verimi üretirken yakıt tüketimini de azaltmaktadır. Fakat bu yöntemde özel bir iğnesi olan çift yakıt enjektörü kullanılmaktadır. Bu tür enjektörün yapısı çok karmaşıktır

ve maliyeti yüksektir. Ayrıca burada kontrol zorluğu ile de karşılaşmaktadır. Buna karşın ÇY uygulamasında emme kanalına doğal gazı püskürtmek için düşük basınçlı bir püskürtücü yeterli olmaktadır. Böylece ÇY yöntemi mevcut dizel motorunda önemli bir değişikliğe gerek kalmadan kolaylıkla ve ekonomik olarak uygulanabilmektedir.

Yukarıda sunulan bilgiler ışığında; doğal gazın, dizel motorlarında çift yakıt veya pilot dizel yöntemleri ile kolaylıkla uygulanabileceği ve böylece daha çevreci dizel motorlarının üretilebileceği anlaşılmaktadır. Bu konuda literatürde farklı çalışmalar yapılmıştır ve yapılmaya da devam etmektedir. İlgili çalışmaların kısaca özetleri Bölüm 1.4.1 başlığı altında sunulmuştur.



Şekil 1. Dört zamanlı çift yakıtlı dizel yakıtı-doğal gaz motorunun çalışma işlem sırası (Shah vd., 2011) a) doğal gazın püskürtülmesi, b) pilot dizel yakıtının püskürtülmesi ve doğal gaz-hava karışımı, c) yanan dizel yakıtının doğal gaz-hava karışımını yakması, d) Egzoz işlemi



1.3. Dizel Motorlarında Kullanılan Çevrim Modelleri

Literatürde, dizel motoru çevrimlerini hesaplamak için kullanılan başlıca iki temel yaklaşım bulunmaktadır:

1. Çok boyutlu veya akışkan mekaniği esaslı modeller
2. Termodinamik esaslı modeller

Termodinamik esaslı modeller bazı araştırmacılar tarafından fenomen modeller olarak da adlandırılmaktadır.

1.3.1. Çok Boyutlu Modeller

Çok boyutlu dizel motoru yanma modelleri, yanma odasındaki akış alanının, sıcaklığın, bileşimin, basıncın ve türbülansın zamansal ve uzaysal değişimlerini çözümler (Ramos, 1989). Boyutlu modellerin temel denklemleri, akışkanlar dinamiğinde sıklıkla kullanılan denklemlerdir ve kütle, momentum, enerji ve süreklilik gibi korunum yasalarını içerir. Bu denklemler, belirli bir kontrol hacmi içerisindeki akışkanın davranışını modellemek için kullanılır. Söz konusu korunum denklemleri zamana ve uzaysal boyutlara bağlı kısmi diferansiyel denklemlerdir (Heywood, 1988).

Yanma odası için elde edilen kısmi diferansiyel denklemlerin sonlu farklar yöntemiyle sayısal olarak çözülebilmesi için, yanma odasının sonlu sayıda elemana bölünmesi gerekmektedir. Karmaşık geometrilere sahip yanma odalarında sonlu farklar yöntemi gibi sayısal çözüm tekniklerinin uygulanmasında ağ oluşturma (mesh generation) süreci kritik bir adımdır. Geometrik düzensizlikler nedeniyle, ağ oluşturma ve sayısal çözümün zorlaştığı bu tür problemlerde bazı basitleştirmelerin ve varsayımların yapılması gerekmektedir. Ayrıca akış özelliklerinde ve yanma işlemi boyunca kimyasal reaksiyonların modellenmesinde de basitleştirmeler yapılması sayısal çözüm sürecini hızlandırır. Bu basitleştirmeler ve varsayımlar doğrultusunda, korunum denklemleri ağ üzerindeki her bir eleman için integre edilerek bir cebirsel denklem takımı elde edilir ve bu denklem takımları uygun bir sayısal yöntemle çözülebilir (Şahin, 2002).

1.3.2. Termodinamik Esaslı Modeller

Termodinamik esaslı modeller, motor silindirindeki ve emme ve egzoz manifoldlarındaki yakıt, hava ve bir önceki çevrimden kalan artık egzoz gazları karışımını içeren kapalı bir sisteme Termodinamiğin Birinci Kanununun uygulanması esasına dayanmaktadır. Bu modeller; tek bağımsız değişken zaman veya krank mili açısı olduğundan sıfır boyutlu modeller diye de adlandırılmaktadır. Bağımsız değişken sadece zaman olduğu için bu tür matematiksel modellerde elde edilen denklem takımı, boyutlu modellerdeki gibi kısmi diferansiyel denklemler değil de adi diferansiyel denklemlerden oluşmaktadır. Söz konusu diferansiyel denklemler ya sayısal integrasyon teknikleri ya da iteratif çözüm teknikleri uygulanarak çözülmektedir.

Termodinamik esaslı modeller; araştırmacılar tarafından yanma işleminin modellenmesinde yapılan varsayımlara göre değişik şekillerde sınıflandırılmaktadır. Böylece termodinamik esaslı modeller; tek bölgeli ve çok bölgeli modeller (ÇBM) olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. ÇBM'ler de kendi aralarında iki bölgeli ve çok bölgeli modeller olmak üzere iki grupta incelenmektedir. Tek bölgeli modellerde silindir dolgusunun hem bileşiminin hem de sıcaklığının türdeş olduğu varsayılır ve yakıt püskürtmesinden kaynaklı entalpi girişi için, karışımın enerjisini hesaplamada Termodinamiğin Birinci Kanunu kullanılır. Silindir içerisine püskürtülen yakıtın, silindir dolgusuyla ani bir karışım gerçekleştirdiği; bu karışımın homojen olduğu ve ideal gaz gibi davrandığı varsayılır (Ferguson ve Kirkpatrick, 2015). Termodinamik esaslı tek bölgeli çevrim modellerinin

hızlı ve basit hesap kolaylığı sağlamasına karşın burada püskürtülen yakıtın yayılması, girdaplı bir şekilde ilerlemesi gibi fiziksel özelliklerin etkileri göz ardı edilmektedir.

Motorlarda yanma işleminin değerlendirilmesinde uygulanan çalışmaların çoğunda hem fiziksel hem de kimyasal açıdan ÇBM'ler kullanılmaktadır. ÇBM'lerde yanan yakıtın kütlesi, yanma sırasındaki fiziksel büyüklüklere, motor geometrisine ve çalışma koşullarına bağlı olarak hesaplandığından bu modeller *sanki boyutlu modeller* olarak da adlandırılmaktadır.

Yukarıdaki paragraflarda açıklandığı gibi, termodinamik esaslı tek bölgeli çevrim modellerinde silindir içerisindeki gaz karışımının homojen bir karışım olduğu varsayımı çok gerçekçi değildir. Gerçekte dizel motorlarında püskürtülen yakıt silindir içinde farklı çaptaki damlacıklar şeklinde dağılmakta ve bunun sonucunda yanma odası içerisinde yakıtça zengin ve fakir bölgeler oluşmaktadır. Yani yanma odasındaki gaz karışımının heterojen bir yapıda olması; gaz karışımının bileşimini, sıcaklığını ve yanma oranını etkilemektedir. Bu nedenle; dizel motorlarında yanma işleminin daha doğru olarak hesaplanması için, değişik ÇBM'lerde silindirin içerisi uygun şekillerde bölgelere ayrılmaktadır. Böylece literatürde çok bölgeli yanma modellerinin uygulandığı farklı yaklaşımlarla karşılaşılmaktadır (Şahin, 2002; Ottikkutti, 1989; Ferguson & Kirkpatrick, 2015; Gu vd., 2022).

ÇBM'lerde, püskürtülen dizel yakıtının genellikle konik şekilli bir yakıt demeti oluşturduğu varsayılmaktadır ve bu konik yakıt demetin ilerlemesini belirlemek için değişik teorik ve ampirik bağıntılar kullanılmaktadır ve yakıt demeti uygun şekilde bölgelere ayrılmaktadır. Bu şekilde oluşturulan bölgelerde Termodinamiğin Birinci Kanunu, ideal gaz denklemi ve kütlenin korunumu denklemleri uygulanarak silindir basıncı, bölgelerin hacimleri ve sıcaklıkları, ısı transferi, iş vb. büyüklükler için bir adi diferansiyel denklem takımı elde edilmektedir. Söz konusu denklem takımı seçilen krank mili açısı adımlarında, uygun sayısal yöntemlerle çözülmektedir. Böylece adi diferansiyel denklem takımının çözümü sonunda silindir basıncı, bölgelerin hacimleri ve sıcaklıkları ve çevrim sonunda yapılan indike iş belirlenebilmektedir. Bu şekilde çevrim hesabı yapıldıktan sonra motor performans karakteristikleri de hesaplanabilmektedir. Literatürde geliştirilen ÇBM'lerde yakıt demetinin ilerlemesi, demet içerisine çekilen hava miktarının belirlenmesi, yakıtın atomizasyonu, damlacıkların buharlaşması gibi olaylar uygun varsayımlarla göz önüne alınmaktadır. ÇBM'lerde yanma ürünlerinin ve silindir içerisindeki gaz karışımlarının termodinamik özellikleri, genellikle kimyasal denge

katsayılarından yararlanarak hesaplanmaktadır. Literatürde yer alan başlıca ÇBM'lere ilişkin önemli bilgiler Bölüm 1.4.2 başlığı altında aşağıda kısaca sunulmuştur.

1.4. Literatür Araştırması

Sunulan tez çalışmasında, literatür incelemesi iki ana bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde, dizel motorlarında doğal gaz-dizel yakıtı (DG-DY) çift yakıt kullanımının deneysel ve sayısal uygulamaları ile ilgili çalışmalar kısaca özetlenmiştir. İkinci bölümde ise dizel motorlarında uygulanan çevrim modelleri ve bu konuda yapılan bazı çalışmalara ilişkin bilgiler verilmiştir.

Bilindiği gibi yanma, motor çevrimini oluşturan en önemli işlem adımlarından biridir. Yanma işleminin iyileştirilmesinin hem motor performansının hem de egzoz emisyonlarının iyileşmesine büyük katkı sağlayacağı açıktır. Bu nedenle içten yanmalı motorlarla ilgili çalışmaların büyük çoğunluğunu aslında yanma işleminin iyileştirilmesi ile ilgili uygulamalar oluşturmaktadır. Dizel motorlarında, doğal gazın çift yakıt yöntemiyle kullanılmasında yanma işleminin SDY'den farklı olacağı tahmin edilebilir. Bunun sonucunda da egzoz emisyonlarının oluşumunun değişeceği öngörülebilir. Bu yöntemde doğal gaz emilmekte olan havanın içerisine püskürtülmektedir. Oluşan doğal gaz-hava karışımı, sıkıştırma işlemi boyunca sıkıştırılarak basınç ve sıcaklığı artırılır ve bu arada homojen bir karışım meydana gelmiş olur. Söz konusu karışım sıkıştırma işlemi sonunda püskürtülen dizel yakıtı ile tutuşturularak yakılır. Burada önce dizel yakıtının tutuşma gecikmesi sonunda yanacağı ardından da dizel yakıtının çevresindeki doğal gaz-hava karışımının kademeli olarak yanacağı söylenebilir.

DG-DY çift yakıt uygulaması, bir dizel motorunda hem doğal gaz hem de dizel yakıtı kullanımını birleştirerek daha yüksek verimlilik ve daha düşük egzoz emisyonları elde edilebilecek umut verici bir yaklaşımdır. Başka bir anlatımla, bu teknoloji, yanma verimliliğini artırmak ve karbon emisyonlarını azaltmak için uygun yakıt-hava karışımını sağlayarak motora hem yüksek basınçlı dizel yakıtını püskürtmeyi hem de emme havasına doğal gazı eklemeyi içermektedir (Lei vd., 2022). Ayrıca, biyodizel gibi yenilenebilir yakıtların çeşitli yük koşulları altında çift yakıtlı uygulamalarda performanslarını değerlendirmek için yapılan çalışmalar da bu uygulamanın çeşitli yakıt kaynaklarını kullanmadaki esnekliğini göstermiştir (Ramadhas vd., 2008). Farklı çalışma koşulları altında gerçekleştirilen deneyler karşılaştırıldığında, geleneksel dizel yakıtı veya kolza

metil ester pilot yakıtlarının yanı sıra doğal gazlı çift yakıt uygulama tekniğinin verimlilikte ve egzoz emisyon değerlerinde önemli iyileştirmeler sağladığı gözlemlenmiştir (Imran vd., 2014).

Mevcut dizel motorlarının doğal gazlı çift yakıt uygulamasına dönüştürülerek çalıştırılması, çok az ve basit donanım değişikliği gerektirmektedir, ayrıca böyle motorların gerektiğinde yalnızca dizel yakıtı ile çalışabilme yeteneklerini korumalarına da olanak tanıyan uygulanabilir bir seçenektir (Polk vd., 2013). Bu uyarlanabilirliğin, motorun orijinal işlevselliğini korumasının yanı sıra yakıt kullanımında esneklik sağlaması çift yakıtlı uygulamaların önemli bir üstünlüğü olarak kabul edilmektedir.

Pilot yakıtın püskürtme zamanlamasının çift yakıtlı dizel motorların yanma ve egzoz emisyon performansı üzerindeki etkisi son yıllarda üzerine yoğunlaşılan bir diğer konudur. Bununla ilgili olarak yakıt-hava karışımını etkili bir şekilde düzenlemek için gaz keleşi kurulumu gibi hassas kontrol mekanizmalarının önemi vurgulanmıştır (Zhou vd., 2019). Karışım da hava miktarını daha iyi kontrol edebilme yeteneği, çift yakıtlı motorlarda yanma verimliliğini optimize etmek ve egzoz emisyonlarını en aza indirme çalışmalarında çok önemli bir yer tutmaktadır.

Kumar (2013); pilot yakıt miktarının çift yakıtlı motorların performans ve egzoz emisyon özellikleri üzerine etkilerini araştırmıştır ve yakıt miktarlarındaki değişikliklerin motor davranışını önemli ölçüde etkileyebileceğini göstermiştir. Bu çalışmalara ek olarak, çift yakıtlı motorlarda yüksek oktanlı yakıtların kullanımı, performansı iyileştirme, egzoz emisyonlarını azaltma ve yanma verimliliğini artırma potansiyelleri açısından incelenmiş ve bu da motor çalışmasını optimize etmede yakıt seçiminin önemini göstermiştir (Masimalai & Subramanian, 2017).

Sonuç olarak, DG-DY çift yakıt uygulamaları, motor verimliliğini artırmak ve egzoz emisyonlarını azaltmak için umut verici bir çözüm vardır. Çift yakıtlı motorlar hem doğal gazın hem de dizel yakıtın üstünlüklerinden yararlanarak operasyonel esnekliğini korurken daha iyi performans gösterebilir. Çift yakıt teknolojisi, kontrol optimizasyonu, sistem tasarımı ve dikkatli yakıt seçimi yoluyla sürdürülebilir ulaşım ve enerji sistemlerinin gelişmesine yardımcı olabilir. Bu nedenle, dizel motorlarında DG-DY çift yakıt uygulamaları ile ilgili literatürde farklı çalışmalar yapılmıştır ve yapılmaya da devam edilmektedir. Bölüm 1.4.1’de dizel motorlarında DG-DY çift yakıt uygulamalarından bazıları kısaca özetlenmiştir.

1.4.1. Dizel Motorlarında Doğal Gaz Kullanımı

Bu bölümde, dizel motorlarında DG-DY çift yakıt uygulaması ile ilgili literatürde verilen başlıca çalışmaların kısa özeti sunulmuştur.

Papagiannakis vd. (2005); doğal gaz ve dizel yakıtının yanma mekanizmasını anlayabilmek için iki bölgeli termodinamik esaslı bir model geliştirmişlerdir ve ayrıca modellerinin geçerliliğini kontrol etmek için deneysel bir çalışma da yapmışlardır. Deneysel çalışmalarında tek silindirli, doğal emişli, dört zamanlı bir dizel motoru kullanmışlardır. Yazarlar, deneysel çalışmalarını, 2000 d/d'da tam yükün % 20, % 40, % 60 ve % 80'i yükleme altında, pilot dizel yakıtı miktarı sabit tutulmuş, motorun gücü ise emme manifolduna püskürtülen doğal gaz miktarı değiştirilerek ayarlamışlardır. İlgili çalışmada teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yapılan deneysel ve sayısal çalışma sonunda, çift yakıt yönteminde motor veriminde azalma, buna karşın NO_x ve is emisyonlarında ise azalma sağlandığı yani egzoz emisyonlarında iyileşme olduğu belirlenmiştir. Ancak, silindir dolgusu içerisinde gaz yakıtın varlığından dolayı karbon monoksit (CO) emisyonlarında önemli artışlar olduğu görülmüştür.

Lounici vd. (2014); birincil yakıt olarak doğal gaz ve pilot yakıt olarak dizel yakıtı tek silindirli, hava soğutmalı bir dizel motorunda çift yakıtlı uygulamanın etkilerini incelemişlerdir ve böylece doğal gazın yanma özellikleri, motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Çift yakıtlı uygulamada, özgül yakıt tüketiminin (ÖYT'nin) düşük motor yüklerinde geleneksel dizel yakıtından daha yüksek olduğu, ancak yüksek ve orta yüklerde seçilen tüm devir sayılarında ise daha düşük olduğu belirlenmiştir. Yazarlar, düşük yüklerde ÖYT'nin artmasının, ilgili yüklerde doğal gaz kullanımı ile yanma sonu sıcaklıklarının azalmasından ve çok fakir doğal gaz-hava karışımında yanmanın gerçekleşmesinden kaynaklanabileceği şeklinde yorumlamışlardır. Çok fakir gaz karışımlarının, yanma kalitesini bozduğunu ve yanmanın çok yavaş gerçekleşmesine neden olduğunu açıklamışlardır. Yüksek yüklerde ise yanmanın daha zengin karışımında meydana gelmesinden dolayı yanma veriminin arttığını ve silindir basınçlarının geleneksel dizel yakıtına göre daha yüksek olduğunu vurgulamışlardır. Doğal gaz kullanımı ile isin önemli ölçüde azaldığını; NO_x 'lerin düşük ve orta yüklerde azalmasına karşın yüksek yüklerde arttığını, HC'lerin önemli ölçüde arttığını ve CO'ların ise düşük ve orta yüklerde artış gösterdiğini belirlemişlerdir.

Papagiannakis vd. (2008); doğal gazın dizel yakıtı ile çift yakıt şeklinde uygulandığı durumun yanma, motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmada, yüksek hızlı, direkt püskürtmeli, tek silindirli bir deney motoru kullanmışlardır. Bu çalışmada, doğal gaz-dizel yakıtı çift yakıt uygulaması iki farklı şekilde yapılmıştır. İlk uygulamada, püskürtülen dizel yakıtı azaltılarak, aynı gücü verecek şekilde, azaltılan dizel yakıtı yerine emme havasına doğal gaz eklenmiştir ve bu uygulama yazarlar tarafından klasik çift yakıt uygulaması (KÇYU) olarak adlandırılmıştır. İlk uygulamada yanma odasına farklı oranlarda dizel yakıtı püskürtülmüştür ve dolayısı ile emme havasına da farklı oranlarda doğal gaz eklenmiştir ve seçilen bu durumların yanma, motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. İkinci uygulamada ise püskürtülen dizel yakıtı yalnızca emme havasına eklenen doğal gazı yakmak için pilot yakıt olarak kullanılmıştır ve seçilen deney koşullarında pilot dizel yakıtı miktarı hiç değiştirilmemiştir. Bu uygulama da yazarlar tarafından pilot dizel yakıtı uygulaması (PDU) olarak adlandırılmıştır. İkinci uygulamada emme havasına farklı oranlarda doğal gaz eklenerek bu durumun yanma, motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Her iki uygulamanın sonuçları birbirleriyle ve SDY durumu ile karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Söz konusu deneysel çalışmada, 3 farklı devir sayısı ve 4 farklı yük durumu için deneyler yapılmıştır. Her iki çift yakıt uygulaması durumunda; silindir basınçlarının SDY'ye göre daha düşük olduğu, maksimum silindir basıncı noktalarının daha sonraya kaydığı, yanma sürelerinin eklenen doğal gaz miktarı ile arttığı, özellikle düşük yüklerde yanma sürelerinin daha fazla arttığı belirlenmiştir. Bu çalışmada, yüksek yüklerde çift yakıt uygulaması durumlarında yanma sürelerinde SDY'ye göre azalmalar elde edilmiştir. Her iki çift yakıt uygulaması durumunda ÖYT'nin arttığı ancak düşük yüklerdeki artışın belirgin olduğu görülmüştür. Her iki çift yakıt uygulaması durumunda, SDY'ye göre NO_x ve is emisyonlarının azaldığı bununla birlikte CO ve HC emisyonlarının arttığı belirlenmiştir. PDU ile KÇYU karşılaştırıldığında ise; PDU durumunda daha düşük yanma süreleri ve silindir basınçları elde edilmiştir ancak tutuşma gecikmesi ve ÖYT değerleri daha yüksek çıkmıştır. PDU durumunda NO_x ve is emisyonlarının KÇYU'ya göre daha düşük olmasına karşın HC ve CO emisyonları daha yüksek çıkmıştır.

Papagiannakis & Hountalas (2003); tek silindirli bir dizel motorunda üç farklı yükleme durumu ve üç farklı devir sayısı için DG-DY'nin çift yakıt kullanımını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde kütleli doğal gaz oranı % (0-91) arasında

değiştirilmiştir. Doğal gaz kullanımı sonucunda tutuşma gecikmesinin, yanma süresinin ve ÖYT'nin arttığı belirlenmiştir. NO_x emisyonunun azaldığı buna karşın CO ve HC emisyonlarının arttığı görülmüştür. Doğal gaz kullanımı ile islerin ise önemli ölçüde azaldığı belirlenmiştir.

Papagiannakis & Hountalas (2004); birincil yakıtın doğal gaz, ateşleme yakıtının (pilot yakıtın) dizel yakıtı olduğu çift yakıtlı bir uygulamayı tek silindirli, doğal emişli, hava soğutmalı, direkt püskürtmeli, yüksek hızlı bir dizel motorunda dört farklı yük ve üç farklı devir sayısında deneysel olarak incelemişlerdir. Doğal gazın ana yakıt olarak kullanıldığı bu çalışma sonunda SDY'ye göre silindir basıncı değerlerinin azaldığı, yanma sürelerinin düşük yüklerde azaldığı ve yüksek yüklerde arttığı, ÖYT'nin ise arttığı belirlenmiştir. Doğal gaz kullanımı durumunda, NO_x ve is emisyonlarının azaldığı, CO ve HC emisyonlarının ise arttığı belirlenmiştir.

Abdelaal & Hegab (2012); doğal gazı, çift yakıt uygulamasının etkileri 1600 d/d sabit devir sayısında, tam yükün % 43 ve % 95 gibi iki farklı yük altında, tek silindirli, doğal emişli, su soğutmalı ve yüksek hızlı bir dizel motorunda deneysel olarak incelemişlerdir. Burada pilot yakıt olarak kullanılan dizel yakıtı miktarı % 20 oranında sabit tutulmuştur. Motorun gücü ise emme manifolduna eklenen doğal gaz oranı değiştirilerek ayarlanmıştır. Ayrıca bu çalışmada doğal gaz uygulamasında ile egzoz gazı resirkülasyonunun (EGR) etkileri de incelenmiştir. İlgili çalışmada % 5, % 10 ve % 20 gibi üç farklı EGR oranı seçilmiştir. Yapılan çalışma sonunda, doğal gaz kullanımı ile silindir basıncı değerlerinin azaldığı, doğal gaz ile birlikte EGR de uygulandığında ise silindir basıncı değerindeki azalmaların daha fazla olduğu görülmüştür. Burada doğal gaz kullanımı tutuşma gecikmesini artırmıştır, EGR ile birlikte doğal gaz kullanımı durumunda ise tutuşma gecikmesindeki artış daha fazla olmuştur. Doğal gaz kullanımı ile efektif verimin düşük yüklerde kötüleştiği buna karşın yüksek yüklerde arttığı görülmüştür. Doğal gazın EGR ile birlikte kullanıldığı durumda efektif verim değerleri SDY değerlerine yakın çıkmıştır. Doğal gaz kullanımı ile NO_x emisyonu azalmıştır, ayrıca doğal gazın EGR ile birlikte uygulanması durumunda ise NO_x 'lerdeki azalma daha fazla olmuştur. Doğal gaz kullanımı ile düşük yüklerde CO ve HC emisyonlarının arttığı, yüksek yüklerde ise azaldığı belirlenmiştir. Doğal gazın EGR ile birlikte uygulanması durumunda CO ve HC emisyonlarındaki artışlar daha düşük düzeylerde olmuştur.

Cheenkachorn vd. (2013); doğal gazı çift yakıt kullanımının etkilerini büyük bir dizel motorunda deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada doğal gaz kullanımının yanma ve

motor performansı ile egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini farklı devir sayılarında ve tam yük altında araştırmışlardır. Bu çalışma sonunda doğal gaz kullanımının motorun gücünü ve döndürme momentini düşürdüğünü belirlemişlerdir. Benzer şekilde doğal gaz kullanımı durumunda motorun termik veriminin azaldığı görülmüştür. Söz konusu çalışmada, doğal gaz kullanımı ile NO_x emisyonunun önemli ölçüde azaldığı, CO emisyonunun ise düşük devir sayılarında azaldığı fakat yüksek devir sayılarında arttığı görülmüştür. Ayrıca doğal gaz kullanımının toplam HC'leri önemli düzeyde artırdığı belirlenmiştir.

Liu vd. (2013); sıkıştırılmış doğal gazı, çift yakıt uygulamasının çok silindirli, direkt püskürtmeli, turboşarjlı, common rail sistemine sahip bir dizel motorunda etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada yazarlar 3 farklı devir sayısı seçmişlerdir ve pilot dizel yakıtı miktarını ve zamanlamasını değiştirerek bu uygulamaların NO_x, CO, HC ve PM emisyonları üzerindeki etkilerini de deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada, çift yakıt uygulaması ile NO_x emisyonunun SDY'ye oranla % 30 düzeyinde azaldığı belirlenmiştir. Yazarlar bu durumu, doğal gaz kullanımı ile silindir içerisindeki fakir karışım koşullarının, silindir sıcaklıklarının düşmesine ve dolayısı ile bu durumun NO_x'lerin azalmasına katkı sağladığı şeklinde yorumlamışlardır. Ancak farklı pilot dizel yakıt miktarları ve optimize edilmiş pilot püskürtme zamanlamasıyla DG-DY çift yakıt uygulamasında CO emisyon değerlerinin SDY'ye göre oldukça yüksek çıktığını görmüşlerdir. Ayrıca bu çalışmada, doğal gaz kullanımı ile HC emisyonunun, düşük ve orta yüklerde önemli ölçüde arttığı ve uygulamada pilot dizel yakıtı oranı arttıkça HC'lerin azaldığı görülmüştür. Söz konusu çalışmada, DG-DY çift yakıt uygulamasında PM'lerin (isin) SDY'ye göre belirgin şekilde düşük olduğu belirlenmiştir. HC emisyonunun, düşük ve orta yüklerde çift yakıt uygulaması durumunda 10000 ppm'in üzerinde olduğunu gözlemlemişlerdir (Bu sonuç SDY için elde edilen 100 ppm değerine göre çok daha yüksektir). Pilot dizel yakıtı miktarının artışıyla HC emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı, PM emisyonlarının görece azaldığı, ancak bunlara karşın PM emisyonlarının arttığı belirlenmiştir.

Imran vd. (2014); dört zamanlı tek silindirli bir dizel motorunda doğal gazın çift yakıt şeklinde kullanılmasının etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Burada pilot yakıt; dizel yakıt ve kanola metil esteri (RME) olarak seçilmiştir. Yazarlar deneysel çalışmada, geniş bir devir sayısı (motor hızı) ve yük aralığı seçmişlerdir. Çift yakıt yönteminde, ısı verim; yüksek güçlerde SDY'ye çok yakın ve bazı durumlarda ise bir

miktar yüksek, ancak düşük yüklerde SDY'den daha düşük çıkmıştır. Isıl verimin değeri, pilot yakıt olarak RME kullanıldığında pilot dizele göre yüksek olmuştur, fakat çift yakıt uygulamasında her iki pilot yakıt durumunda da termik verim SDY'ye göre daha düşük olmuştur. Doğal gaz daha yüksek özgül ısı kapasitesine sahip olduğundan silindir sıcaklıklarının daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun sonucunda da doğal gaz ve pilot dizel yakıtı durumunda, NO_x 'ler önemli ölçüde azalmıştır. Ancak doğal gaz kullanımı HC emisyonlarını artırmıştır ve özellikle düşük ve orta güç durumlarında HC emisyonlarındaki artışlar daha belirgin olmuştur. HC'lerdeki artışın, toplam enerjinin yaklaşık % 45'ine karşılık gelen doğal gaz kullanımı SDY'ye göre % 800 civarında olduğu, yük arttıkça iki uygulama arasında HC emisyonu açısından farkın azaldığı, toplam enerjinin % 60'ından daha yüksek miktarda doğal gaz eklenmesinde ise maksimum yük koşullarında HC emisyonlarının SDY'ye göre 2.5 kat daha yüksek olduğunu belirlenmiştir. Doğal gazın daha düşük karbon / hidrojen oranı nedeniyle çift yakıtlı uygulamanın daha az miktar tam yanma ürünü CO_2 ürettiğini belirlemişlerdir.

Egusquiza vd. (2009); dört silindirli, direkt püskürtmeli, turboşarjlı bir dizel motorunda DG-DY çift yakıt uygulamasının ÖYT, NO_x , CO ve HC emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deneyler, 1600 d/d ve 2600 d/d devir sayılarında, ortalama efektif basıncın 1.2 bar'dan 12.7 bar'a kadar artırıldığı 5 farklı motor yükünde gerçekleştirilmiştir. Burada, seçilen çalışma koşullarına göre dizel yakıtı azaltılmış ve doğal gaz oranları artırılmıştır. Deneyler farklı doğal gaz oranlarında yapılmış olup doğal gaz oranı % 94'e kadar artırılmıştır. Bu çalışma sonunda, ÖYT değerleri, düşük yüklerde SDY'ye göre daha yüksek, ancak yüksek yüklerde SDY'ye yakın çıkmıştır. Çift yakıt durumunda, seçilen tüm çalışma koşullarında NO_x emisyonu SDY'ye göre düşük çıkmıştır, ancak CO ve HC emisyonlarının ise oldukça yüksek olduğu görülmüştür. Çift yakıt uygulamasında doğal gazın oranı arttıkça HC emisyonları hızlı bir şekilde artmıştır. Örneğin 1600 d/d'de, 1.3 bar ortalama efektif basınçta, karışımdaki doğal gaz oranı 0'dan % 69'a kadar artırıldığında HC'ler 160 ppm'den 20360 ppm'e kadar artmış, yani HC'lerdeki artış oranının 127 kat olduğu görülmüştür.

Sonuç olarak; DG-DY çift yakıt uygulaması ile ilgili yapılan çalışmalardan, doğal gaz kullanımının motor performansını pek iyileştirmediği, ancak NO_x emisyonunu ve PM'leri (parçacık kirleticileri) önemli ölçüde azalttığı görülmüştür. Ayrıca bu çalışmalardan doğal gaz kullanımının özellikle düşük yük koşulları altında HC ve CO emisyonlarını artırdığı da anlaşılmıştır.

1.4.2. Dizel Motorlarda Kullanılan Termodinamik Esaslı Modeller

Motorlarda alternatif yakıtların kullanılmasının veya motor tasarımındaki herhangi bir değişikliğin motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini sayısal olarak hesaplayabilmek için motor çevriminin doğru bir şekilde hesaplanması gerekir. Motor çevrimi; emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve egzoz işlemlerinden oluşmaktadır ve ilgili işlemlerde çok karmaşık kimyasal ve termodinamik olaylar meydana gelmektedir. Motor çevrimlerinin gerçekçi bir şekilde hesaplanabilmesi için yukarıda açıklanan işlemlerin ve bu işlemlerde meydana gelen olayların doğru şekilde hesaplanması gerekmektedir. Bilindiği gibi bu işlemlerin ve ilgili işlemlerde meydana gelen olayların tamamının hesaplanması ve modellenmesi oldukça zordur. Literatürde yapılan çalışmalarda, söz konusu olayların uygun varsayımlarla modellendiği çok değişik sayısal modelleme çalışmaları mevcuttur. Bu bölümde, dizel motorlarda kullanılan termodinamik esaslı modeller ile ilgili literatürde yapılan başlıca çalışmaların kısa özeti sunulmuştur.

Dizel motoru çevrimlerini hesaplamak için kullanılan çok boyutlu matematiksel modeller, silindir içerisindeki akış alanının, sıcaklığın, gaz bileşimin ve türbülansın zamansal ve uzaysal değişimlerini çözümlemektedir. Söz konusu değişimlerin hesabı için kullanılan temel denklemler zamana ve uzaysal boyutlara bağlı kısmi diferansiyel denklemlerdir ve sonlu hacim için bir, iki veya üç boyutlu kütle, momentum, enerji ve süreklilik korunum denklemlerinden oluşmaktadır (Ramos, 1989; Heywood, 1988). Elde edilen kısmi diferansiyel denklemleri, bilgisayar ortamında sonlu farklar yöntemiyle sayısal olarak çözebilmek oldukça zaman almaktadır ve kapasitesi yüksek bilgisayarlar gerektirmektedir.

Termodinamik esaslı modeller ise, komple motor çevriminin hesaplanmasında ve motor performans karakteristiklerinin değerlendirilmesinde boyutlu modellere göre daha yaygın biçimde kullanılmaktadır. Yukarıda da belirtildiği gibi boyutlu modeller daha fazla bilgisayar kapasitesi ve süresini ve ayrıca daha ayrıntılı hesapların yapılmasını gerektirmektedirler. Oysa termodinamik esaslı modellerde tek bağımsız değişken zaman olduğu için elde edilen adi diferansiyel denklem takımı herhangi bir sayısal yöntem kullanılarak kolayca çözülebilmektedir.

Termodinamik esaslı modeller; yanma süreçlerine, silindir içi akış olaylarına ve genel motor davranışına ilişkin değerli bilgiler sağlayarak dizel motorları çevrimlerinin incelenmesinde önemli bir yer tutmaktadır ve yaygın olarak kullanılmaktadırlar (Téré vd.,

2021; Jeshvaghani vd., 2013; Neshat vd., 2019). Termodinamik esaslı modeller; tek bölgeli, çift bölgeli veya çok bölgeli olabilirler ve bu modeller boyutlu modellere göre daha kolay kullanımları ve daha az bilgisayar kapasitesi gerektirmeleri nedenleriyle dizel motorlarının sayısal analizlerinde sıklıkla kullanılmışlardır ve halen de kullanılmaya devam edilmektedirler. (Semin vd., 2008; Ding vd., 2018; Valencia vd., 2020; Sudeshkumar & Devaradjane, 2011). Çok bölgeli modeller, yanma odasını yanma özelliklerine göre farklı bölgelere ayırarak yanma sürecine ilişkin daha ayrıntılı bilgiler sunmaktadır (Téré vd., 2021). Çok bölgeli termodinamik yanma modellerinin geliştirilmesi, tek bölgeli modellerin yetersizliklerine karşın çeşitli motorlardaki yanma süreçlerinin daha doğru tahmin edilebilmesi amacını taşımaktadır. Çok bölgeli modeller, yanma odasını farklı bölgelere ayırarak, yanma olayının daha ayrıntılı biçimde analizine olanak sağlamaktadır (Şahin, 2002; Ottikkutti, 1989; Liu & Karim, 1997; Téré vd., 2021; Wang, 2020).

Ayrıca termodinamik esaslı modeller; motorun ömrü boyunca oluşacak arızaların teşhis edilmesinde ve çeşitli operasyonel parametrelerin belirlenmesinde de önemli yere sahiptirler (Gutierrez vd., 2018). Bunlara ek olarak, ilgili modeller motor performansını optimize etmek ve egzoz emisyonlarını azaltmak için kontrol odaklı yanma modelleri geliştirmede de etkilidirler (Fei vd., 2017). Öte yandan, termodinamik esaslı simülasyonlar denizlerde kullanılan dizel motorlarını incelemek, arıza tespitlerini kolaylaştırmak, mürettebata eğitim vermek ve motor tasarımına yardımcı olmak için de çok faydalıdır (Murphy vd., 2015).

Sonuç olarak termodinamik esaslı modeller; dizel motorlarının verimliliğini ve güvenilirliğini analiz etmek ve geliştirmek için araştırmacılar ve mühendisler için vazgeçilmez araçlardır ve yanmayı, silindir içi süreçleri, arıza teşhisini ve performans optimizasyonunu kapsayan kapsamlı bir çerçeve sunmaktadır. Söz konusu üstünlüklerinden dolayı, dizel motorlarında, yanma süreçlerini modellemek ve herhangi bir yapısal ve işletme parametresinin etkisini kısa sürede irdeleyebilmek için çok sayıda modelleme çalışması yapılmıştır. Aşağıdaki paragraflarda literatürde yer alan termodinamik esaslı ÇBM uygulamalarından birkaçı örnek olarak tanıtılacaktır.

Gu vd. (2022); direkt püskürtmeli dizel motorları için termodinamik esaslı çok bölgeli (üç bölgeli) bir termodinamik model geliştirmişlerdir. Bu modeli kullanarak, SDY için açığa çıkan ısı oranını, NO_x emisyonunu ve motor performans karakteristiklerini kısa sürede hesaplamayı amaçlamışlardır. Bu modelde püskürtülen dizel yakıtı demetini yanma

işlemi boyunca yanmış bölge, yanmamış bölge ve demet çevresindeki hava bölgesi olmak üzere üç bölgeye ayırmışlardır ve bu yöntem serbest gaz jeti teorisi diye adlandırılmıştır. İlgili modelde, dizel yakıtının buharlaşması ve atomizasyonu (damlacıklara parçalanması) basit yaklaşımlarla modellenmiştir. Ayrıca NO_x 'lerin hesaplanması için bilgisayar programına bir alt model eklemiştir. Söz konusu modelin doğruluğu deneysel çalışma sonuçları ile test edilmiştir. Yazarlar söz konusu modeli kullanarak NO_x 'leri % (0.9-12.8) arasındaki doğrulukla ve silindir basıncını, sıcaklığını ve açığa çıkan ısı oranı değerlerini de deneylerle uyum içinde ve yeterli doğrulukla hesaplamayı gerçekleştirmişlerdir. Böylece yazarların geliştirdikleri bu model, çok fazla bilgisayar kapasitesi gerektirmeden dizel motor çevrimini ve NO_x 'leri kısa sürede ve yeterli doğrulukta hesaplamayı başarmıştır. Bu çalışmada, yazarlar, geliştirilen model sonuçlarını başka bir hazır paket bilgisayar programı ile de karşılaştırarak geliştirilen bu 3 bölgeli modelin paket bilgisayar modelinden % 90 daha kısa sürede sonuç verdiğini belirlemişlerdir.

Rakopoulos vd. (2004); DP bir dizel motoru için termodinamik esaslı iki bölgeli bir yanma modeli kullanılarak çevrim hesabı yapmışlardır. Söz konusu modelde püskürtülen yakıt demeti konik şeklinde alınmış ve yakıt-hava karışımından oluştuğu ve çevresinde ise havanın bulunduğu varsayılmıştır. Bu modelleme çalışmasında yakıt-hava karışımından oluşan yakıt demetinin yanmış bölgeyi ve yakıt demeti çevresindeki havanın ise yanmamış bölgeyi oluşturduğu düşünülmüştür. Oluşturulan bu bölgelere Termodinamiğin Birinci Kanunu, ideal gaz denklemi, kütle korunumu denklemleri uygulanarak silindir basıncı, bölgelerin hacimleri ve sıcaklıkları, silindir duvarı ile olan ısı transferi, iş vb. büyüklükler için adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmiştir. İlgili denklem takımı dizel çevrimini oluşturan sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri boyunca sayısal olarak çözülmüştür. Açığa çıkan ısı hesabında Whitehouse & Way'in (1969) yarı ampirik bağıntısı kullanılmıştır. NO_x emisyonları Zeldovich mekanizması, is oluşum hızı ise Lipkea & DeJoode (1994) tarafından önerilen bağıntılar kullanılarak belirlenmiştir. Yazarların geliştirdikleri iki bölgeli yanma modelinde; yakıt demetinin silindir içerisinde ilerlemesi, çevresindeki havanın yakıt demetine çekilmesi, ısı transferi vb. olayların hesaplanması gerçekleştirilmiştir. Söz konusu modelin doğruluğu kontrol edilmiştir ve sonuçların deneysel çalışmalarla uyumlu olduğu belirlenmiştir.

Liu & Karim (1997); doğal gazın dizel yakıtı ile kullanıldığı çift yakıtlı motorlarda, yanma süreçlerinin ve motor performans karakteristiklerinin tahmini için ayrıntılı kimyasal reaksiyonlar içeren çok bölgeli bir termodinamik esaslı model geliştirmişlerdir. Yazarlar

tarafından geliştirilen modelde, yanma aşamasındaki metan gazının ve dizel yakıtının karışım etkileşimleri ve ortaya çıkan değişiklikler göz önüne alınmıştır. Fakir hava ve metan gazı karışımının kısmi yanması uygun varsayımlarla modellenmiştir. Bu çalışmada doğal gaz kullanımının motor performans ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Burada ayrıca doğal gaz kullanımının vuruntu oluşumu ve vuruntu başlangıcı da incelenmiştir. Yazarlar sayısal çalışma sonuçlarının, deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğunu belirlemiştir.

Şahin (2002); direkt püskürtmeli aşırı doldurmalı bir dizel motorunda, farklı oranlarda etanol ve benzin fumigasyonunun uygulanmasının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini teorik olarak incelemiştir. Söz konusu çalışmada termodinamik esaslı çok bölgeli bir yanma modeli geliştirilmiştir. Burada püskürtülen yakıtın konik bir yakıt demeti oluşturduğu varsayılmış ve demet ilerledikçe belirlenen sabit miktarda dizel yakıtı miktarına göre çok sayıda bölgelere ayrılmıştır. Diğer ÇBM'lerde olduğu gibi, burada da silindir basıncının tüm bölgelerde eşit olduğu ancak söz konusu bölgelerin hacimlerinin ve sıcaklıklarının farklı olduğu varsayılarak, dizel çevrimini hesaplamak için adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmiştir. Bu çalışmada modelden elde edilen sonuçların güvenilirliği literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılarak kontrol edilmiştir ve emme havasına farklı oranlarda eklenen benzin ve etanol fumigasyonunun motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan çalışma sonunda; benzin fumigasyonunun pek ekonomik olmadığı, NO_x'leri azalttığı ancak CO emisyonunun artırdığı belirlenmiştir. Bununla birlikte etanol fumigasyonunun ise efektif güç ve efektif verimi artırdığı, NO_x'leri azalttığı, buna karşın CO emisyonunun artırdığı belirlenmiştir.

Neshat vd. (2017); çalışmalarında dizel motoru çevrimini modellemek için bir ÇBM geliştirmişlerdir. Yazarlar tarafından sunulan ÇBM; her bir krank mili açısında yakıtın yanma oranını hesaplamak için ayrıntılı kimyasal reaksiyonlar kullanılmıştır. Ayrıca, ilgili çalışmada NO_x ve is emisyonlarının oluşumu da modellenmiştir. Dizel yakıtının püskürtülmeye başlanmasının ardından yanma odası üç bölgeye ayrılmıştır. Bunlar iç bölge, sınır tabaka bölgesi ve difüzyon bölgesidir. Sunulan modelde bölgeler arasındaki kütle ve ısı transferi de göz önüne alınmıştır. Sınır tabaka bölgesi ile silindir duvarları arasında taşınım ve radyasyon şeklinde ısı transferlerinin olduğu varsayılmıştır. Yakıtın püskürtülmeye başlaması ile oluşan yakıt jeti bölgesinin geometrisi yakıt demeti koni açısı kullanılarak modellenmiş, yakıt jetinin uzunluğu ise Higgins vd. (1999) tarafından verilen

bağıntı kullanılarak belirlenmiştir. Yakıt demetinin açısı ise Reitz & Bracco'nun (1979) bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır. Yapılan çalışma sonunda geliştirilen modelin; silindir basıncı, yanmanın başlangıcı ve süresi ile egzoz emisyonları açısından deneylerle uyumlu sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Sunulan literatür özetinden; ÇBM'lerin hem SDY hem de farklı alternatif yakıt durumları için, tüm motor çevriminin hesaplanmasında, motor performans karakteristiklerinin ve egzoz emisyonlarının belirlenmesinde yaygın olarak kullanıldığı görülmüştür. Yukarıdaki paragraflarda ayrıntılı bir şekilde incelenen termodinamik esaslı çok bölgeli yanma modellerinin; yanma olaylarına fiziksel ve kimyasal açıdan yaklaşım üstünlükleri, uygulanmalarının kolaylığı, hesaplama sürelerinin kısalığı, deneysel motor performans değerlerine oldukça yakın sonuçlar vermeleri gibi üstünlükleri nedeniyle akademik çalışmalarda sıklıkla tercih edildiği anlaşılmıştır.

1.5. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı

Sunulan tez çalışmasında hem SDY'nin hem de doğal gazın dizel yakıtı ile çift yakıt olarak kullanımı; sayısal olarak sanki boyutlu termodinamik esaslı çok bölgeli bir model geliştirilerek incelenmiştir. Bilindiği gibi, deneysel çalışmaların, özellikle de içten yanmalı motorlarla ilgili deneysel çalışmaların maliyetleri oldukça yüksektir. Bunun yanında dünyayı etkisi altına alan Covid-19 küresel salgınının 1.5-2 yıl gibi uzun bir zaman dilimini kapsamaması deneysel çalışmaların yapılamamasına veya daha az sayıda yapılmasına neden olmuştur. Bu nedenlerle, özellikle pandeminin etkisinden sonra sayısal çalışmaların sayısında artış olmuştur. Bilgisayar kapasitelerinin artmış olması, Covid-19 pandemisi ve içten yanmalı motorlarla ilgili sistemlerin çok pahalı olması bu alanda çalışan bilim insanlarını sayısal çalışmalar yapmaya özendirmiştir ve bu alanla ilgili sayısal çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir. Bu nedenle, sunulan tez çalışmasında da dizel motorlarında doğal gaz kullanımının yanma, motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerinin; geliştirilen termodinamik esaslı çok bölgeli bir model ile sayısal olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca dizel motoru çevrimlerini hesaplayabilecek çevrim modellerinin doğruluğu kontrol edildikten sonra, ilgili modeller, çok pahalı ve zaman alıcı deneylere gerek kalmadan, motorlarla ilgili çok farklı geliştirme çalışmalarında da kullanılabilir.

Sunulan tezin sayısal çalışmalarla ilgili literatür araştırmasından görüleceği üzere; boyutlu modeller genellikle silindir içi akış alanlarının çözümünde, yanma odasının geometrisinin belirlenmesinde ve egzoz emisyonlarının incelenmesinde kullanılmaktadır. Söz konusu modellerin uygulanmasında yüksek kapasiteli bilgisayarlara ihtiyaç duyulması, analizlerin zaman alıcı olması, tüm motor çevrimlerinin modellenmesinin ve çözülmesinin zorluğu nedeniyle, literatürde termodinamik esaslı modellere göre daha sınırlı sayıda kullanıldıkları görülmektedir. Yukarıda da açıklandığı gibi, termodinamik esaslı çevrim modellerinin kolay uygulanabilir olması, hesaplamaların kısa sürede sonuç vermesi, SDY ve çift yakıtlı durumlar gibi alternatif yakıt çalışmalarında yanma karakteristikleri ve motor performans karakteristiklerinin belirlenmesi gibi parametrik çalışmalarda kullanılabilir olması bu modellerin üstünlüklerinden bazılarıdır (Şahin, 2002; Ottikkutti, 1989; Liu & Karim, 1997). Bundan dolayı, sunulan tez çalışmasında dizel motoru çevrimini hem SDY hem de DG-DY çift yakıt durumunda hesaplayabilen termodinamik esaslı sanki boyutlu çok bölgeli bir modelin geliştirilerek kullanılmasına karar verilmiştir.

Yapılan literatür araştırmasından sonra, DG-DY çift yakıt uygulaması ile ilgili çok sayıda deneysel çalışmanın, buna karşın daha sınırlı sayıda sayısal çalışmanın mevcut olduğu görülmüştür. Yukarıdaki paragraflarda açıklandığı gibi, doğal gazın dizel motorlarında kullanımı, dizel yakıtının bir kısmının gaz yakıtla yer değiştirildiği klasik çift yakıtlı motorlar ve emme havasına eklenen yüksek orandaki doğal gazın düşük oranda dizel yakıtı ile tutuşturulduğu pilot ateşlemeli motorlar olmak üzere iki şekilde gerçekleştirilmektedir. Her iki yöntemin geleneksel dizel motorlarına göre maliyette aşırı bir artış olmadan, is ve NO_x gibi dizel motorlarının en tehlikeli egzoz emisyonlarını önemli ölçüde azalttığı açıklanmaktadır. Ayrıca bu uygulamalar, çeşitli gaz yakıt kaynaklarının motorlarda kullanılabileceğini de göstermiştir. Dünyada rezervleri bol olan doğal gazın; kendi kendine tutuşma sıcaklığının yüksek olması ilgili yakıtın eskiden beri dizel motorlarında yukarıda belirtilen yöntemlerle dizel yakıtına ek olarak kullanılabileceği fikrini ortaya çıkarmıştır. Bu nedenle, sunulan tez çalışmasında da alternatif gaz yakıt olarak doğal gazın seçilmesine karar verilmiştir.

Literatürde yapılan sayısal uygulamalarla ilgili değerlendirmelerden görülebileceği gibi, komple dizel motoru çevriminin modellendiği ve hesaplandığı çalışmalar sınırlı sayıdadır. Çevriminin hesaplandığı modelleme çalışmaları, genellikle sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerini kapsayacak şekildedir (Papagiannakis vd., 2005; Ferguson & Kirkpatrick, 2015). Bu çalışmalarda emme ve egzoz işlemlerinin hesabı ise çoğunlukla

yapılmamakta, sıkıştırma işleminin hesabına başlayabilmek için gerekli sıcaklık ve basınç değerleri deneysel verilerden alınmaktadır. Ayrıca; söz konusu çalışmalar genellikle doğal emişli motorlar için yapılmış buna karşın turboşarjlı otomobil motorları için ise modelleme çalışmaları sınırlı sayıda kalmıştır. Sunulan tez çalışmasında emme ve egzoz işlemleri de hesaba katılmıştır. Bu amaçla Durgun (1991) tarafından geliştirilen basit bir hesap yöntemi kullanılmıştır. Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerinde ise püskürtülen yakıt demetinin piston duvarına çarpma etkisi de göz önüne alınarak termodinamik esaslı çok bölgeli bir çevrim modeli geliştirilmiştir. Komple motor çevrimi hesaplandıktan sonra, önce indike motor performans karakteristikleri hesaplanmıştır. Ardından da Durgun (2022) ve Heywood (1988) tarafından verilen $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basınç bağıntıları dikkate alınarak efektif motor performans karakteristikleri belirlenmiştir.

Geliştirilen termodinamik esaslı çok bölgeli çevrim modelinin doğruluğu ilk olarak SDY için kontrol edilmiştir (Aksu, 2013; Lounici vd., 2014; Papagiannakis vd., 2008; Li vd., 2017). Ardından SDY için geliştirilmiş olan termodinamik esaslı çok bölgeli model DG-DY çift yakıtlı durum için uyarlanmıştır. Aslında buradaki amaçlardan birisi de geliştirilen termodinamik esaslı çok bölgeli çevrim modeli ile çift yakıt durumunun hesaplanabilmesidir. Bu uyarlamada, SDY için geliştirilen dizel çevrim modelinde, DG-DY çift yakıt durumu için bazı düzenlemeler yapılmıştır. Bunlardan ilki; çift yakıt durumunda düşük ve yüksek sıcaklıktaki karışımın termodinamik özelliklerinin hesabı için yapılmıştır. İlgili özellikleri hesaplamak için önce reaksiyon denklemleri düzenlenmiş ve yanma ürünlerinin hacimsel oranları belirlenmiştir. Bir diğeri ise; çift yakıt durumunda emme havasına eklenen doğal gazın yanma odasında oluşturduğu alev ve tutuşma bölgelerinde önemli ölçüde değişiklikler meydana getirmesi ve doğal gazın dışa doğru genişlemesinin uygun varsayımlarla hesaba katılmasıdır. Burada, silindir içerisinde herhangi bir bölgedeki karışımın toplam konsantrasyonu; doğal gazın ve dizel yakıtının bölgesel konsantrasyonlarının toplamı şeklinde modellenmiştir. DG-DY çift yakıt durumunda geliştirilen çevrim modelinin doğruluğu, literatürde doğruluğu kanıtlanmış sayısal ve deneysel çalışmalarla karşılaştırmalar yapılarak kontrol edilmiştir.

Sunulan tez çalışmasında, doğal gazın dizel motorlarında çift yakıt şeklinde uygulandığı üç farklı yöntem sayısal olarak incelenmiştir. Burada literatürden farklı olarak güncel bir otomobil dizel motoru örnek olarak alınmıştır. Söz konusu motor KTÜ Makine Mühendisliği Bölümü İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarında mevcuttur ve bu motor Renault Kango ve Clio model taşıtlarda da kullanılmaktadır. Birinci sayısal uygulama

asında literatürde de kullanılan klasik çift yakıt modellemesidir. Ancak burada, SDY durumunda ve 2000 d/d devir sayısında 30.5 kW'lık efektif motor gücünü sağlayacak şekilde emme havasına eklenen doğal gaz miktarı artırılmıştır ve buna paralel olarak yanma odasına püskürtülen dizel yakıtı miktarı azaltılmıştır. İlgili uygulamada üç farklı doğal gaz oranı incelenmiştir. Literatürdekine benzer modellemenin seçilmesindeki asıl amaç geliştirilen yöntemden elde edilen sonuçların literatürdeki sonuçlarla benzer karakterde olup olmadığının kontrol edilmesidir.

İkinci yaklaşımda ise SDY durumunda ve 2000 d/d devir sayısındaki 0.707'lik ekivalans oranı sağlanacak şekilde emme havasına eklenen doğal gaz miktarı artırılmıştır ve yanma odasına püskürtülen dizel yakıtı miktarı azaltılmıştır. İlgili uygulamada üç farklı doğal gaz oranı incelenmiştir. İlk iki uygulamada püskürtülen dizel yakıtı miktarının azaltılması püskürtme süresi kısaltılarak sağlanmıştır ve püskürme avansı, püskürtme basıncı vb. gibi püskürtme sistemi parametrelerinde başka herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Üçüncü yaklaşımda ise, 2000 d/d devir sayısında, tam gaz ve tam yük altında SDY ile çalışan dizel motorunda dizel yakıtının miktarı değiştirilmeden düşük oranlarda doğal gazın emme havasına eklenmesi şeklinde uygulanmıştır. Burada 5 farklı doğal gaz oranı seçilmiştir. Literatürde ikinci ve üçüncü yaklaşımlara benzer herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Böylece sunulan tez çalışmasında üç farklı yaklaşım ayrı ayrı incelenmiştir ve sonuçları birbirleriyle ve SDY sonuçları ile karşılaştırılarak gerekli yorumlar yapılmıştır. Ayrıca her üç yöntemin sonuçlarının kendi aralarında karşılaştırması da yapılarak yanma, motor karakteristikleri ve egzoz emisyonları açısından optimum çift yakıtlı uygulamanın hangisi olabileceği konusu irdelenmiştir. Bunlara ek olarak Durgun vd. (2009) tarafından geliştirilen fiyat analizi bağlantısı kullanılarak DG-DY çift yakıt uygulamalarının maliyet analizleri de gerçekleştirilmiştir.

Sonuç olarak, sunulan tez çalışmasında güncel bir otomobil dizel motorunda, DG-DY çift yakıt uygulamaların yanma, motor performansı, yakıt maliyeti ve egzoz emisyonlarına etkilerinin sayısal olarak incelenmesi amaçlanmıştır.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Giriş

Bu bölümde, saf dizel yakıtı (SDY) ve doğal gaz-dizel yakıtı (DG-DY) çift yakıt uygulamaları için geliştirilen termodinamik esaslı çok bölgeli çevrim modeli sunulacaktır. Bu amaçla, önce geleneksel SDY için geliştirilen dizel motoru çevrim modeli tanıtılacaktır. Ardından, bu modelin DG-DY çift yakıt uygulaması için nasıl uyarlandığı açıklanacaktır. Bilindiği gibi, dizel motor çevrimleri, emme, sıkıştırma, yanma-genişleme ve egzoz olmak üzere birbirini izleyen dört farklı işlemde oluşmaktadır. Bu işlemlerin uygun şekilde hesaplanabilmesinde, böylece motor çevriminin modellenebilmesinde motor çevrimi boyunca silindir dolgusunun termodinamik özellikleri; özellikle sıcaklık, basınç ve hacim gibi bilgilerin belirlenmesi önem taşır. Motor silindiri açık bir termodinamik sistem oluşturur ve silindirden içeriye ve dışarıya doğru ısı, iş ve kütle transferi gerçekleşir. Bu nedenle, bu değerlerin de uygun şekilde hesaplanması gereklidir. Bu amaçla, sunulan çevrim modeli hesabında, silindir dolgusunun anlık durumunu belirlemek için motor silindiri içindeki dolguya Termodinamiğin Birinci Kanunu uygulanmıştır. Böylece, silindir dolgusunun basıncının, hacminin vb. özelliklerinin krank mili açısına göre değişimlerini veren bir diferansiyel denklem takımı elde edilmiştir. Bu diferansiyel denklem takımı motor çevrimi boyunca çözülerek, silindir içindeki dolgunun basınç, hacim ve sıcaklık gibi termodinamik özellikleri, çevrim işi (indike iş) ve sistemin ısı transferi gibi önemli bilgiler hesaplanabilmektedir.

Aşağıdaki bölümde, açık bir termodinamik sistem olan motor silindirine Termodinamiğin Birinci Kanunu'nun uygulanması sonucu oluşturulan diferansiyel denklem takımının çıkarılmasına ve bu denklem takımını çözerek motor çevrimini hesaplama sürecine ilişkin ayrıntılı bilgiler sunulacaktır. Burada, geliştirilen termodinamik esaslı çok bölgeli modelde, her bir bölgenin termodinamik özelliklerini belirlemek için Termodinamiğin Birinci Kanunu, motor silindirine uygulanarak silindir basıncı ve bölge hacimleri için bir diferansiyel denklem takımı elde edilmiştir. Söz konusu denklem takımı sıkıştırma işleminin başlangıcından bağlayarak genişleme işleminin sonuna kadar çözülerek, sıkıştırma, yanma-genişleme işlemleri hesaplanabilmektedir. Bu bölümün hazırlanmasında başlıca Durgun (2011), Ferguson & Kirkpatrick (2015), Ottikkutti (1989),

Şahin (2002), Heywood (1988) gibi kaynaklardan yararlanılmıştır. Bu tez çalışmasında emme ve egzoz işlemlerinin modellenmesinde ise Durgun (1991) tarafından geliştirilen yaklaşım kullanılmıştır. Emme ve egzoz işlemlerinin hesaplanmasına ilişkin bilgiler Bölüm 2.7.1 bölümünde verilecektir.

2.2. Termodinamiğin Birinci Kanununun Açık bir Termodinamik Sisteme Uygulanması

Açık bir termodinamik sistem için Termodinamiğin Birinci Kanunu ya da enerji denklemi;

$$\frac{dU}{d\theta} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{gir} \cdot h_{gir} - \sum \dot{m}_{çık} \cdot h_{çık} \quad (1)$$

şeklinde verilebilir. Burada U iç enerjiyi, $\dot{Q}$ ısı transferini, $\dot{W}$ iş değişimini, $\dot{m}_{gir}$ kontrol hacmine giren kütlenin debisini, $\dot{m}_{çık}$ kontrol hacminden çıkan kütlenin debisini, h_{gir} kontrol hacmine olan entalpi girişini ve $h_{çık}$ kontrol hacminden olan entalpi çıkışını göstermektedir. Kontrol hacmindeki toplam kütlenin krank açısına göre değişimi;

$$\frac{dm}{d\theta} = \dot{m}_{gir} - \dot{m}_{çık} \quad (2)$$

şeklinde yazılabilir. Sunulan çevrim modelinde basıncın silindir içinde üniform olduğu varsayılarak $\dot{W}$ iş değişimi, anlık silindir basıncına ve $dV/d\theta$ silindir hacmindeki değişim oranına bağlı olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\dot{W} = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \quad (3)$$

(1) eşitliğindeki U iç enerjisi, özgül iç enerji şeklinde yazılarak gerekli düzenlemeler yapıldığında aşağıdaki bağıntı elde edilebilir.

$$m \cdot \frac{du}{d\theta} + \dot{m}_{gir} \cdot u - \dot{m}_{çık} \cdot u = \dot{Q} - P \cdot \frac{dV}{d\theta} + \sum \dot{m}_{gir} \cdot h_{gir} - \sum \dot{m}_{çık} \cdot h_{çık} \quad (4)$$

Herhangi bir bölgedeki veya kontrol hacmindeki gaz karışımlarının ideal gaz denkleminde uyduğu varsayılmaktadır. Gazların genel denklemi ve bu denklemin krank mili açısına göre türevi;

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (5)$$

$$P \cdot \frac{dV}{d\theta} + V \cdot \frac{dP}{d\theta} = R \cdot T \cdot \frac{dm}{d\theta} + m \cdot T \cdot \frac{dR}{d\theta} + m \cdot R \cdot \frac{dT}{d\theta} \quad (6)$$

şeklinde yazılabilir. u ve R gibi termodinamik özellikler sıcaklık, basınç ve ekivalans oranına (veya hava fazlalık katsayısına) göre değişmektedir. Yani;

$$R = R(P, T, \phi) \quad (7)$$

$$u = u(P, T, \phi) \quad (8)$$

dir. R ve u krank açısına göre türetilirse;

$$\frac{dR}{d\theta} = \frac{\partial R}{\partial P} \cdot \frac{dP}{d\theta} + \frac{\partial R}{\partial T} \cdot \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial R}{\partial \phi} \cdot \frac{d\phi}{d\theta} \quad (9)$$

$$\frac{du}{d\theta} = \frac{\partial u}{\partial P} \cdot \frac{dP}{d\theta} + \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \cdot \frac{d\phi}{d\theta} \quad (10)$$

bağıntıları elde edilebilir. (9) eşitliği (6) eşitliğinde yerine yazılıp gerekli düzenlemeler yapılırsa $dT/d\theta$ için aşağıdaki denklem bulunabilir.

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\theta} = & \frac{1}{m \cdot R + m \cdot T \cdot \frac{\partial R}{\partial T}} \\ & \cdot \left[P \cdot \frac{dV}{d\theta} + V \cdot \frac{dP}{d\theta} - R \cdot T \cdot \frac{dm}{d\theta} - m \cdot T \cdot \frac{\partial R}{\partial P} \cdot \frac{dP}{d\theta} - m \cdot T \cdot \frac{\partial R}{\partial \phi} \cdot \frac{d\phi}{d\theta} \right] \end{aligned} \quad (11)$$

(1) ve (11) denklemleri (4) denkleminde yerlerine yazılıp gerekli düzenlemeler yapılırsa $dV/d\theta$ için aşağıdaki bağıntı elde edilebilir.

$$\begin{aligned}
& \frac{dV}{d\theta} \cdot (P + \varphi \cdot P) \\
&= -\frac{dP}{d\theta} \cdot \left[m \cdot \frac{\partial u}{\partial P} + \varphi \cdot V - \varphi \cdot m \cdot T \cdot \frac{\partial R}{\partial P} \right] + \dot{m}_{gir} \\
&\cdot (\varphi \cdot R \cdot T - u + h_{gir}) - \dot{m}_{çık} \cdot (\varphi \cdot R \cdot T - u + h_{çık}) + \varphi \cdot m \cdot T \\
&\cdot \frac{\partial R}{\partial \phi} \cdot \frac{d\phi}{d\theta} - m \cdot \frac{\partial u}{\partial \phi} \cdot \frac{d\phi}{d\theta} + \dot{Q}
\end{aligned} \tag{12}$$

burada;

$$\varphi = m \cdot \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \left(\frac{1}{m \cdot R + m \cdot T \cdot \frac{\partial R}{\partial T}} \right) \tag{13}$$

şeklinde tanımlanmıştır. (12) eşitliği motor çevrimi boyunca sıkıştırma işleminin başlangıcından genişleme işleminin sonuna kadar çözüldüğünde, göz önüne alınan bölgelerin hacim değişimleri bulunmuş olur. Silindir içinde n tane bölgenin bulunması durumunda her bir bölge için ayrı ayrı yazılan $dV/d\theta$ eşitliklerindeki ilgili terimler bir araya toplanarak toplam silindir hacmi için aşağıdaki bağıntı yazılabilir.

$$\begin{aligned}
& \sum_{i=1}^n \frac{dV_i}{d\theta} \cdot (P + \varphi_i \cdot P) \\
&= -\frac{dP}{d\theta} \cdot \sum_{i=1}^n \left[m_i \cdot \frac{\partial u_i}{\partial P} + \varphi_i \cdot V_i - \varphi_i \cdot m_i \cdot T_i \cdot \frac{\partial R_i}{\partial P} \right] \\
&+ \sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,gir} \cdot (\varphi_i \cdot R_i \cdot T_i - u_i + h_{i,gir}) \\
&- \sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,çık} \cdot (\varphi_i \cdot R_i \cdot T_i - u_i + h_{i,çık}) \\
&+ \sum_{i=1}^n \varphi_i \cdot m_i \cdot T_i \cdot \frac{\partial R_i}{\partial \phi_i} \cdot \frac{d\phi_i}{d\theta} - \sum_{i=1}^n m_i \cdot \frac{\partial u_i}{\partial \phi_i} \cdot \frac{d\phi_i}{d\theta} + \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i
\end{aligned} \tag{14}$$

Burada P herhangi bir krank açısındaki anlık silindir basıncını göstermektedir. Silindir içerisinde n tane bölge bulunduğunda her bir bölgenin hacimleri toplamının toplam silindir hacmine eşit olduğu göz önüne alınarak;

$$\sum_{i=1}^n \frac{dV_i}{d\theta} = \frac{dV}{d\theta} \tag{15}$$

şeklinde ek bir bağıntı bulunabilir. (15) bağıntısı (14) eşitliğinde yerine yazılarak düzenlenirse $dP/d\theta$ için aşağıdaki denklem elde edilebilir.

$$\begin{aligned} \frac{dP}{d\theta} = & \left[\sum_{i=1}^n \psi_i \cdot \dot{m}_{i,gir} \cdot (\varphi_i \cdot R_i \cdot T_i - u_i + h_{i,gir}) \right. \\ & - \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot \dot{m}_{i,çık} \cdot (\varphi_i \cdot R_i \cdot T_i - u_i + h_{i,çık}) \\ & + \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot \varphi_i \cdot m_i \cdot T_i \cdot \frac{\partial R_i}{\partial \phi_i} \cdot \frac{d\phi_i}{d\theta} - \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot m_i \cdot \frac{\partial u_i}{\partial \phi_i} \cdot \frac{d\phi_i}{d\theta} \\ & \left. + \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot \dot{Q}_i - \sum_{i=1}^n \frac{dV_i}{d\theta} \right] \\ & / \left[\sum_{i=1}^n \left(\psi_i \cdot m_i \cdot \frac{\partial u_i}{\partial P} + \psi_i \cdot \varphi_i \cdot V_i - \psi_i \cdot \varphi_i \cdot m_i \cdot T_i \cdot \frac{\partial R_i}{\partial P} \right) \right] \end{aligned} \quad (16)$$

Burada;

$$\varphi_i = m_i \cdot \frac{\partial u_i}{\partial T_i} \cdot \left(\frac{1}{m_i \cdot R_i + m_i \cdot T_i \cdot \frac{\partial R_i}{\partial T_i}} \right) \quad (17)$$

$$\psi_i = \frac{1}{\varphi_i \cdot P + P} \quad (18)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Böylece açık bir termodinamik sistemin silindir basıncı ve bölgelerin hacimleri gibi termodinamik özellikleri, (14) ve (16) adi diferansiyel denklem takımının herhangi bir sayısal yöntemle bir arada çözülmesi sonucunda bulunabilir. Söz konusu termodinamik sistemin sıcaklığı ise silindir basıncı ve bölge hacimleri kullanılarak (5) numaralı ideal gaz bağıntısından belirlenebilir.

Motor çevrimlerinin modelleri oluşturulurken, silindir içindeki dolgu ile yanma odası duvarları arasında iletilen ısının da hesaplanması gerekmektedir. Motorlarda ısı transferi, başlıca konveksiyon ve radyasyon yoluyla gerçekleşmektedir. Motor çevrimlerinin analiz edildiği çalışmalarda, ısı transferi hesabı için Woschni (1968) ve Annand (1963) tarafından geliştirilen ampirik bağıntılar yaygın olarak kullanılmaktadır. Annand'ın (1963) önerdiği, motor silindirinde gerçekleşen ısı transferinin hesaplanmasında yararlanılan bağıntı aşağıdaki gibi verilmektedir:

$$q''(W/m^2) = a_1 \cdot \frac{k}{D} \cdot Re^{0.7} \cdot (T_g - T_w) + a_2 \cdot \sigma \cdot (T_g^4 - T_w^4) \quad (19)$$

Burada D (m) silindir çapı, k (kJ/msK) ısı iletkenlik katsayısı, Re Reynold sayısı, T_w (K) duvar sıcaklığı, T_g (K) ise ağırlık ortalamalı silindir sıcaklığı (bulk sıcaklığı) ve $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} W/(m^2 K^4)$ Stefan-Boltzmann sabitidir. a_1 bir sabittir ve dolgu yoğunluğuna bağlı olarak 350 ile 800 arasında değer almaktadır. Önerilen a_2 ışıyım katsayısının dizel yakıtının yanması için 0.58 şeklinde alınması önerilmektedir.

Isı transferi hesabı için diğer bir popüler bağıntı Woschni (1968) bağıntısıdır. Bu çalışmada Woschni'nin (1968) önerdiği bağıntı kullanılmıştır. Bağıntı direkt püskürtmeli bir dizel motorunun her çevriminde bir ısı dengesi analizi kullanılarak geliştirilmiştir ve burada yanma nedeniyle artan gaz hızını hesaba katmak için değişken bir karakteristik gaz hızı kullanılmaktadır. Woschni bağıntısındaki karakteristik gaz hızı, emme, sıkıştırma ve egzoz işlemlerinde ortalama piston hızıyla orantılıdır. Yanma ve genişleme işlemlerinde ise, supaplar kapalıyken, yanma işlemiyle gazın hızlandığının varsayıldığı, bu nedenle karakteristik gaz hızının hem piston hızına hem de yanma basıncının artmasına bağlı olduğu varsayılabilir. Böylece ısı transferi için,

$$h_g = 3.26 \cdot P^{0.8} \cdot U^{0.8} \cdot D^{-0.2} \cdot T^{-0.55} \quad (20)$$

$$q''(W/m^2) = h_g \cdot T_{sil} \quad (21)$$

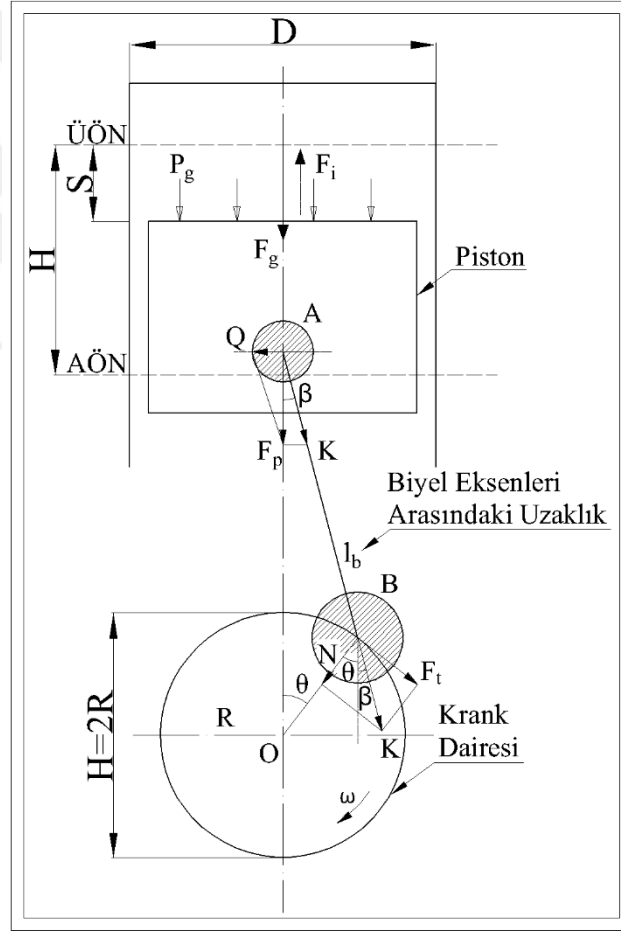
ampirik bağıntısı önerilmektedir. Burada: h_g ($W/m^2 K$) ortalama ısı transfer katsayısını, D (m) silindir çapını, P (MPa) ortalama silindir basıncını, T (K) ortalama silindir sıcaklığını, U (m/s) karakteristik gaz hızını göstermektedir ve U karakteristik gaz hızı aşağıdaki ampirik bağıntı kullanılarak hesaplanabilir.

$$U = 2.28 \cdot U_p + 0.00324 \cdot T_1 \cdot \frac{V_h}{V_1} \cdot \frac{P - P_m}{P_1} \quad (22)$$

Burada: U_p (m/s) ortalama piston hızını, T_1 (K) emme supabı kapalıyken silindir içindeki dolgunun sıcaklığını, V_1 (m^3) emme supabı kapalıyken silindir hacmini, P_1 (kPa) emme supabı kapalıyken silindir içindeki dolgunun basıncını, V_h (m^3) strok hacmini, P_m (kPa) motor silindiri içerisinde yanma olmadığı durumdaki dolgunun basıncını göstermektedir.

Yanma odası yüzey alanının ve (21) bağıntısındaki T_{sil} sıcaklığının belirlenmesi için aşağıdaki bağıntılar kullanılabilir.

Yanma odasının yüzey alanı üç bölüme ayırabilir. Bunlar: silindir kapağı alanı, piston tablası yüzey alanı ve yanma odası duvarının alanıdır. Silindir kapağı ve piston tablasının yüzey alanları sabittir, ancak yanma odasının alanı piston konumuna bağlı olarak değişmektedir. Herhangi bir motor silindiri için piston-biyel-krank mili mekanizmasının şematik şekli Şekil 3'te gösterilmiştir. Şekil 3'te D silindir çapını, l_b biyel eksenleri arasındaki uzaklığı, R krank yarıçapını, H strok uzunluğunu ve θ krank açısını göstermektedir.



Şekil 3. Dört zamanlı bir motorun piston-biyel-krank mili mekanizmasının şematik gösterimi (Durgun, 2022)

Yanma odasının yüzey alanı yaklaşık olarak:

$$A_s = \frac{\pi \cdot D^2}{2} + \frac{4 \cdot V(\theta)}{D} \quad (23)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, $V(\theta)$ anlık silindir hacmidir ve aşağıdaki eşitlikten belirlenebilir (Ferguson & Kirkpatrick, 2015).

$$V(\theta) = V_c \cdot \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[(1 - \cos \theta) + \frac{1}{\varepsilon_l} \cdot [1 - (1 - \varepsilon_l^2 \cdot \sin^2 \theta)^{1/2}] \right] \right\} \quad (24)$$

$$\varepsilon_l = \frac{H}{2 \cdot L_b} \quad (25)$$

Her bölge için karakteristik bir sıcaklık alınmaktadır. Isı transfer hesaplamaları için kullanılan karakteristik ortalama silindir sıcaklığı (26) numaralı bağıntıdan hesaplanabilir:

$$T_{sil} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot c_{v,i} \cdot T_i}{\sum_{i=1}^n m_i \cdot c_{v,i}} \quad (26)$$

Burada n silindir içerisindeki toplam bölge sayısını, m_i , $c_{v,i}$ ve T_i sırasıyla i . bölgenin gazların kütesini, sabit hacimdeki özgül ısısını ve sıcaklığını göstermektedir.

(19) ve (21) numaralı bağıntılar silindirin iç yüzeyinde toplam ısı transferini ifade etmektedir. Sunulan çalışmada, yanma bölgelere ayrılacağından, her bir bölgeden silindir yüzeylerine olan ısı transferi değerlerinin hesaplanması gerekmektedir. Bölgelerin hacimleri için yazılan bağıntılarda, her bir bölgenin ısı transferi değeri de göz önüne alınmıştır. Toplam ısı değişim; daha sonra bölgelerin kütle, sıcaklık ve özgül ısı değerlerine bağlı olarak aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır:

$$dQ_i = dQ_{sil} \cdot \frac{m_i \cdot T_i \cdot c_{v,i}}{\sum_{i=1}^n m_i \cdot T_i \cdot c_{v,i}} \quad (27)$$

(27) bağıntısından hesaplanan ısı transferi (kJ/s) birimindedir. Motor çevrimi hesaplarında söz konusu değerin (kJ/rad) boyutunda olması gerekmektedir. Bu nedenle dQ_i değeri motorun ω açısal hızına bölünerek (kJ/rad) boyutunda elde edilmiştir. Burada

$c_{v,i} = c_{p,i} - R_i$ 'dir. Sunulan çalışmada, tek tek bölgeler arasında ısı transferi olmadığı varsayılmıştır.

Termodinamik özellikler; örneğin R_i, u_i, h_i ve onların basınca sıcaklığa ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri yani $\frac{\partial R_i}{\partial P}, \frac{\partial R_i}{\partial T_i}, \frac{\partial R_i}{\partial \phi_i}, \frac{\partial u_i}{\partial P}, \frac{\partial u_i}{\partial T_i}, \frac{\partial u_i}{\partial \phi_i}$ değerleri bölgenin durumuna bağlı olarak yanmamış karışım için düşük sıcaklıktaki karışımın termodinamik özellik alt programlarından ve yanmış karışım için yüksek sıcaklıktaki karışımın termodinamik özellik alt programlarından elde edilmektedir.

Burada her bir bölgenin m_i anlık toplam kütlesi, $\dot{m}_{i,gir}$ bölgeye giren, $\dot{m}_{i,çık}$ bölgeden çıkan, kütlelerin anlık değişimleri, geliştirilen diferansiyel denklem takımını çözmek için gereklidir. Ayrıca, yukarıdaki denklem takımını çözmek için her bir ayrık bölgeye giren kütle için $h_{i,gir}$ özgül entalpisi, bölgeden çıkan kütle için $h_{i,çık}$ özgül entalpisi değerleri de uygun şekilde hesaplanmalıdır. Anlık toplam kütlenin, anlık kütle aktarım oranının ve bir bölgedeki anlık içeriğin fiziksel bileşiminin yanı sıra bir bölgeye giren veya çıkan içeriğin bileşiminin belirlenmesi için ayrıca bir alt program geliştirilmiştir. Belirli bir bölgeden giren veya çıkan kütlenin fiziksel bileşimine bağlı olarak, gerektiğinde özgül entalpi değerleri, düşük sıcaklıktaki yanmamış karışım ve yüksek sıcaklıktaki yanma ürünleri için özellik alt programlarından elde edilmektedir.

Kütle hesaplamaları için geliştirilen alt program, silindir duvar etkilerini içeren geçici bir püskürtme şeklinde adlandırılan bir matematiksel modele dayanmaktadır ve Bölüm 2.4'de ayrıntılı bir şekilde anlatılacaktır (Ottikkutti, 1989; Şahin, 2002).

2.3. Motor Silindiri İçindeki Gazların Termodinamik Özelliklerinin Hesabı

2.3.1. Düşük Sıcaklıklardaki Gaz Karışımının Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Sunulan çalışmada çevrim boyunca silindir hacmi birden fazla bölgelere ayrılmaktadır ve bu bölgelerin bir kısmında doğal olarak yanma yoktur. Söz konusu bu bölgelerde yanma ve dolayısı ile herhangi bir reaksiyon olmadığından birincil yakıt (dizel yakıtı) veya ikincil yakıt (doğal gaz)-hava karışımının termodinamik özellikleri bilinen termodinamik bağıntılarından yararlanarak kolayca belirlenebilir. Burada hesaplar 1 mol yakıt başına yapılmıştır ve hidrokarbon yakıtın kapalı formülü $C_a H_b O_c N_d$ şeklinde

alınmıştır. Böylece, a_s/ϕ mol hava için 1 mol kadar yakıt kullanılmaktadır. a_s stokiyometrik molar hava-yakıt oranı, ϕ ekivalans oranı ve F_{st} stokiyometrik yakıt-hava kütle oranı için;

$$C_a H_b O_c N_d + \frac{a_s}{\phi} (O_2 + 3.76 N_2) \rightarrow n_1 CO_2 + n_2 H_2O + n_3 N_2 + n_4 O_2 + n_5 CO + n_6 H_2 \quad (28)$$

$$a_s = a + b/4 - c/2 \quad (29)$$

$$\phi = F/F_{st} \quad (30)$$

bağıntıları yazılabilir (Ferguson & Kirkpatrick, 2015). Burada F gerçek yakıt-hava kütle oranıdır. Düşük sıcaklıktaki yanmamış karışımın termodinamik özellikleri için aşağıdaki bağıntılar kullanılmaktadır.

$$R_k = \frac{R_u}{M_{w,k}} \quad (31)$$

$$h_k = \sum_{i=1}^2 y_i \cdot h_i + y_y \cdot h_y \quad (32)$$

$$c_{p,k} = \sum_{i=1}^2 y_i \cdot c_{p,i} + c_{p,y} \cdot y_y \quad (33)$$

$$s_k = \sum_{i=1}^2 [y_i \cdot (s_i - \ln y_i)] + [y_y \cdot (s_y - \ln y_y)] \quad (34)$$

$$M_{w,k} = \sum_{i=1}^2 y_i \cdot M_{w,i} + M_{w,y} \cdot y_y \quad (35)$$

Burada R_u üniversal gaz sabitidir ($R_u = 8.3143 \text{ kJ/kmolK}$), $M_{w,h}$ havanın molekül kütesidir ($M_{w,h} = 28.85 \text{ kg/kmol}$) ve $M_{w,y}$ dizel yakıtının molekül kütesini göstermektedir.

$$y_y = \frac{1}{\left(1 + \frac{a_s}{\phi} \cdot 4.76\right)} \quad (36)$$

$$y_1 = y_{O_2} = \frac{a_s}{\phi} \cdot y_y \quad (37)$$

$$y_2 = y_{N_2} = \frac{a_s}{\phi} \cdot 3.76 \cdot y_y \quad (38)$$

Karışımdaki her bir bileşenin entalpi, entropi ve sabit basınçtaki özgül ısı gibi termodinamik özelliklerini pratik olarak hesaplamak amacıyla, termokimyasal tablolara eğri uydurularak elde edilmiş fonksiyonlardan yararlanılmıştır. Bu fonksiyonlardan bazıları aşağıda sunulmuştur.

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 + a_5 \cdot T^4 \quad (39)$$

$$\frac{h}{R \cdot T} = a_1 + \frac{a_2}{2} \cdot T + \frac{a_3}{3} \cdot T^2 + \frac{a_4}{4} \cdot T^3 + \frac{a_5}{5} \cdot T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (40)$$

$$\frac{s}{R} = a_1 \cdot \ln T + a_2 \cdot T + \frac{a_3}{2} \cdot T^2 + \frac{a_4}{3} \cdot T^3 + \frac{a_5}{4} \cdot T^4 + a_7 \quad (41)$$

Yukarıdaki bağıntılarda yer alan a_i katsayılarının sayısal değerleri karbondioksit (CO_2), su buharı (H_2O), azot (N_2), oksijen (O_2) ve diğer düşük sıcaklıktaki yanma ürünleri için Tablo 1’de verilmiştir. Yakıtın termodinamik özelliklerini belirlemek için ise aşağıdaki fonksiyonlar kullanılmıştır. Söz konusu fonksiyonlardaki $a_0 - e_0$ katsayıları farklı türdeki yakıtlar için Tablo 2’de verilmiştir.

$$\frac{c_p}{R} = a_0 + b_0 \cdot T + c_0 \cdot T^2 \quad (42)$$

$$\frac{h}{R \cdot T} = a_0 + \frac{b_0}{2} \cdot T + \frac{c_0}{3} \cdot T^2 + \frac{d_0}{T} \quad (43)$$

$$\frac{s}{R} = a_0 \cdot \ln T + b_0 \cdot T + \frac{c_0}{2} \cdot T^2 + e_0 \quad (44)$$

Tablo 1. Düşük sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesabı için gerekli katsayılar ($300 \leq T \leq 1000$ K) (Gordon, 1976)

Ürünler	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
CO ₂	$0.24007797 \cdot 10^1$	$0.87350957 \cdot 10^{-2}$	$-0.66070878 \cdot 10^{-5}$	$0.20021861 \cdot 10^{-8}$	$0.63274039 \cdot 10^{-15}$	$-0.48377527 \cdot 10^5$	$0.96951457 \cdot 10^1$
H ₂ O	$0.40701275 \cdot 10^1$	$-0.11084499 \cdot 10^{-2}$	$0.41521180 \cdot 10^{-5}$	$-0.29637404 \cdot 10^{-8}$	$0.80702103 \cdot 10^{-12}$	$-0.30279722 \cdot 10^5$	-0.32270046
N ₂	$0.36748261 \cdot 10^1$	$-0.12081500 \cdot 10^{-2}$	$0.23240102 \cdot 10^{-5}$	$-0.63217559 \cdot 10^{-9}$	$-0.22577253 \cdot 10^{-12}$	$-0.10611588 \cdot 10^4$	$0.23580424 \cdot 10^1$
O ₂	$0.36255985 \cdot 10^1$	$-0.18782184 \cdot 10^{-2}$	$0.70554544 \cdot 10^{-5}$	$-0.67635137 \cdot 10^{-8}$	$0.21555993 \cdot 10^{-11}$	$-0.10475226 \cdot 10^4$	$0.43052778 \cdot 10^1$
CO	$0.37100928 \cdot 10^1$	$-0.16190964 \cdot 10^{-2}$	$0.36923594 \cdot 10^{-5}$	$-0.20319674 \cdot 10^{-8}$	$0.23953344 \cdot 10^{-12}$	$-0.14356310 \cdot 10^5$	$0.2955535 \cdot 10^1$
H ₂	$0.30574451 \cdot 10^1$	$0.26765200 \cdot 10^{-2}$	$-0.58099162 \cdot 10^{-5}$	$0.55210391 \cdot 10^{-8}$	$-0.18122739 \cdot 10^{-11}$	$-0.98890474 \cdot 10^3$	$-0.22997056 \cdot 10^1$
H	$0.25000000 \cdot 10^1$	0	0	0	0	$0.25471627 \cdot 10^5$	-0.46011762
O	$0.29464287 \cdot 10^1$	$-0.16381665 \cdot 10^{-2}$	$0.24210316 \cdot 10^{-5}$	$-0.16028432 \cdot 10^{-8}$	$0.38906964 \cdot 10^{-12}$	$0.29147644 \cdot 10^5$	$0.29639949 \cdot 10^1$
OH	$0.38375943 \cdot 10^1$	$-0.10778858 \cdot 10^{-2}$	$0.96830378 \cdot 10^{-6}$	$0.18713972 \cdot 10^{-9}$	$-0.22571094 \cdot 10^{-12}$	$0.36412823 \cdot 10^4$	0.49370009
NO	$0.40459521 \cdot 10^1$	$-0.34181783 \cdot 10^{-2}$	$0.79819190 \cdot 10^{-5}$	$-0.61139316 \cdot 10^{-8}$	$0.15919076 \cdot 10^{-11}$	$0.97453934 \cdot 10^4$	$0.29974988 \cdot 10^1$

Tablo 2. Bazı yakıtların termodinamik özelliklerini hesaplanmasında kullanılan polinom yaklaşım katsayıları ($300 \leq T \leq 1000$ K) (Ferguson & Kirkpatrick, 2015; Fagundez vd., 2019)

Yakıt	Formül	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
Doğal Gaz (Metan)	CH_4	1.971324	$7.871586 \cdot 10^{-3}$	$-1.048592 \cdot 10^{-6}$	0	0	$-9.930422 \cdot 10^{-3}$	8.873728
Benzin	C_7H_{17}	4.0652	$6.0977 \cdot 10^{-2}$	$-1.8801 \cdot 10^{-5}$	0	0	$-3.5880 \cdot 10^4$	$1.545 \cdot 10^1$
Dizel	$\text{C}_{14.4}\text{H}_{24.9}$	7.9710	$1.1954 \cdot 10^{-1}$	$-3.6858 \cdot 10^{-5}$	0	0	$-1.9385 \cdot 10^4$	-1.7879
Metanol	CH_3OH	1.779819	$1.262503 \cdot 10^{-2}$	$-3.624890 \cdot 10^{-6}$	0	0	$-2.525420 \cdot 10^4$	$1.50884 \cdot 10^1$
Nitrometan	CH_3NO_2	1.412633	$2.087101 \cdot 10^{-2}$	$-8.142134 \cdot 10^{-6}$	0	0	$-1.026351 \cdot 10^4$	$1.917126 \cdot 10^1$
n-Bütanol	$\text{C}_4\text{H}_9\text{OH}$	2.62	$4.14 \cdot 10^{-2}$	$-1.70 \cdot 10^{-5}$	$2.42 \cdot 10^{-9}$	$-7.04 \cdot 10^{-4}$	$-3.62 \cdot 10^4$	$1.70 \cdot 10^1$

Verilen P, T ve ϕ değerleri için karışımdaki hava ve yakıtın mol oranları ile karışım içindeki bileşenler ve yakıt için (40) ve (43) fonksiyonlarından elde edilen $h/R \cdot T$ değerleri kullanılarak karışımın entalpisi:

$$h_k = R_k \cdot T \cdot \left[\sum_{i=1}^2 y_i \cdot \left(\frac{h}{R \cdot T} \right)_i + y_y \cdot \left(\frac{h}{R \cdot T} \right)_y \right] \quad (45)$$

bağıntısından belirlenebilir. Karışımın sabit basınçtaki özgül ısısı, karışımdaki hava ve yakıtın mol oranları ile karışım içindeki bileşenler ve yakıt için (39), (42) fonksiyonlarından hesaplanan c_p/R değerlerini kullanarak (33) bağıntısının T 'ye göre kısmi türevi alınarak elde edilen:

$$c_{p,k} = \frac{\partial h_k}{\partial T} = R_k \cdot \left[\sum_{i=1}^2 y_i \cdot \left(\frac{c_p}{R} \right)_i + y_y \cdot \left(\frac{c_p}{R} \right)_y \right] \quad (46)$$

bağıntısından belirlenebilir. Karışımın iç enerjisi ve iç enerjinin sıcaklığa göre kısmi türevi:

$$u_k = h_k - R_k \cdot T \quad (47)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial T} = \frac{\partial h_k}{\partial T} - \frac{\partial R_k}{\partial T} \cdot T - R_k \quad (48)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada $\partial R_k / \partial T$ türevi sıfır alınarak (48) bağıntısı aşağıdaki gibi yeniden yazılabilir.

$$\frac{\partial u_k}{\partial T} = \frac{\partial h_k}{\partial T} - R_k \quad (49)$$

Karışımın yoğunluğu ideal gaz denkleminde;

$$\rho_k = \frac{P}{R_k \cdot T} \quad (50)$$

bağıntısından bulunabilir. Yoğunluğun sıcaklığa ve basınca göre kısmi türevleri, ideal gaz denkleminin P ve T 'ye göre kısmi türevleri alınarak düzenlenen aşağıdaki bağlantılardan hesaplanabilir.

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial T} = -\frac{P}{R_k \cdot T^2} \quad (51)$$

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial P} = \frac{1}{R_k \cdot T} \quad (52)$$

Karışımın entalpi ve iç enerjisinin ϕ 'ye göre kısmi türevlerini belirlemek için aşağıdaki bağlantılar kullanılmıştır.

$$\frac{\partial y_1}{\partial \phi} = \frac{\partial y_{O_2}}{\partial \phi} = -\frac{a_s}{\phi^2} \cdot y_y \quad (53)$$

$$\frac{\partial y_2}{\partial \phi} = \frac{\partial y_{N_2}}{\partial \phi} = -\frac{a_s}{\phi^2} \cdot 3.76 \cdot y_y \quad (54)$$

$$\frac{\partial y_y}{\partial \phi} = \frac{\frac{a_s}{\phi^2} \cdot 4.76}{\left(1 + \frac{a_s}{\phi} \cdot 4.76\right)^2} \quad (55)$$

$$\frac{\partial M_{w,k}}{\partial \phi} = M_F = \sum_{i=1}^2 (M_{w,i}) \cdot \frac{\partial y_i}{\partial \phi} + (M_{w,y}) \cdot \frac{\partial y_y}{\partial \phi} \quad (56)$$

$$\frac{\partial R_k}{\partial \phi} = -\frac{R_k \cdot M_F}{M_{w,k}} \quad (57)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial h_k}{\partial \phi} = R_k \cdot T \cdot & \left\{ \left[\sum_{i=1}^2 \left(\frac{\partial y_i}{\partial \phi} \right) \cdot \left(\frac{h}{R T} \right)_i + \left(\frac{\partial y_y}{\partial \phi} \right) \cdot \left(\frac{h}{R T} \right)_y \right] \right. \\ & \left. - \frac{M_F}{M_{w,k}} \left[\sum_{i=1}^2 y_i \cdot \left(\frac{h}{R T} \right)_i + y_y \cdot \left(\frac{h}{R T} \right)_y \right] \right\} \end{aligned} \quad (58)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial \phi} = \frac{\partial h_k}{\partial \phi} - \frac{\partial R_k}{\partial \phi} \cdot T \quad (59)$$

Yukarıdaki bağıntılarda P (kPa), T (K), ρ_k (kg/m³), h_k (kJ/kg), $c_{p,k}$ (kJ/kgK), u_k (kJ/kg), R_k (kJ/kgK), $\partial \rho_k / \partial T$ (kg/m³K), $\partial h_k / \partial T$ (kJ/kgK), $\partial u_k / \partial T$ (kJ/kgK), $\partial R_k / \partial \phi$ (kJ/kgK), $\partial h_k / \partial \phi$ (kJ/kg), $\partial u_k / \partial \phi$ (kJ/kg) ve $\partial \rho_k / \partial P$ (kg/m³kPa) birimlerinde alınmıştır.

Dizel motorlarında, sıkıştırma işleminde hava ve bir önceki çevrimden kalan artık egzoz gazlarının karışımı sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemini izleyen yanma öncesi tutuşma gecikmesi süresince ise püskürtülen yakıt ile hava ve bir önceki çevrimden kalan artık egzoz gazları karışımı sıkıştırılır. Burada, sunulan çalışmada, bir önceki çevrimden kalan artık egzoz gazları göz ardı edilmiştir ve sıkıştırma işleminde yalnızca havanın sıkıştırıldığı, tutuşma gecikmesi sürecinde ise havanın ve püskürtülen dizel yakıtın sıkıştırıldığı varsayılmıştır. Bu durumda yakıt ve hava (yakıt-hava) karışımının termodinamik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir.

Sunulan çalışmada, tutuşma gecikmesi sonrasında silindir içerisinde; püskürtülen dizel yakıtının oluşturduğu yakıtça zengin C bölgesinin ve söz konusu bölgenin dışında kalan ve bu bölgeyi çevreleyen yakıtça çok fakir yakıt hava karışımından oluşan A bölgesinin bulunduğu düşünülmüştür. Yakıt demetindeki yakıtça zengin C bölgesinin sıcaklığı genellikle 1000 K'den düşüktür ve bu bölge, yakıtça zengin yakıt ve hava karışımından oluşmaktadır. İlgili yakıt hava karışımının ekivalans oranı yanabilme sınırları dışında olduğundan bu bölgede yanma olmadığı varsayılabilir ve söz konusu bölgedeki karışımın termodinamik özellikleri düşük sıcaklıktaki termodinamik bağıntılar kullanılarak hesaplanabilir. İlgili bölgelerin termodinamik özellik bağıntılarındaki katsayılar için Tablo 1 ve Tablo 2'deki değerler kullanılmıştır. Yakıt demetini çevreleyen yakıtça fakir A bölgesindeki karışımın termodinamik özelliklerinin hesabı ise bölge sıcaklıkları kontrol edilerek yapılmıştır. A bölgesindeki karışımın sıcaklığı 1000 K'den düşük ise Tablo 1'deki katsayılar, 1000 K'den yüksek ise Tablo 4'teki katsayılar kullanılarak bölgedeki karışımın termodinamik özellikleri belirlenmiştir.

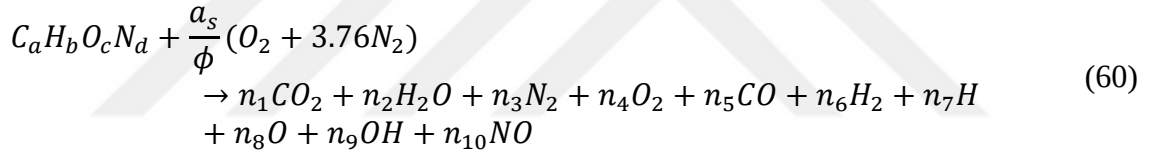
2.3.2. Yüksek Sıcaklıklardaki Yanma Ürünlerinin Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Sunulan çalışmada püskürtülen yakıt demeti bölgelere ayrıldığında yanma sınırları içerisinde kalan bölgelerde yanma gerçekleşeceği için yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin yapısı, termodinamik özellikleri ve bu özelliklerin sıcaklık, basınç ve ekivalans

oranına göre türevleri Olikara & Borman (1975) tarafından uygulanan denge sabit yönteminden yararlanarak yanma ürünlerinin özellikleri için sayısal bir çözüm yöntemi kullanılmıştır. Aslında denge sabitlerin kullanımı gaz karışımının Gibbs serbest enerjisinin minimum olması ilkesine dayalıdır. Ancak hesaba katılan yanma ürünleri sayısı görece az olduğundan Lagrange çarpanı yaklaşımı yerine, oluşturulan denklem takımı daha basit bir yöntem olan Newton-Raphson yöntemi ile kolayca çözülmüştür (Ferguson & Kirkpatrick, 2015).

Verilen herhangi bir basınç, sıcaklık ve ekivalans oranı için önce yanma ürünlerinin mol oranları, daha sonra da mol oranlarının sıcaklık, basınç ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri, termodinamik özellikler ve bunların sıcaklık, basınç ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri belirlenmiştir.

Kapalı formülü $C_a H_b O_c N_d$ olan bir hidrokarbon yakıtın ϕ ekivalans oranı altında yanması durumunda yanma denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir (Durgun, 2011; Ferguson & Kirkpatrick, 2015).



Burada $n_1, \dots, n_{10}$ yanma ürünlerinin mol sayılarıdır. Yanma ürünlerinin mol oranlarını belirlemek amacı ile önce; karbon, hidrojen, oksijen ve azot elementleri için atom dengeleri yazılır.

$$\begin{aligned} C: \quad a &= (y_1 + y_5) \cdot N \\ H: \quad b &= (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9) \cdot N \\ O: \quad c + 2 \cdot a_s/\phi &= (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10}) \cdot N \\ N: \quad d + 7.52 \cdot a_s/\phi &= (2y_3 + y_{10}) \cdot N \end{aligned} \quad (61)$$

Burada N toplam mol sayısıdır. Ayrıca yanma ürünlerinin mol oranlarının toplamı 1'e eşit olmalıdır, yani;

$$\sum_{i=1}^{10} y_i = 1 \quad (62)$$

koşulu sağlanmalıdır. Bu denklemlerden, aşağıdaki gibi 3 sabit tanımlanabilir.

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{b}{a} \\ d_2 &= \frac{c}{a} + 2 \cdot \frac{a_s}{\phi \cdot a} \\ d_3 &= \frac{d}{a} + \frac{7.52 \cdot a_s}{\phi \cdot a} \end{aligned} \quad (63)$$

Bu sabitler atom denge denklemleri içerisinde yerine yazılıp ve bazı düzenlemeler yapılsa karşımıza aşağıdaki gibi 10 bilinmeyenli 4 adet denklem takımı çıkmaktadır.

$$\begin{aligned} 2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9 - d_1 \cdot y_1 - d_1 \cdot y_5 &= 0 \\ 2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10} - d_2 \cdot y_1 - d_2 \cdot y_5 &= 0 \\ 2y_3 + y_{10} - d_3 \cdot y_1 - d_3 \cdot y_5 &= 0 \\ \sum_{i=1}^{10} y_i &= 1 \end{aligned} \quad (64)$$

Bilinmeyen mol oranlarının hesabı için gerekli ek 6 denklem, parçalanma reaksiyonlarının denge katsayıları göz önüne alınarak elde edilebilir. Parçalanma reaksiyonları ve bu reaksiyonlar için denge katsayıları bağıntıları aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} H_2 &\rightleftharpoons H \quad K_1 = \frac{y_7 \cdot P^{1/2}}{y_6^{1/2}} \\ \frac{1}{2} O_2 &\rightleftharpoons O \quad K_2 = \frac{y_8 \cdot P^{1/2}}{y_4^{1/2}} \\ \frac{1}{2} H_2 + \frac{1}{2} O_2 &\rightleftharpoons OH \quad K_3 = \frac{y_9}{y_4^{1/2} \cdot y_6^{1/2}} \\ \frac{1}{2} O_2 + \frac{1}{2} N_2 &\rightleftharpoons NO \quad K_4 = \frac{y_{10}}{y_4^{1/2} \cdot y_3^{1/2}} \\ H_2 + \frac{1}{2} O_2 &\rightleftharpoons H_2O \quad K_5 = \frac{y_2}{y_4^{1/2} \cdot y_6 \cdot P^{1/2}} \\ CO + \frac{1}{2} O_2 &\rightleftharpoons CO_2 \quad K_6 = \frac{y_1}{y_4^{1/2} \cdot y_5 \cdot P^{1/2}} \end{aligned} \quad (65)$$

Burada P basıncının birimi atmosferdir. Olikara & Borman (1975), $600 < T < 4000$ K sıcaklık aralığı için JANAF Tablo değerlerine $K_i(T)$ denge sabitlerine eğri uydurarak;

$$\log_{10} K_i(T) = A_i \cdot \ln(T/1000) + \frac{B_i}{T} + C_i + D_i \cdot T + E_i \cdot T^2 \quad (66)$$

şeklinde ampirik bağıntılar (polinomlar) elde etmişlerdir. Buradaki T (Kelvin) dir. K_i denge sabitleri için gerekli katsayılar Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. K denge katsayısının hesaplanmasında kullanılan A_i, B_i, C_i, D_i ve E_i katsayıları (Ferguson & Kirkpatrick, 2015)

K_i	A_i	B_i	C_i	D_i	E_i
K_1	0.432168	$-0.112464 \cdot 10^5$	$0.267269 \cdot 10^1$	$-0.745744 \cdot 10^{-4}$	$0.242484 \cdot 10^{-8}$
K_2	0.310805	$-0.129540 \cdot 10^5$	$0.321779 \cdot 10^1$	$-0.738336 \cdot 10^{-4}$	$0.344645 \cdot 10^{-8}$
K_3	-0.141784	$-0.213308 \cdot 10^4$	0.853461	$0.355015 \cdot 10^{-4}$	$-0.310227 \cdot 10^{-8}$
K_4	$0.150879 \cdot 10^{-1}$	$-0.470959 \cdot 10^4$	0.646096	$0.272805 \cdot 10^{-5}$	$-0.154444 \cdot 10^{-8}$
K_5	-0.752364	$0.124210 \cdot 10^5$	$-0.260286 \cdot 10^1$	$0.259556 \cdot 10^{-3}$	$-0.162687 \cdot 10^{-7}$
K_6	$-0.415302 \cdot 10^{-2}$	$0.148627 \cdot 10^5$	$-0.475746 \cdot 10^1$	$0.124699 \cdot 10^{-3}$	$-0.900227 \cdot 10^{-8}$

Böylelikle verilen basınç P , sıcaklık T ve ekivalans oranı ϕ için, 10 adet bilinmeyen mol oranlarının belirlenmesinde 10 denklemlilik bir nonlineer denklem takımı elde edilmiştir. Bu denklem takımını çözmek için bütün maddelerin mol oranları N_2, O_2, CO ve H_2 'nin mol oranları olan y_3, y_4, y_5 ve y_6 'ya bağlı olarak yeniden düzenlenirse;

$$y_7 = c_1 \cdot y_6^{1/2}; \quad c_1 = K_1/P^{1/2} \quad (67)$$

$$y_8 = c_2 \cdot y_4^{1/2}; \quad c_2 = K_2/P^{1/2} \quad (68)$$

$$y_9 = c_3 \cdot y_4^{1/2} \cdot y_6^{1/2}; \quad c_3 = K_3 \quad (69)$$

$$y_{10} = c_4 \cdot y_4^{1/2} \cdot y_3^{1/2}; \quad c_4 = K_4 \quad (70)$$

$$y_2 = c_5 \cdot y_4^{1/2} \cdot y_6; \quad c_5 = K_5 \cdot P^{1/2} \quad (71)$$

$$y_1 = c_6 \cdot y_4^{1/2} \cdot y_5; \quad c_6 = K_6 \cdot P^{1/2} \quad (72)$$

bağıntıları elde edilir. Bu durumda y_3, y_4, y_5 ve y_6 bilinmeyenleri (64) denkleminde yararlanarak bulunur ve (67), (68), (69), (70), (71) ve (72) nonlinear bağıntıları Newton-Raphson yöntemiyle bir arada çözümlerse tüm yanma ürünlerinin mol oranları belirlenmiş olur. Bu yöntemle, yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin mol oranları belirlendikten sonra, bu ürünlerin sıcaklık, basınç ve ekivalans oranlarına göre kısmi türevleri de belirlenebilmektedir. Daha sonra, yanmış gaz karışımının termodinamik özellikleri ve bu özelliklerin sıcaklık, basınç ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri de aşağıdaki bağıntılar kullanılarak hesaplanabilir. $M_{w,k}$ yanmış gaz karışımının ortalama molekül kütlesi, R_k gaz sabiti ve ρ_k yanmış gaz karışımının yoğunluğu aşağıdaki bağıntılardan yararlanarak hesaplanmaktadır.

$$M_{w,k} = \sum_{i=1}^{10} y_i \cdot M_{w,i} \quad (73)$$

$$R_k = R_u / M_{w,k} \quad (74)$$

$$\rho_k = P / (R_k \cdot T) \quad (75)$$

Burada yanma ürünlerini oluşturan karışımdaki her bir bileşenin sabit basınçtaki özgül ısı, entalpi ve entropi gibi termodinamik özellikleri, termokimyasal tablolara eğri uydurularak elde edilmiş polinomlar kullanılarak hesaplanmıştır. Söz konusu polinomlar aşağıdaki yapıdadır.

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 + a_5 \cdot T^4 \quad (76)$$

$$\frac{h}{R \cdot T} = a_1 + \frac{a_2}{2} \cdot T + \frac{a_3}{3} \cdot T^2 + \frac{a_4}{4} \cdot T^3 + \frac{a_5}{5} \cdot T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (77)$$

$$\frac{s}{R} = a_1 \cdot \ln T + a_2 \cdot T + \frac{a_3}{2} \cdot T^2 + \frac{a_4}{3} \cdot T^3 + \frac{a_5}{4} \cdot T^4 + a_7 \quad (78)$$

Yüksek sıcaklıktaki yanma ürünleri için düzenlenen bu polinomlarda yer alan $(a_1, a_2, a_3, \dots)$ katsayıları Tablo 4'te sunulmuştur. Yanmış gaz karışımının; entalpisinin, iç enerjisinin ve diğer termodinamik özelliklerinin sıcaklığa, basınca ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri aşağıdaki bağıntılardan belirlenmiştir.

$$h_k = R_k \cdot T \cdot \sum_{i=1}^{10} y_i \cdot \left(\frac{h}{R \cdot T} \right)_i \quad (79)$$

$$u_k = h_k - R_k \cdot T \quad (80)$$

$$\frac{\partial(M_{w,k})}{\partial T} = M_T = \sum_{i=1}^{10} M_{w,i} \cdot \frac{\partial y_i}{\partial T} \quad (81)$$

$$\frac{\partial(M_{w,k})}{\partial P} = M_P = \sum_{i=1}^{10} M_{w,i} \cdot \frac{\partial y_i}{\partial P} \quad (82)$$

$$\frac{\partial(M_{w,k})}{\partial \phi} = M_F = \sum_{i=1}^{10} M_{w,i} \cdot \frac{\partial y_i}{\partial \phi} \quad (83)$$

$$\frac{\partial R_k}{\partial T} = -\frac{M_T \cdot R_u}{(M_{w,k})^2} = -\frac{M_T \cdot R_k}{M_{w,k}} \quad (84)$$

$$\frac{\partial R_k}{\partial P} = -\frac{M_P \cdot R_u}{(M_{w,k})^2} = -\frac{M_P \cdot R_k}{M_{w,k}} \quad (85)$$

$$\frac{\partial R_k}{\partial \phi} = -\frac{M_F \cdot R_u}{(M_{w,k})^2} = -\frac{M_F \cdot R_k}{M_{w,k}} \quad (86)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial h_k}{\partial T} = c_{p,k} = R_k \cdot \left[T \cdot \sum_{i=1}^{10} \left(\frac{\partial y_i}{\partial T} \right) \cdot \left(\frac{h}{R \cdot T} \right)_i + \sum_{i=1}^{10} y_i \cdot \left(\frac{c_p}{R} \right)_i \right] - \frac{M_T \cdot R_k \cdot T}{M_{w,k}} \\ \cdot \sum_{i=1}^{10} y_i \cdot \left(\frac{h}{R \cdot T} \right)_i \end{aligned} \quad (87)$$

$$\frac{\partial h_k}{\partial P} = R_k \cdot \left[T \cdot \sum_{i=1}^{10} \left(\frac{\partial y_i}{\partial P} \right) \cdot \left(\frac{h}{R \cdot T} \right)_i - \frac{M_P \cdot T}{M_{w,k}} \cdot \sum_{i=1}^{10} y_i \cdot \left(\frac{h}{R \cdot T} \right)_i \right] \quad (88)$$

$$\frac{\partial h_k}{\partial \phi} = R_k \cdot \left[T \cdot \sum_{i=1}^{10} \left(\frac{\partial y_i}{\partial \phi} \right) \cdot \left(\frac{h}{R \cdot T} \right)_i - \frac{M_F \cdot T}{M_{w,k}} \cdot \sum_{i=1}^{10} y_i \cdot \left(\frac{h}{R \cdot T} \right)_i \right] \quad (89)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial T} = \frac{\partial h_k}{\partial T} - \frac{\partial R_k}{\partial T} \cdot T - R_k \quad (90)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial P} = \frac{\partial h_k}{\partial P} - \frac{\partial R_k}{\partial P} \cdot T \quad (91)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial \phi} = \frac{\partial h_k}{\partial \phi} - \frac{\partial R_k}{\partial \phi} \cdot T \quad (92)$$

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial T} = \frac{P}{R_u \cdot T} \cdot \left[M_T - \frac{M_{w,k}}{T} \right] \quad (93)$$

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial P} = \frac{1}{R_u \cdot T} \cdot [M_{w,k} + P \cdot M_P] \quad (94)$$

Bu formüllerdeki $\partial y_i / \partial T$, $\partial y_i / \partial P$ ve $\partial y_i / \partial \phi$ 'lerin değerleri Olikara & Borman (1975) ve Ferguson & Kirkpatrick (2015) kaynaklarından alınan bağıntılardan yararlanılarak hesaplanmıştır. Ayrıca yukarıdaki bağıntılarda P (kPa), T (K), ρ_k (kg/m³), h_k (kJ/kg), R_k (kJ/kgK), $\partial h_k / \partial T$ (kJ/kgK), $\partial h_k / \partial P$ (kJ/kgkPa), $\partial h_k / \partial \phi$ (kJ/kg), $\partial \rho_k / \partial T$ (kg/m³K) ve $\partial \rho_k / \partial P$ (kg/m³kPa) birimlerindedir.

Tablo 4. Yüksek sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesaplandığı polinomlardaki katsayılar ($1000 \leq T \leq 3000$ K)
(Gordon, 1976)

Ürünler	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
CO ₂	$0.446080 \cdot 10^1$	$0.309817 \cdot 10^{-2}$	$-0.123925 \cdot 10^{-5}$	$0.227413 \cdot 10^{-9}$	$-0.155259 \cdot 10^{-13}$	$-0.489614 \cdot 10^5$	-0.986359
H ₂ O	$0.271676 \cdot 10^1$	$0.294513 \cdot 10^{-2}$	$-0.802243 \cdot 10^{-6}$	$0.102266 \cdot 10^{-9}$	$-0.484721 \cdot 10^{-14}$	$-0.299058 \cdot 10^5$	$0.663056 \cdot 10^1$
N ₂	$0.289631 \cdot 10^1$	$0.151548 \cdot 10^{-2}$	$-0.572352 \cdot 10^{-6}$	$0.998073 \cdot 10^{-10}$	$-0.652235 \cdot 10^{-14}$	$-0.905861 \cdot 10^3$	$0.616151 \cdot 10^1$
O ₂	$0.362195 \cdot 10^1$	$0.736182 \cdot 10^{-3}$	$-0.196522 \cdot 10^{-6}$	$0.362015 \cdot 10^{-10}$	$-0.289456 \cdot 10^{-14}$	$-0.120198 \cdot 10^4$	$0.361509 \cdot 10^1$
CO	$0.298406 \cdot 10^1$	$0.148913 \cdot 10^{-2}$	$-0.578996 \cdot 10^{-6}$	$0.103645 \cdot 10^{-9}$	$-0.693535 \cdot 10^{-14}$	$-0.142452 \cdot 10^5$	$0.634791 \cdot 10^1$
H ₂	$0.310019 \cdot 10^1$	$0.511194 \cdot 10^{-3}$	$0.526442 \cdot 10^{-7}$	$-0.349099 \cdot 10^{-10}$	$0.369453 \cdot 10^{-14}$	$-0.877380 \cdot 10^3$	$-0.196294 \cdot 10^1$
H	$0.25 \cdot 10^1$	0	0	0	0	$0.254716 \cdot 10^5$	-0.460117
O	$0.254205 \cdot 10^1$	$-0.275506 \cdot 10^{-4}$	$-0.310280 \cdot 10^{-8}$	$0.455106 \cdot 10^{-11}$	$-0.436805 \cdot 10^{-15}$	$0.292308 \cdot 10^5$	$0.492030 \cdot 10^1$
OH	$0.291064 \cdot 10^1$	$0.959316 \cdot 10^{-3}$	$-0.194417 \cdot 10^{-6}$	$0.137566 \cdot 10^{-10}$	$0.142245 \cdot 10^{-15}$	$0.393538 \cdot 10^4$	$0.544234 \cdot 10^1$
NO	$0.3189 \cdot 10^1$	$0.133822 \cdot 10^{-2}$	$-0.528993 \cdot 10^{-6}$	$0.959193 \cdot 10^{-10}$	$-0.648479 \cdot 10^{-14}$	$0.982832 \cdot 10^4$	$0.674581 \cdot 10^1$

2.4. Yakıt Demeti ile İlgili Hesaplar

2.4.1. Gaz Jeti Yaklaşımı

Dizel motorlarında yakıtın atomizasyonunun ve buharlaşmasının, yanma sürecinin verimliliği ve egzoz emisyon karakteristikleri üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu literatürden çok iyi bilinmektedir (Heywood, 1988). Dizel yakıtının bir gaz jeti şeklinde olabileceği varsayımı, yanma odasında daha homojen bir karışımın oluşmasını ve böylece daha verimli bir yanma sürecinin gerçekleşmesini sağlar. Bu varsayımın gerekçesi, çeşitli çalışmalara dayanarak aşağıdaki gibi açıklanabilir:

Yukarıda da belirtildiği gibi, sunulan çok bölgeli modelde, silindire püskürtülen dizel yakıt demetinin, türbülanslı bir gaz jeti oluşturduğu varsayılmıştır. Birçok araştırmacı, dizel yakıtının püskürtülmesi sırasında oluşan damlacıkların hızla buharlaşarak gaz fazına geçtiğini ve bu nedenle gaz jeti olarak alınabileceğini ileri sürmüştür (Hiroyasu & Arai, 1990). Bu varsayım, püskürtme ve buharlaşma süreçlerinin daha basit ve anlaşılır modellerle gösterilebilmesine olanak sağlamaktadır. Naber & Siebers (1996); dizel yakıtının püskürtme süreçleri boyunca yüksek basınç altındaki yakıtın atomize olmasının (parçalanmasının) ve hızlı buharlaşmasının, yakıtın gaz fazında yanmasını sağladığını ve bu nedenle gaz jeti varsayımının geçerli olduğunu belirtmişlerdir. Bu durum, yanma odasında daha homojen bir yakıt hava karışımının elde edilmesine ve dolayısıyla daha temiz ve verimli bir yanma sürecine katkı sağlamaktadır. Chigier (1979); yakıt demetinin yanması üzerine yapılan deneysel çalışmaları incelemiş ve bu tür bir alevin yapısının bir gaz difüzyon alevine benzediğini, her bir damlacığın etrafında alev bulunmadığını belirtmiştir. Tipik bir dizel yakıtı demetinin içerisindeki damlacıkların ortalama çapının yaklaşık 15 mikron olduğunu ve en büyük damlacıkların ise 70 mikron çapında olabileceğini vurgulamıştır. Böylece, yanma odasındaki havanın sıcaklığı, dizel yakıtının kritik buharlaşma sıcaklığına yaklaştığında ardından damlacıkların hızla buharlaştığını ve yakıt demetinin büyük bir bölümünün gaz formuna dönüştüğünü göstermiştir. Ayrıca dizel motorlarında mevcut olan yüksek basınç ve sıcaklık koşulları altında, yakıt demetindeki damlacıkların tamamen buharlaşarak meme nozul ucundan başlayarak 10 mm uzaklığa kadar gaz formuna geçtiğini belirtmiştir.

Sonuç olarak, dizel yakıtının gaz jeti olarak varsayılmasının böylece püskürtme ve buharlaşma süreçlerinin basitleştirilmesinin ve daha anlaşılır basit modellerle gösterilmesinin kabul edilebilir bir yaklaşım olduğu söylenebilir. Bu varsayım başlıca

literatürdeki hem deneysel hem de teorik çalışmalarda geniş bir kabul görmüştür. Bu nedenle, dizel motorlarının termodinamik esaslı modellerinde gaz jeti yaklaşımı yaygın olarak kullanılmaktadır.

2.4.2. Yakıt Demeti Geometrisi

Herhangi bir krank mili açısında yakıt demetini oluşturan bölgelerdeki toplam kütle miktarının, bölgelere giren ve bölgelerden çıkan kütle oranlarının hesaplanması yakıt demetindeki yakıt-hava dağılımının belirlenmesine bağlıdır. Yakıt demeti içindeki yakıt-hava dağılımını belirlemek için yakıt demetinin şeklinin bilinmesi gerekir. Sıkıştırılmış havanın içerisine püskürtülen yakıt akışı genellikle meme çıkışında konik bir yakıt demeti şeklinde gelişir. Yakıt demeti geometrisi için literatürde geçen başlıca bağıntılara ve bunlardan sunulan modelde kullanılanlara ilişkin açıklamalar aşağıda sunulmuştur.

Literatürde, girdapsız bir akışta yakıt demetinin ilerlemesini ve açısını hesaplamak için çeşitli ampirik bağıntılar bulunmaktadır. Hay & Jones (1972); demet yolu için önerilen 12 bağıntıyı, deneysel teknikler kullanarak, karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. İlgili bağıntıların tümünün temelinde olarak enjektör çapı, püskürtme basıncı ve silindir içindeki havanın yoğunluğu gibi üç ana parametreye bağlı olduğunu belirlemişlerdir. Bu üç ana parametreyi, gerçek Sulzer LVA 24 orta hızlı dizel motorundan elde edilen veriler için kullanmışlardır. Yapılan uygulamalar sonunda yazarlar Dent (1971) tarafından geliştirilen bağıntının kullanılmasını önermişlerdir. Yakıt demetinin ilerlemesini hesaplamak amacı ile Dent (1971) tarafından geliştirilmiş olan ampirik bağıntı aşağıda verilmiştir.

$$X_t = 3.07 \cdot \left(\frac{\Delta P}{\rho_h}\right)^{1/4} (t \cdot d_{enj})^{1/2} \cdot \left(\frac{294}{T_h}\right)^{1/4} \quad (95)$$

Burada; X_t (m); yakıt demetinin yanma odasında ilerlemesini, ΔP (Pa); enjektör memesi boyunca oluşan basınç düşüşünü, t (s); püskürtmeden sonra geçen süreyi, ρ_h (kg/m^3); havanın yoğunluğunu, d_{enj} (m); enjektör meme çapını, T_h (K); havanın sıcaklığını göstermektedir. Bu bağıntıda yer alan, silindir dolgusunun basıncı, sıcaklığı ve yoğunluğu, yakıt püskürtmesinin başlangıcındaki değerler olarak alınmaktadır.

Wakuri vd. (1960); momentum teorisini kullanarak yakıt demetinin özelliklerini incelemişlerdir. Yazarlar çok sayıda deneysel veriye dayanarak, demet yolu için aşağıdaki ampirik bağıntıyı önermişlerdir:

$$X_t = K_w \cdot \sqrt{t} \quad (96)$$

Burada K_w tasarım verilerinden belirlenen bir sabittir ve püskürtme hızının, enjektör meme çapının, silindir dolgusunun yoğunluğunun, dinamik viskozitesinin ve yakıt yoğunluğunun bir fonksiyonudur. Yazarlar yakıt demeti açısı için ise aşağıdaki bağıntıyı önermişlerdir.

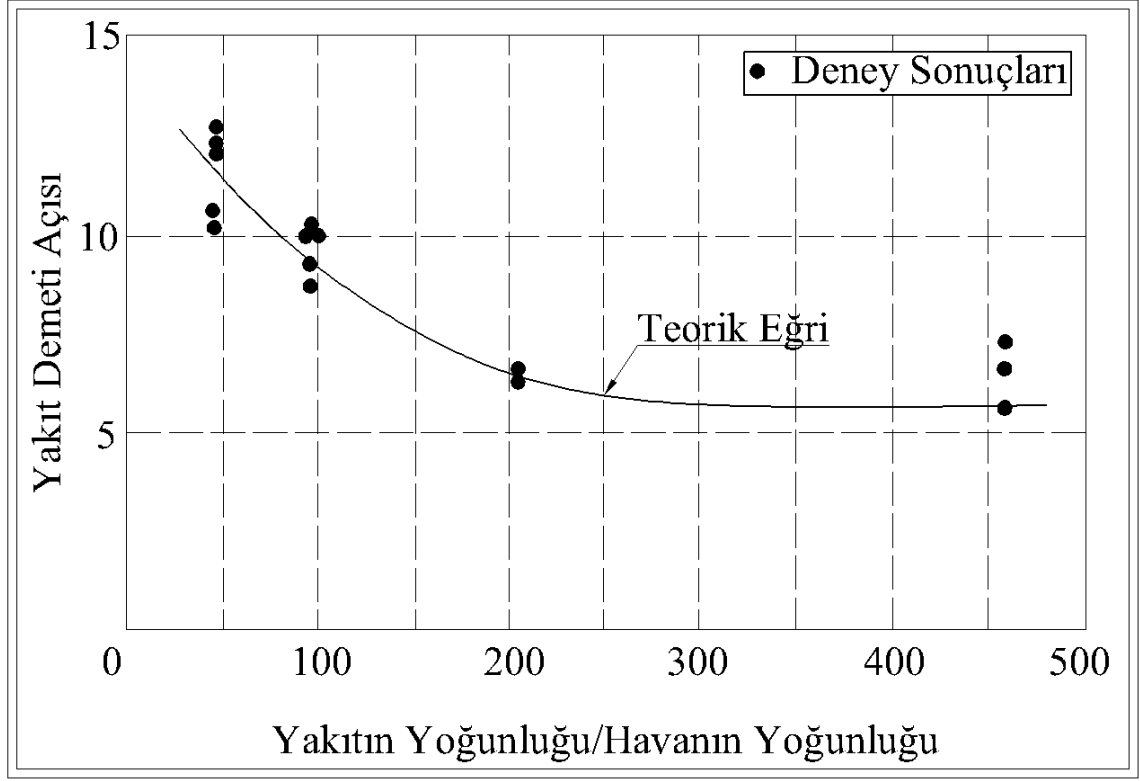
$$\varphi = \frac{\tan^{-1} \sqrt{C_w \cdot \rho_y \cdot \rho_{sil}}}{\left(\frac{K_w}{\sqrt{V_o \cdot d_{enj}}} \right)^2} \quad (97)$$

Burada C_w daralma katsayısı, V_o yakıt püskürtme hızı, d_{enj} enjektör meme çapı, ρ_y yakıt yoğunluğu ve ρ_{sil} silindir dolgusunun yoğunluğudur. Öte yandan Wakuri vd. (1960); çalıştıkları basınç ve sıcaklık aralığında yakıt demeti açısına hava yoğunluğunun ve ayrıca yakıt yoğunluğunun silindir havasının yoğunluğuna oranının etkili parametreler olduğunu belirlemişlerdir. Böylece;

$$\varphi = V_o \cdot \left(\frac{\rho_y}{\rho_{sil}} \right) \quad (98)$$

ampirik bağıntısını önermişlerdir. Burada V_o , yakıt püskürtme hızıdır ve enjektör meme çapı ve yakıt yoğunluğuna dayalı bir parametredir. Şekil 4'te Wakuri vd. (1960) tarafından verilen yakıt demeti açısının yoğunlukla değişimini gösteren eğri sunulmuştur. Bu eğriden yararlanarak yakıt demeti açısı kullanılan yakıtın yoğunluğunun havanın yoğunluğuna oranından belirlenebilmektedir.

Sunulan çalışmada seçilen motorlarda kullanılan SDY ve DG-DY çift yakıt uygulamalarında silindir dolgusu yoğunluğunun, motorun devir sayısına, motorun yüküne ve emme havasına eklenen doğal gaz miktarına bağlı olarak 23.5 ila 25.5 kg/m³ arasında değiştiği sayısal olarak görülmüştür. Motor deneylerinde kullanılan dizel yakıtının yoğunluğu 823 kg/m³'tür. Bu nedenle, sunulan çalışmada, silindir dolgusunun yoğunluk oranı, 35 ile 32 arasında değişmektedir ve bu aralık için Şekil 4'te yakıt demeti koni açısının 13.0° ila 15.0° arasındaki değerler olacağı tahmin edilmiştir.



Şekil 4. Yakıt demeti açısı için önerilen eğri (Wakuri vd., 1960)

Yukarıdaki açıklamaların ışığında, sunulan çalışmada, girdapsız durumda, yakıt demetinin ilerlemesinin hesabında Dent'in (1971) bağıntısı ve yakıt demeti açısının hesabında da Wakuri vd.'nin (1960) önerdiği bağıntı kullanılmıştır. Silindir içerisindeki akışın girdaplı olması durumunda ise yakıt demetinin ilerlemesinin ve demet açısının hesaplanmasında, Hiroyasu'nun (1980) önerdiği ve aşağıda verilen girdap faktörleri kullanılarak düzeltmeler yapılmıştır.

$$X_{t,s} = C_x \cdot X_t \quad (99)$$

$$\varphi_s = C_\varphi \cdot \varphi \quad (100)$$

Burada $X_t (m)$ girdapsız durumda yakıt demetinin silindir içerisinde ilerlemesi, $X_{t,s}$ girdaplı durumda yakıt demetinin silindir içerisindeki ilerlemesi, $\varphi (^\circ)$ girdapsız durumda yakıt demetinin açısı, $\varphi_s (^\circ)$ ise girdaplı durumda yakıt demetinin açısıdır. C_x yakıt demeti ilerlemesi için girdap faktörü, C_φ ise yakıt demeti açısı için girdap faktörüdür. C_x 1'den

küçük, C_φ ise 1'den büyük değerler almaktadır. Girdap faktörleri için aşağıdaki ampirik bağıntılar verilmektedir:

$$C_x = \left(1 + \frac{\pi \cdot r_s \cdot n \cdot X_t}{30 \cdot V_0}\right)^{-1} \quad (101)$$

$$C_\varphi = \left(1 + \frac{\pi \cdot r_s \cdot n \cdot X_t}{30 \cdot V_0}\right)^2 \quad (102)$$

Burada r_s girdap oranı, n devir sayısı ve V_0 yakıt demetinin ilk hızıdır ve Hiroyasu'nun (1980) girdapsız durum için yakıt demeti ilerleme bağıntısının zamana göre türevi alınarak aşağıdaki gibi belirlenebilir.

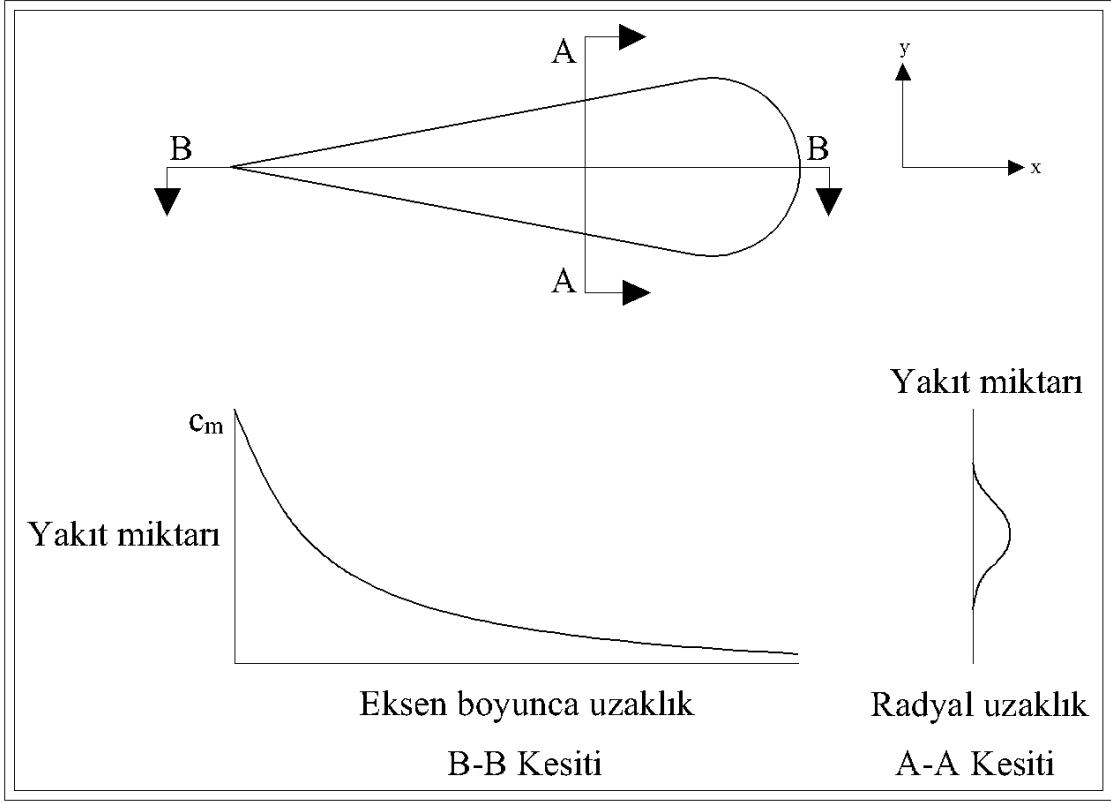
$$V_0 = 0.39 \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_y}} \quad (103)$$

(103) bağıntısında ΔP , ρ_y ve V_0 değerleri püskürtme başlangıcındaki değerler olarak alınmaktadır.

Yakıtın püskürtülmesi tamamlandıktan sonra, yakıt demeti enjektörden ayrılır ve piston duvarına doğru hareket eder. Bu durumda, mevcut modelde, yakıt demetinin kuyruk hızı, yakıt demetinin ön kısmının (ön uç kısmının) hızının yarısı şeklinde alınmaktadır (Chiu vd., 1976).

2.4.3. Yakıt ve Hava Dağılımlarının Belirlemesi

Demeti oluşturan bölgelerdeki anlık kütle miktarlarının belirlenebilmesi için öncelikle demet içerisindeki dizel yakıtının uzaysal dağılımının bilinmesi gerekmektedir. Sunulan modelleme çalışmasında, literatürden yararlanarak Chiu vd.'nin (1976) Şekil 5'te görülebileceği gibi, püskürtülen dizel yakıtının demet eksenini boyunca konsantrasyonunun hiperbolik olarak azaldığı varsayılmıştır. Söz konusu formülasyonda dizel yakıtının konsantrasyonu c_m büyüklüğü ile gösterilmiştir ve c_m için önerilen ilgili bağıntı aşağıdaki gibidir.



Şekil 5. Demet eksen boyu boyunca dizel yakıtı konsantrasyonunun profili

$$c_m = 1, \quad x = 0 \quad (104)$$

$$c_m = \frac{1}{[\alpha(\theta) \cdot x + 1]}, \quad X_l < x < X_t \quad (105)$$

$$c_m = 0, \quad x < X_l \quad (106)$$

Burada $\alpha(\theta)$ silindir içerisindeki dizel yakıtı konsantrasyonunun zamanla (θ krank açısı ile) değişimini gösteren bir katsayıdır. $\alpha(\theta)$ yalnızca krank açısının bir fonksiyonudur ve silindir içerisinde dizel yakıtının kütlesine kütlenin korunumu ilkesi uygulanarak hesaplanmaktadır. Yukarıdaki X_l yakıt demetinin enjektör memesinden olan uzaklığını göstermektedir ve püskürtme devam ettiği sürece değeri sıfırdır. Püskürtmenin sona ermesinden sonra, yakıt demeti enjektör memesinden ayrılır ve silindir içerisinde ilerler. Püskürtme sonrası X_l değeri, yakıt demetinin kuyruk hızının ön uç hızının yarısı olduğu varsayılarak hesaplanmaktadır (Chiu vd., 1976). Yakıt demetinin kesit alanı, demet kesiti

iki elips veya yarıçapı b olan daire şeklinde alınarak tahmin edilebilir. Eşdeğer dairesel demetteki dizel yakıtının konsantrasyonu dağılımı,

$$\frac{c(x, y, \theta)}{c_m(x, \theta)} = 1 - \left(\frac{y}{b}\right)^{1.5} \quad (107)$$

ampirik bağıntısından belirlenmiştir. Burada c herhangi bir andaki dizel yakıtı kütlesinin toplam kütleyle oranını, c_m ise yakıt demeti eksenindeki dizel yakıtının konsantrasyonunu, y püskürtme ekseninden olan düşey uzaklığı ve b püskürtme eksenini boyunca herhangi bir konumdaki yakıt demeti genişliğinin yarısını göstermektedir. Söz konusu b değeri aşağıdaki bağıntı kullanılarak belirlenmektedir.

$$b = x \cdot \tan\left(\frac{\varphi_s}{2}\right) \quad (108)$$

Burada φ_s girdaplı akışta yakıt demeti açısıdır. Herhangi bir krank açısında silindire püskürtülen toplam yakıtın, demetin kapsadığı yakıt kütlesine eşit olması gerekmektedir. Bu düşünce ile:

$$\int_0^\theta \frac{dm_y}{d\theta} \cdot d\theta = 2\pi \int_{x_l}^{x_t} \int_0^b c \cdot \rho \cdot y \cdot dx \cdot dy \quad (109)$$

yazılabilir. Burada $dm_y/d\theta$ yakıt püskürtme oranıdır yani püskürtülen yakıt kütlesinin θ 'ya göre değişimidir, ρ ise bölgesel yoğunluktur ve aşağıdaki yarı ampirik bağıntıdan hesaplanabilir.

$$\rho = \frac{P}{\left((1 - c) \cdot R_h + c \cdot R_y\right) T} = \frac{\rho_h}{1 - \left(1 - \frac{R_y}{R_h}\right) \cdot c} \quad (110)$$

Burada P silindir dolgusunun basıncını, T sıcaklığını, R_h havanın gaz sabitini ve R_y ise yakıt buharının gaz sabitini göstermektedir. (109) bağıntısında gerekli düzenlemeler yapıldığında aşağıdaki sonuca ulaşılabilir:

$$\begin{aligned}
\int_0^\theta \frac{dm_y}{d\theta} \cdot d\theta &= 2\pi \\
&\cdot \int_{x_l}^{x_t} \int_0^b \frac{1}{\alpha(\theta) \cdot x + 1} \cdot \left(1 - \left(\frac{y}{b}\right)^{1.5}\right) \\
&\cdot \frac{\rho_h \cdot y \cdot dx \cdot dy}{1 - \left(1 - \frac{R_y}{R_h}\right) \cdot \frac{1}{\alpha(\theta) \cdot x + 1} \cdot \left(1 - \left(\frac{y}{b}\right)^{1.5}\right)}
\end{aligned} \tag{111}$$

(111) bağıntısındaki çift katlı integralin y'ye göre integrali alınarak ve birkaç cebirsel işlem yapılarak aşağıdaki bağıntı elde edilebilir.

$$\begin{aligned}
\int_0^\theta \frac{dm_y}{d\theta} \cdot d\theta &= 2\pi \int_{x_L}^{x_t} \left\{ \frac{\rho_h}{B_5} \cdot \left(\frac{1}{B_4} + a^3 \right) \right. \\
&\cdot \left(b^{1/2} - a^3 \cdot \left[\frac{1}{6a^2} \cdot \log \frac{(a + b^{1/2})^3}{a^3 + b^{3/2}} - \frac{30}{\sqrt{3} a^2} \right] + \frac{\rho_h \cdot b^2}{2 \cdot B_5} \right\} dx
\end{aligned} \tag{112}$$

Burada;

$$B_4 = \frac{1}{b^{1.5}}, \quad B_5 = 1 - \frac{R_y}{R_h}, \quad a = \left(\frac{1 - B_5 \cdot c_m}{c_m \cdot B_4 \cdot B_5} \right)^{1/3}, \quad c_m = \frac{1}{\alpha(\theta) \cdot x + 1}$$

şeklinde. Bu durumda (112) bağıntısında tek bilinmeyen $\alpha(\theta)$ olmaktadır. $\alpha(\theta)$ 'yı belirlemek için Matlab'da lineer olmayan fonksiyonların kök değerini bulmak için kullanılan “fzero” alt programı kullanılmıştır. $\alpha(\theta)$ belirlendikten sonra yakıt demetindeki dizel yakıtı ve hava karışımının dağılımı bulunmuştur. Böylece, yakıt demetindeki dizel yakıtın konsantrasyonu, (104)'ten (107)'e kadar verilmiş bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır.

2.4.4. Yakıt Demeti Boyunca Oluşturulan Bölgelerin Sınırlarının Belirlenmesi

Sunulan çalışmada; yakıt demeti uygun şekilde birden çok bölgeye ayrılmıştır. Burada, literatürdeki bilgilerden yararlanarak yanma bölgeleri oluşturulurken, her yanma bölgesindeki dizel yakıtının kütlesinin sabit olduğu varsayılmıştır (Ottikkutti, 1989; Liu & Karim, 1997; Şahin, 2002). Söz konusu bölgelerin yanma sınırları ise sabit ekivalans oran değerleri kullanılarak belirlenmiştir. Yakıt demeti boyunca (111) nolu bağıntısındaki ilk

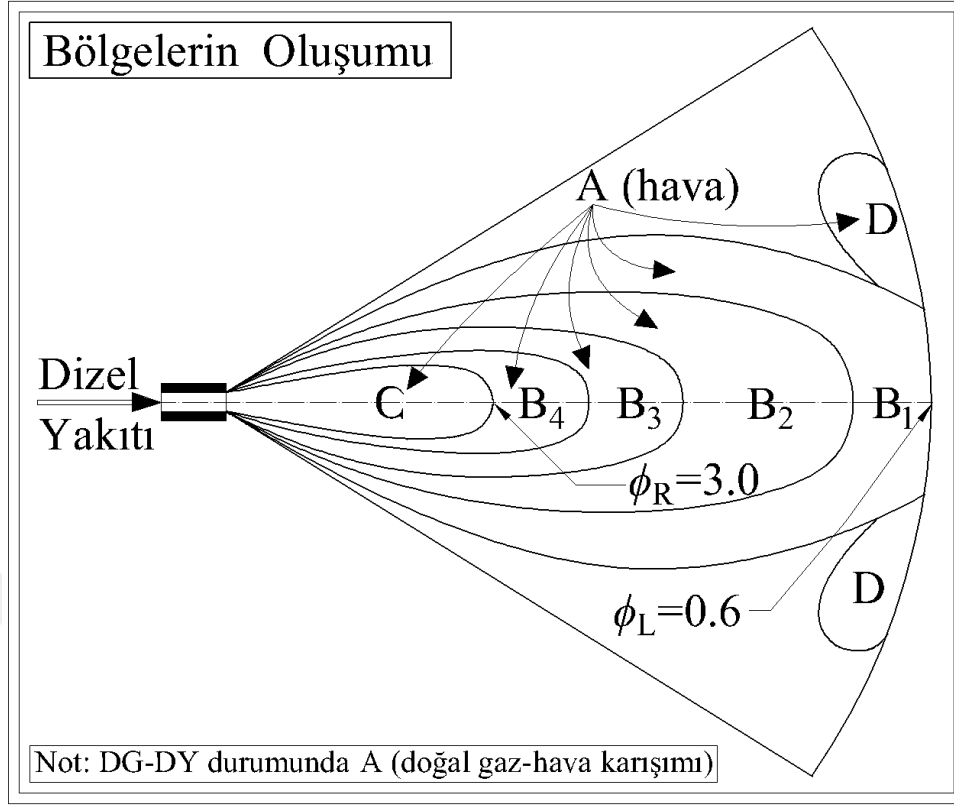
integrasyon sınırları; alt sınır için X_l yakıt demetinin kuyruk konumu ve üst sınır için X_t demet ucunun ilerlemesidir. İkinci integral için tüm demet boyunca integrasyon sınırları 0 ve b yarım genişlik değeridir. B_i gibi yanmış bölgelerdeki dizel yakıtının kütlesi:

$$m_{y,B_i} = 2\pi \int_{X_l}^{X_t} \int_{y(\phi_{ialt})}^{y(\phi_{iüst})} C \cdot \rho \cdot y \cdot dx \cdot dy \quad (113)$$

şeklinde belirlenmiştir. Yakıt demetini oluşturan; B_1, B_2, B_3 ve C bölgelerinin şematik görünümü Şekil 6'da verilmiştir. $y(\phi_{iüst})$, herhangi bir bölgenin iç sınırına veya yakıtça zengin öze yakın bölüme karşı gelir ve $y(\phi_{ialt})$ ise bölgenin dış sınırına karşı gelir. B_i yanma bölgesindeki dizel yakıtı kütlesini elde etmek için çift katlı integral ifadesinde, y 'ye göre integralin alt ve üst sınırları, B_i bölgesinin iç ve dış sınırlarına karşı gelen ekivalans oranları fonksiyonu belirlenmelidir. (114) bağıntısındaki y değerleri, ϕ ekivalans oranının bir fonksiyonu olarak, y integral sınırının fiziksel konumunu bulmak için aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$y = b \cdot \left\{ 1 - [\alpha(\theta) \cdot x + 1] \cdot \frac{\phi \cdot F_{st}}{1 + \phi \cdot F_{st}} \right\}^{\frac{1}{1.5}} \quad (114)$$

Burada F_{st} stokiyometrik yakıt/hava oranıdır ve yakıtın kapalı formülüne bağlı olarak hesaplanabilir, ya da literatürde verilen tablolardan hazır olarak alınabilir. Sunulan çalışmada, ekivalans oranı, SDY için hem deneysel sonuçlarla karşılaştırmalarda hem de teorik hesaplarda, kütle başına olmak üzere, stokiyometrik veya teorik yakıt/hava oranına bölünen gerçek yakıt/hava oranı olarak hesaplanmıştır. Ancak DG-DY çift yakıt durumunda yakıt demeti, dizel yakıtı, doğal gaz ve hava karışımından oluşmaktadır. Bu durumda yanma işlemini hesaplamakta kullanılan kimyasal denklemde birtakım uyarlamalar yapılarak çift yakıt durumunda F_{st} stokiyometrik yakıt hava oranı sayısal olarak hesaplanmıştır. 2.4.5 bölümünde tutuşma gecikmesi boyunca ve tutuşma gecikmesinden sonra yakıt demetinin bölgelere ayrılmasında uygulanan işlem adımları verilmiştir.



Şekil 6. Bölge oluşumlarının şematik gösterimi

2.4.5. Bölgelerin Oluşturulması

Dizel motorlarında tutuşma gecikmesi, yakıtın püskürtülmesi ile yanmanın başlaması arasında geçen süre olarak tanımlanır. Tutuşma gecikmesi boyunca hem fiziksel hem de kimyasal birçok olay meydana gelmektedir. Fiziksel olaylar yakıtın atomizasyonu, buharlaşması ve yakıt-hava karışımının oluşumunu içermektedir. Kimyasal olaylar ise bu karışımın belirli bir sıcaklık ve basınç altında reaksiyona girerek tutuşma noktasına ulaşmasını içermektedir (Heywood, 1988). Tutuşma gecikmesi süresi, motorun çalışma koşullarına, yakıtın fiziksel ve kimyasal özelliklerine, silindir içindeki sıcaklık ve basınç gibi termodinamik koşullara bağlı olarak değişir. Örneğin, daha yüksek silindir sıcaklıkları ve basınçları, yakıtın tutuşma gecikmesi süresini kısaltırken, düşük sıcaklıklar ve basınçlar ise bu süreyi uzatır (Stone, 1999). Ayrıca, yakıtın setan sayısı da tutuşma gecikmesi üzerinde kritik bir rol oynar. Doğal olarak yüksek setan sayısına sahip yakıtların tutuşma gecikme süreleri daha kısa iken, düşük setan sayılı yakıtların tutuşma gecikmesi süreleri daha uzundur (Kalogirou, 2003).

Tutuşma gecikmesini hesaplamak için literatürde çeşitli bağıntılar önerilmiştir. Sunulan çalışmada Hardenberg & Hase'in (1979) geliştirdikleri aşağıda verilen ampirik bağıntı kullanılmıştır.

$$\tau_{id} = (0.36 + 0.22 \cdot V_{p,m}) \exp \left[E_a \cdot \left(\frac{1}{R_U \cdot T} - \frac{1}{17,190} \right) \cdot \left(\frac{21.2}{P - 12.4} \right)^{0.63} \right] \quad (115)$$

Burada $V_{p,m}$ (m/s) ortalama piston hızını, R_U (kJ/kmolK) üniversal gaz sabitini, P (bar) püskürtme başlangıcındaki silindir basıncını, T (K) püskürtme başlangıcındaki silindir sıcaklığını ve E_a (kJ/kmol) aktivasyon enerjisini göstermektedir ve E_a aşağıdaki (116) nolu bağıntıdan hesaplanmıştır.

$$E_a = \frac{618,840}{CN + 25} \quad (116)$$

Burada CN yakıtın setan sayısıdır. Sunulan çalışmada dizel yakıtının ortalama setan sayısı 40, doğal gazın ise 5 olarak alınmıştır.

Tutuşma gecikmesi sonunda ilk yanmanın gerçekleştiği krank açısı,

$$\theta_{iy} = \theta_{püs} + \theta_{tg} \quad (117)$$

şeklinde belirlenebilir. Burada $\theta_{püs}$ püskürtmenin başladığı krank açısını, θ_{tg} tutuşma gecikmesini θ_{iy} ise ilk yanmaya karşılık gelen krank açısını göstermektedir. Sunulan modelde öncelikle artan her bir krank açısı adımı $\alpha(\theta)$ yakıt demetindeki dizel yakıtı dağılım faktörü belirlenmektedir. Aslında ilk yanmada silindir hacminin enjektördeki delik sayısı kadar bir dizi bölgeye ayrılması gerekir. Sunulan modelde ise kullanılan deney motorundaki enjektör 5 deliklidir. Ancak burada 5 farklı yakıt demeti şeklinde ayrı ayrı hesap yapılacak yerde deliklerin birbirinin aynısı olduğu düşünülerek tek yakıt demetiymiş gibi hesaplar yapılmıştır yani diğer tüm yakıt demetlerinde de aynı olayların gerçekleştiği düşünülerek modelleme gerçekleştirilmiştir.

Şekil 6'da görüldüğü gibi ilk yanma başladığında yani tutuşma gecikmesinin hemen sonrasında silindir içerisindeki karışımın üç bölge şeklinde oluştuğu düşünülmüştür. Bunlar; A hava bölgesi, C yakıtça zengin öz ve B₁ yanabilecek ekivalans oranı sınırları içerisinde bulunan yanma bölgesi şeklindedir. A bölgesinde yakıtça fakir bir karışım

($\phi < 0.6$) ve C bölgesinde de yakıtça çok zengin bir karışım ($\phi > 3$) bulunduğundan söz konusu bölgelerde yanma gerçekleşmemektedir. B₁ bölgesinin ekivalans oranı sınırları ($0.6 < \phi < 3$) yanabilme sınırları içerisinde olduğundan söz konusu bölgenin tutuşma gecikmesi sonunda anlık olarak yandığı varsayılmıştır ve hesaplar bu varsayıma göre yapılmıştır. Tutuşma gecikmesi süresi boyunca püskürtülen yakıt miktarı hesaplandıktan sonra $\alpha(\theta)$ yakıt demetindeki dizel yakıtı dağılma faktörü belirlenmiştir. Her bir bölgede bulunan dizel yakıtının ve havanın kütleleri aşağıda verilen (118), (119), (120), (121), (122) ve (123) çift katlı integral bağıntılarından hesaplanmıştır.

1. A Bölgesi

Çift katlı integral ifadesinde y'ye göre integralin alt sınırı fakir bir karışım için sınır değer olan ϕ_L ekivalans oranı 0.6'ya ($\phi_L = 0.6$) ve integralin üst sınırı ise ekivalans oranı sıfır ($\phi = 0$) şeklinde radyal konsantrasyon profilinin dış sınırı olarak alınmıştır. A bölgesindeki dizel yakıtının ve havanın kütleleri sırasıyla aşağıdaki (118) ve (119) nolu bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır.

$$m_{y,A} = 2\pi \int_{x_l}^{x_t} \int_{y(\phi_L)}^{y(\phi=0)} c \cdot \rho \cdot y \cdot dx \cdot dy \quad (118)$$

$$m_{h,A} = 2\pi \int_{x_l}^{x_t} \int_{y(\phi_L)}^{y(\phi=0)} (1 - c) \cdot \rho \cdot y \cdot dx \cdot dy \quad (119)$$

2. C Bölgesi

C bölgesindeki yakıtın ve havanın kütleleri; C bölgesinde y'ye göre integralin alt sınırı enjektörün meme ucuna karşılık geldiğinden sıfır ($y = 0$) ve integralin üst sınırı ise zengin yanma sınırına yani ϕ_R ekivalans oranı 3'e ($\phi_R = 3.0$) eşit alınarak (120) ve (121) bağıntılarından hesaplanmıştır.

$$m_{y,C} = 2\pi \int_{x_l}^{x_t} \int_{y=0}^{y(\phi_R)} c \cdot \rho \cdot y \cdot dx \cdot dy \quad (120)$$

$$m_{h,C} = 2\pi \int_{x_l}^{x_t} \int_{y=0}^{y(\phi_R)} (1 - c) \cdot \rho \cdot y \cdot dx \cdot dy \quad (121)$$

3. B₁ Bölgesi

Tutuşma gecikmesi sonunda, silindir içerisinde sadece bir tane yanma bölgenin olduğu varsayılmıştır ve ilgili bölgenin ekivalans oranı sınırları ($0.6 < \phi < 3$) yanabilme sınırları içerisinde. Böylece söz konusu ekivalans oranı aralıklarından yararlanarak B₁ bölgesindeki yakıtın ve havanın kütleleri aşağıda verilen (122) ve (123) bağıntıları kullanılarak hesaplanmıştır.

$$m_{y,B_1} = 2\pi \int_{X_L}^{X_t} \int_{y(\phi_R)}^{y(\phi_2)} c \cdot \rho \cdot y \cdot dx \cdot dy \quad (122)$$

$$m_{h,B_1} = 2\pi \int_{X_L}^{X_t} \int_{y(\phi_R)}^{y(\phi_2)} (1 - c) \cdot \rho \cdot y \cdot dx \cdot dy \quad (123)$$

B₁ bölgesindeki yakıt-hava karışımı yanabilecek sınırlar içerisinde ve söz konusu bölgenin tutuşma gecikmesi sonunda anlık olarak yandığı varsayımlar altında hesaplar yapılmıştır. Yani B₁ bölgesindeki yanmanın tutuşma gecikmesi sonundaki ön karışımli yanmayı yani hızlı yanma fazını oluşturmaktadır.

Yeni B_i bölgelerinin oluşumu aynı miktarda sabit dizel yakıtı kütle miktarları için gerçekleştirilmiştir. Sunulan modelde silindiri yeterli sayıda bölgelere ayırmak için B_i bölgelerindeki dizel yakıtının kütlesi B₁ bölgesindeki dizel yakıtının üçte biri oranında alınmıştır. Yeni B_i bölgelerin oluşum aşamaları aşağıdaki paragrafta kısaca açıklanmıştır.

Her bir krank mili açısı artırıldığında $\alpha(\theta)$ dizel yakıtının dağılım faktörü hesaplanmıştır. Yeni krank mili açısında, yakıtça zengin öz olan C bölgesindeki yakıt miktarı, integralin üst sınırı ϕ_R zengin karışımın ekivalans oranı 3'e eşitlenerek belirlenmiştir. Böylece yakıt demetinde kalan yakıt miktarı (124) bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$m_{y,kalan} = m_{y,püs} - m_{y,C} \quad (124)$$

Henüz C'den ayrılmamış, C bölgesinin dış yüzeyindeki geçici B_j bölgesinin kütle miktarını elde etmek için (124) bağıntısından belirlenen kalan dizel yakıtı miktarından ilk yanmadaki B₁ bölgesinin ve A bölgesinin yakıt miktarlarının toplamının çıkarılması ile elde edilmiştir.

$$m_{y,B_j} = m_{y,kalan} - (m_{y,A} + m_{y,B_1}) \quad (125)$$

Eğer m_{y,B_j} değeri yeni bir bölge oluşumu için yeterli değilse krank mili açısı artırılmaya devam edilir ve her adımda $\alpha(\theta)$, $m_{y,kalan}$ ve m_{y,B_j} değerleri yeniden hesaplanır. Böylece, geçici B_j bölgesindeki yakıt miktarı gerekli değere ulaşınca, C bölgesinden ayrılır ve yeni bir bölge oluşturulur. Daha sonra söz konusu bölgenin anlık olarak yandığı varsayılarak hesaplar yapılır. Anlık yanma süreci ile ilgili açıklayıcı bilgiler Bölüm 2.4.6'da verilmiştir. Yeni bir B_2 bölgesinin oluştuğu θ_2 krank açısı, ilk yanmanın gerçekleştiği θ_1 krank açısına bağlı olarak (126) bağıntısından belirlenir.

$$\theta_2 = \theta_1 + \Delta\theta \quad (126)$$

B_1 ve ardından B_i bölgeleri anlık olarak yandıktan sonra silindir basıncı, bölge sıcaklıkları ve bölge hacimleri ANLIKYANMA alt programı kullanılarak hesaplanmıştır.

θ_1 krank mili açısında B_1 bölgesinin anlık yanması gerçekleştikten sonra, θ_2 açısı boyunca yeni bölge B_2 bölgesi oluşuncaya kadar piston hareketini sürdürür. Böylece θ_2 krank mili açısındaki silindir basıncı, bölge sıcaklıkları, bölge hacimleri ve termodinamik özellikler, enerjinin ve kütlenin korunumu ile silindir hacmi bağıntıları kullanılarak hesaplanır.

Peş peşe gelen B_i bölgelerinin yeni $y(\phi_i)$ değerleri, bölgelerdeki yakıt miktarının değişmediği varsayımından yararlanarak bulunmuştur. Sunulan modelde; A, B_1 ve B_i bölgelerindeki yakıt miktarları değişmemektedir. Bununla birlikte yakıt demetini oluşturan bütün bölgelere A bölgesinden hava çekilmektedir (sürüklenmektedir). Bu durumda ardışık iki bölge oluşumunun gerçekleştiği θ_1 ve θ_2 krank açısı aralığındaki zaman diliminde tüm bölgelere çevreden hava çekilmekte ve böylece her bir bölgenin sınırları da bölgelerdeki hava miktarı değiştiğinden dolayı farklı olmaktadır.

A bölgesinin üst sınırı ekivalans oranının sıfır değeri ile belirlenmiştir ve ϕ 'nin değeri sıfırdır ve bu değer tüm çevrim boyunca sabit kaldığı varsayılmıştır. A bölgesinin alt sınırı ise (118) nolu bağıntı kullanılarak belirlenmiştir. C bölgesinin alt sınırı zengin özdür ve bu sınırda $y = 0$ 'dır. C bölgesinin üst sınırı ise ϕ 'nin yanabilme sınırıdır yani $\phi_R = 3.0$ 'tür. Şekil 6'da görülebileceği gibi, A bölgesinin bitişiğindeki B_1 bölgesinin $\phi_{1üst}$ üst sınırı A bölgesinin alt sınırına karşı gelen ekivalans oranına eşittir. B_1 bölgesinin alt sınırı ise, (127) nolu bağıntı kullanılarak belirlenmektedir. Böylece her bir bölge için (127)

nolu bağıntı birinci bölgeden i . bölgeye kadar çözülerek her bir bölgenin alt ve üst sınırları zincirleme şekilde belirlenmiş olur.

$$m_{y,B_i} = 2\pi \int_{X_L}^{X_t} \int_{y(\phi_{i,alt})}^{y(\phi_{i,üst})} c \cdot \rho \cdot y \cdot dx \cdot dy \quad (127)$$

$$m_{h,B_i} = 2\pi \int_{X_L}^{X_t} \int_{y(\phi_{i,alt})}^{y(\phi_{i,üst})} (1 - c) \cdot \rho \cdot y \cdot dx \cdot dy \quad (128)$$

Daha açık ifade edilirse; θ_2 'de yeni oluşturulan B_2 bölgesinin dizel yakıtı kütlesi B_1 bölgesinin dizel yakıtı kütlesinin üçte birine eşit alınmaktadır. Yani (127) nolu bağıntının sol tarafındaki kütle değeri B_1 bölgesinin kütlesinin üçte birine eşittir. Yine Şekil 6'dan görülebileceği gibi, yeni oluşan B_2 bölgesinin alt sınırı C bölgesinin üst sınırına eşit olup üst sınırı ise bir önceki en son oluşan bölgenin alt sınırına eşittir. θ_2 krank açısından oluşturulan yeni B_2 bölgesindeki dizel yakıtının ve havanın kütleleri hesaplandıktan hemen sonra ilgili bölgenin anlık olarak yandığı varsayılmıştır ve hesaplar bu varsayıma göre yapılmıştır. Daha sonra krank mili açıları $\Delta\theta$ gibi küçük açı adımlarıyla yeni bir B_i bölgesi oluşuncaya kadar artırılmıştır. Böylece, yeni B_i bölgesinin oluştuğu krank açısı θ_2 ve önceki B_i bölgesinin oluştuğu krank açısı θ_1 'dir. Bu durumda bölgelerdeki kütsel değişimler aşağıdaki bağıntılar kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\dot{m}_{h,A} = \frac{m_{h,A}(\theta_2) - m_{h,A}(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1} \quad (129)$$

$$\dot{m}_{h,C} = \frac{m_{h,C}(\theta_2) - m_{h,C}(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1} \quad (130)$$

$$\dot{m}_{h,B_i} = \frac{m_{h,B_i}(\theta_2) - m_{h,B_i}(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1} \quad (131)$$

Yukarıda verilen bağıntılar kullanılarak her bir bölgedeki hava kütlesinin değişim oranları belirlenmiştir. C bölgesinin dışındaki tüm bölgelerde yakıt miktarı sabit alınmıştır ve doğal olarak, bu bölgelerde yakıt miktarındaki değişim sıfırdır. ($\dot{m}_{y,B_i} = 0, \dot{m}_{y,A} = 0$). C bölgesindeki yakıt miktarındaki değişim oranı ise;

$$\dot{m}_{y,C} = \frac{m_{y,C}(\theta_2) - m_{y,C}(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1} \quad (132)$$

şeklinde hesaplanmıştır. B_j geçici bölgesi C bölgesinden ayrılmadan önce $\dot{m}_{y,C}$, dizel yakıtının püskürtme oranına eşit olmalıdır.

Bölgelerin ekivalans oranı ve ekivalans oranındaki değişimler ise aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\phi = \frac{m_y}{m_h \cdot F_{st}} \quad (133)$$

$$\phi = \frac{\phi(\theta_2) - \phi(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1} \quad (134)$$

2.4.6. Yeni Oluşan Bölgelerin Anlık Yanması

Çok bölgeli geçici yakıt demeti modelinde, yeni oluşan B_i bölgelerinin yanmasının anlık gerçekleştiği varsayımı, termodinamik analizlerin duyarlılığı açısından kritik bir öneme sahiptir. Bu modelde, yeni bir bölgenin yanması, hem henüz yanmamış olan A ve C bölgelerinin termodinamik durumlarını hem de D bölgesini ve daha önce oluşmuş B_i bölgeleri gibi yanmış ürünleri içeren bölgelerin durumlarını doğrudan etkilemektedir. Bu karmaşık etkileşimleri doğru bir şekilde analiz edebilmek için, silindirdeki her bölge için termodinamik bağıntıların eksiksiz ve doğru bir şekilde kurulması gerekmektedir. Bu doğrultuda, ilgili denklemlerin eşzamanlı olarak çözülmesini sağlayacak bir sistematik işlem sırası geliştirilmiştir. Bu işlem adımı, yeni oluşan B_i bölgesinin anlık yanmasından hemen sonraki koşullara göre silindirdeki tüm bölgelerin termodinamik durumlarını belirlemeye yöneliktir.

Şekil 6'da görülebildiği gibi, yeni oluşturulan B_i bölgelerin ekivalans oranı aralığı, örneğin B_3 'ün ekivalans oranı sınırları C bölgesinin dış sınırını oluşturan zengin yanma sınırını gösteren $\phi = 3.0$ ve daha önce oluşmuş B_2 bölgesinin iç sınırı oluşturan değerdir. Dolayısı ile yeni oluşan ilgili bölge örneğin B_3 'ün ekivalans oranı yanabilme sınırları içerisinde ve söz konusu bölgenin oluşur oluşmaz kendiliğinden yandığı varsayılmaktadır. Daha önceki bölümlerde de anlatıldığı gibi B_i bölgesi C bölgesinin bir parçası olduğu sürece yanmadığı varsayılmıştır. Ancak bölge, C'den yeterli miktarda dizel yakıt aldığı anda, C bölgesinden ayrılarak yeni bir B_i bölgesi oluşturduğu ve ardından da

ilgili bölgenin anlık olarak yandığı varsayılmaktadır. Bu anlık yanma süreci, termodinamiğin temel yasaları tarafından yönetilmektedir. Bu yaklaşım, yanma süreçlerinin daha doğru ve ayrıntılı bir şekilde anlaşılmasını sağlayarak, modelin doğruluğunu ve güvenilirliğini artırmaktadır.

Yeni oluşturulan bölgenin anlık yanması sırasında, A, C, D bölgeleri ve daha önce yanmış B_i bölgelerinde herhangi bir kimyasal reaksiyonun ve olayın meydana gelmediği varsayılmaktadır. Anlık yanma işleminin doğası gereği, anlık yanma işlemi sırasında toplam silindir hacminin değişmediği ve dolayısıyla silindirlerdeki karışım tarafından herhangi bir iş üretilmediği varsayılmaktadır. Ayrıca bu sırada ısı transferinin gerçekleşmediği silindir dolgusunun kütesinin ve her bir bölgenin kütlelerinin korunduğu varsayılmaktadır. Bu durumda, Termodinamiğin Birinci Yasası'ndan;

$$\Delta U = 0 \quad (135)$$

sonucu yazılabilir. Yani, B_i bölgesinin anlık yanması sonucunda silindir dolgusunun toplam iç enerjisinin, anlık yanma olmadan önceki toplam iç enerjiye eşit olacağından

$$\sum_{i=1}^n U_{S,i} = \sum_{i=1}^n U_{I,i} \quad (136)$$

yazılabilir. Burada S alt indis bölgelerin yanma sonundaki durumlarını, I alt indis ise B_i bölgesinin anlık yanmasından önce silindir içerisindeki bölgelerin ilk durumlarını göstermektedir. Anlık yanma olmadan önce, silindir içerisindeki toplam iç enerji, yanmış ve yanmamış karışımların termodinamik durumlarından belirlenebilir. Anlık yanma sonunda, silindir içerisindeki toplam iç enerji ise aşağıdaki paragrafta açıklandığı gibi hesaplanmıştır.

Silindir içerisindeki her bir bölgenin son iç enerji değerlerini bulabilmek için bölgelerin sıcaklıklarının ve basıncının bilinmesi gerekmektedir. Silindir içerisindeki n tane bölge için P_S son silindir basıncının, $T_{S,i}$ son bölge sıcaklıklarının ve bölgelerin son V_i hacimlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu durumda silindir içerisinde n tane bölge için bilinmeyen sayısı $2n + 1$ olmaktadır. Bu nedenle ek bir denkleme gerek vardır. Sunulan çalışmada bu ek denklem; hacimle ilgili aşağıdaki düzenlemeler yapılarak elde edilmiştir.

Başlangıçta silindir basıncı için tahmini bir değer; anlık yanma olmadan önceki silindir basıncından biraz daha yüksek olarak seçilmiştir. Silindir basıncı bu şekilde tahmin edildikten sonra bölge sıcaklıkları ve hacimleri aşağıdaki paragrafta açıklandığı gibi belirlenmiştir.

Bölgeler arasında ısı transferi olmadığı düşünülerek, silindir içerisinde yanma olmayan tüm bölgelerin (A, C ve daha önce yanan B_i ve D bölgelerinin) izantropik olarak sıkıştırıldığı ve her bir bölgedeki gaz karışımının ideal gaz denkleminde uyduğu varsayılmıştır. Yani silindir içerisinde yeni oluşturulan B_i bölgesinin dışındaki tüm bölgelerin izantropik olarak sıkıştırıldığı düşünülmüştür. Bu durumda ideal gaz denklemi ile izantropik sıkıştırma bağıntısının birleştirilmesi sonunda silindir içerisinde yanma olmayan bölgelerin son sıcaklıkları;

$$T_{S,i} = T_{L,i} \cdot \left(\frac{P_S}{P_L} \right)^{\left(\frac{\gamma_i - 1}{\gamma_i} \right)} \quad (137)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır. Burada γ_i izantropik sıkıştırma üssüdür ve anlık yanma olmadan önceki değere eşit alınmıştır.

Her bir bölgenin özgül iç enerjisi daha sonra yanmış ve yanmamış bölgelerin termodinamik özelliklerini hesaplamak için yazılmış ve kullanılmış olan FARG (düşük sıcaklıktaki yanma ürünlerini ve düşük sıcaklıktaki karışımın termodinamik özelliklerini hesaplayan alt program) veya ECP (yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerini ve yüksek sıcaklıktaki karışımın termodinamik özelliklerini hesaplayan alt program) alt programları kullanılarak hesaplanmıştır. FARG ve ECP alt programları ile ilgili ayrıntılı bilgiler Bölüm 2.3.1 ve Bölüm 2.3.2'de verilmiştir. Böylece anlık yanmadan sonra silindir dolgusunun toplam iç enerjisi hesaplanmıştır ve yanma olmadan hemen önceki iç enerjisi ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmada, anlık yanma sonundaki iç enerji başlangıçtaki iç enerjiden daha düşükse, son silindir basıncı biraz artırılarak ve yeni son iç enerjinin hesaplanması işlemi tekrarlanmaktadır. Böylece, yeni basınç değeri kullanılarak benzer hesap iteratif olarak tekrarlanır. Art arda gelen adımların sonuçları birbirine çok yaklaştığında iterasyon sona erdirilir. Bu iteratif yöntem, silindirdeki tüm bölgelerin son termodinamik durumlarını belirlemek için geliştirilen bir yaklaşımdır. Bölgelerin sıcaklıkları yukarıdaki gibi hesaplandıktan sonra ideal gaz denklemi kullanılarak her bir bölgenin hacmi;

$$V_i = \frac{m_i \cdot R_i \cdot T_i}{P} \quad (138)$$

bağıntısından belirlenir. Söz konusu krank açısında, silindir içerisindeki tüm bölgelerin hacimleri toplamı toplam silindir hacmine eşit olduğundan;

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (139)$$

yazılabilir. Anlık yanan B_i bölgesinin hacmi; diğer bölgelerin hacimleri toplam silindir hacminden çıkarılarak tahmin edilir. Bu işlemin ardından, bu bölgenin yanma sonrası sıcaklığı, önceki yinelemeden tahmin edilen gaz sabiti kullanılarak ideal gaz denklemi yardımıyla hesaplanabilir. Bu hesaplama süreci, her bölgenin son durumunu doğru bir şekilde belirlemek için kritik öneme sahiptir.

B_i bölgesinin anlık yanması sonunda silindir basıncı ve bölgelerin son sıcaklıkları böylece hesaplandıktan sonra, yanmış ve yanmamış bölgelerin entalpi ve iç enerji gibi termodinamik özellikleri belirlenebilir. Bu durumda anlık yanma sonundaki toplam iç enerji;

$$U_S = \sum_{i=1}^n m_i \cdot u_{S,i} \quad (140)$$

bağıntısından bulunabilir. Daha sonra anlık yanma olmadan önceki toplam iç enerji ile yanmadan sonraki toplam iç enerji karşılaştırılır. Eğer bulunan son toplam iç enerji ilk toplam iç enerjiden küçük ise silindir basıncı artırılarak bölgelerin sıcaklıkları ve daha sonra termodinamik özellikleri yeniden hesaplanır. Benzer işlemler yanmadan önceki ilk toplam iç enerji ile yanmadan sonraki son toplam iç enerji belirli bir hata oranında birbirine yakın oluncaya kadar iteratif olarak sürdürülür. Burada, hata oranı;

$$\% Hata = \left| \frac{(U_S - U_I)}{U_I} \right| \cdot 100 \quad (141)$$

şeklinde alınmıştır. Literatürde hata oranının % 0.01'den küçük olması önerilmektedir. Bu hata oranına ulaşıldığında, bulunan silindir basıncının, bölgelerin hacimlerinin ve

sıcaklıklarının yeterli doğrulukta hesaplanmış olduğu düşünülebilir. Böylece anlık yanma sonucu silindir dolgusunun termodinamik durumu belirlenmiş olur.

2.4.7. Duvar Etkisi Modeli

Pistonun hareketi dolayısı ile yakıt demetinin ucundaki yanmış bölgeler belli bir zaman sonra pistonun üst tablasına (duvarına) çarpar. Sunulan çalışmada, bu olay duvar bölgesi etkisi şeklinde adlandırılarak, uygun varsayımlar altında hesaba katılmıştır. Burada, Şekil 8, Şekil 9 ve Şekil 10'da gösterildiği gibi, D duvar bölgesinin, yakıt demetinin piston üst duvarına ulaşır ulaşmaz oluşmaya başladığı ve duvara çarpan yakıt demetindeki karışımın yakıt demetinden ayrılarak D duvar bölgesine aktarıldığı varsayılmaktadır. Sunulan çalışmada literatürden de yararlanarak söz konusu kütle aktarımının anlık kütle transferi şeklinde gerçekleştiği varsayılmıştır. D bölgesi oluşmaya başladıktan sonra, yakıt demetinden ayrılan karışımın, D bölgesinde daha önceden var olan karışım ile anlık olarak karıştığı düşünülmektedir. Yanma ilerledikçe, yakıt demetindeki karışımın kütlesinin korunduğu, yani sanki sabit kütle durumu varsayımı ile, demetteki kütlenin fazlasının D bölgesine aktarıldığı varsayılmaktadır. Böylece demette oluşturulan ve anlık yanmış olan çok sayıda B_i bölgeleri D bölgesine aktararak tüketilmektedir. Anlık aktarım ve karışma işlemleri sonunda, yakıt demetindeki bölgelerin basıncı, sıcaklıkları ve hacimleri gibi termodinamik özelliklerini hesaplamak için geliştirilen ANLIKAKTARIM ve ANLIKKARISMA alt programları kullanılmıştır. Yanma odası duvarına çarpmanın etkilerini modellemek için kullanılan varsayımlar ise aşağıdaki paragrafta kısaca özetlenmiştir.

Sunulan modelde, duvara çarpmanın da göz önüne alındığı toplam yanma işlemi, beş ayrı aşamaya ayrılarak modellenmiştir. **İlk aşamada;** dizel yakıtının püskürtülmeye devam etmesine rağmen yakıt demeti henüz pistonun üst duvarına ulaşmamıştır. Bu aşamada, doğal olarak, yakıt demetinden duvar bölgesine kütle aktarımı gerçekleşmez. Yani, ilk aşamada duvar bölgesi etkisi söz konusu değildir. **İkinci aşama,** yakıt demetinin ucu piston üst duvarına çarptığında başlar. Bu aşamada, dizel yakıtının püskürtmesi devam etmektedir. Sunulan çalışmada, ikinci aşamanın modellenmesi, yakıt demetindeki dizel yakıtı kütlesinin sabit olduğu varsayımına dayanmaktadır. Bu yaklaşımla, enjektör ucundan yakıt demetinin kuyruğuna yani yakıtça zengin öz C bölgesine giren dizel yakıtının kütlesi, yakıt demetinin uç bölümünden ayrılan yanmış dizel yakıtının kütlesine

eşit olacak şekilde, sanki sabit kütleli bir yakıt demeti olduğu düşünülmüştür. Demetteki kütleyi sabit tutmak için demetin ucunda bulunan ve daha önceden anlık olarak yakılmış B_i bölgeleri kademeli olarak D bölgesine aktarılmaktadır. Yanmış B_i bölgelerinden D bölgesine aktarılan silindir dolgusunun (yanmış gaz karışımının) kütlesi, sanki sabit kütleli demet varsayımı uygulandığından püskürtülen dizel yakıtının kütlesiyle orantılı olur. Dizel yakıtının püskürtmesi tamamlandıktan sona **üçüncü aşamaya** geçilir. Bu aşamada, yakıt demeti enjektör ucundan piston üst duvarına doğru hareket etmeye başlar. **Üçüncü aşamada**; demetten ayrılacak dizel yakıtının kütlesi, dizel yakıtının püskürtmesi tamamlanmadan hemen önceki krank mili açısında püskürtülen dizel yakıtının kütlesine eşit alınabilir. Bu aşamada, dizel yakıtının püskürtülmesi tamamlandıktan sonra bile C bölgesinden yeni B_i bölgelerinin oluşumu devam eder. Yeni oluşan B_i bölgelerinin, anlık yanması ile ilgili bilgiler Bölüm 2.4.6'de açıklanmıştır. Demette yer alan tüm yanmış B_i bölgeleri ve C bölgesi yanma sınırının altına indiğinde, anlık yanma sonrası, D bölgesine aktarıldığından silindirde yalnızca A ve D bölgeleri kalmış olur. Böylece silindirde (yanma odasında) A ve D bölgeleri kaldığında **dördüncü aşama** başlar. Bu durumda; A bölgesindeki havadan veya çift yakıt durumunda hava ve doğal gaz karışımından D bölgesine aktarılan kütle miktarı,

$$m_{hava,A \rightarrow D} = \frac{m_{yakıt,A}(\theta_1) + m_{hava,A}(\theta_1)}{K_{AD}} \cdot (\theta_2 - \theta_1) \quad (142)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir. Burada $m_{hava,A \rightarrow D}$ θ_1 ve θ_2 krank mili açıları aralığında A bölgesinden D bölgesine aktarılan havanın kütlesidir. K_{AD} deneysel (ampirik) bir sabittir ve sunulan modelde değeri, literatürdeki bilgilerden yararlanarak, (60-130) aralığında alınmıştır. Artırılan krank mili açısı adımlarında (142) bağıntısına göre A bölgesindeki kütle miktarı yavaş yavaş azalmaya başlar ve tüm hava A bölgesinden D bölgesine aktarılmış olur. Normalde A bölgesinde çok az miktarda da olsa dizel yakıtı bulunmaktadır ve söz konusu dizel yakıtı da hava ile D bölgesine aktarılmış olur. **Beşinci aşamada**; yanma odasında yalnızca homojen bir karışımdan oluşan D bölgesi bulunur ve bu aşama genişleme işleminin sonuna kadar sürer.

2.4.8. Yakıt Demetindeki Bölgelerin Duvar Bölgesine Anlık Aktarımı ve Karışması

Bu konu ile ilgili temel bilgiler Bölüm 2.4.6 ve 2.4.7’de verilmiştir. Aşağıda bu bilgilerin ışığı altında yakıt demetinin bölgelerinin duvar bölgesine aktarımı ve karışması daha sistematik olarak açıklanacaktır. Sunulan modelde daha önce yanmış B_i bölgelerinin D bölgesine aktarımı anlık aktarma ve karışma işlemi şeklinde modellenmektedir.

Bir yeni B_i bölgesi oluşup anlık yanması gerçekleştikten sonra P_I silindir basıncı, $T_{I,i}$, bölge sıcaklıkları, $V_{I,i}$ bölge hacimleri ve $m_{I,y,i}$ ve $m_{I,h,i}$ bölgelerde bulunan dizel yakıtının ve havanın kütleleri, yukarıdaki Bölüm 2.4.5 ve Bölüm 2.4.6’da açıklandığı gibi hesaplanır. Burada I alt simgesi, anlık aktarım ve karışma işleminden önceki bölgelerin basınç, sıcaklık ve hacim gibi özelliklerini göstermektedir.

Yanmış B_i bölgelerinin ve yanmamış A bölgesinin D bölgesine aktarılmasının ve bu bölgelerin D bölgesine karışmalarının *anlık aktarım ve karışma* şeklinde olduğu düşünülmüştür ve bu anlık aktarım ve karışma sırasında yanma odasındaki aktarılmayan bölgelerde herhangi bir kimyasal reaksiyonun ve olayın meydana gelmediği varsayılmıştır. Anlık transfer ve karışma işlemleri sırasında toplam silindir hacminin değişmediği ve bunun sonucunda yanma odasında bir iş üretiminin gerçekleşmediği söylenebilir. Benzer şekilde, anlık aktarım ve karışma sırasında, ısı transferi olaylarının da meydana gelmesi için zaman olmayacağı yani ısı transferinin olmayacağı açıktır. Böylece anlık aktarım ve karışma olayları için Termodinamiğin 1. Kanunundan yararlanarak,

$$\Delta U = 0 \quad (143)$$

yazılabilir. Bu ifadeden, anlık aktarım ve karışmadan sonra silindir içeriğinin toplam iç enerjisinin, aktarım ve karışmadan önceki silindirin toplam iç enerjisine eşit olduğu anlaşılabılır, sonuç olarak bölge içeriklerinin iç enerjileri için,

$$\sum_{i=1}^n U_{S,i} = \sum_{i=1}^n U_{I,i} \quad (144)$$

bağıntısı elde edilebilir. Burada S alt indisi anlık aktarım ve karışma işleminin sonunda bölgelerin son durumlarını, I alt indis ise kütle aktarım ve karışma işlemlerinden önce silindir içerisindeki bölgelerin ilk durumlarını göstermektedir.

Burada silindir içeriğinin son toplam iç enerjisi, başlangıçtaki toplam iç enerjisi ile karşılaştırılarak birbirine çok yakın değerler olmalarına kadar önceki bölümlerde açıklanan iteratif işlemler yapılmıştır. Silindir içerisindeki her bir bölgenin son iç enerjisini bulabilmek için bölgelerin sıcaklıklarının ve basıncının bilinmesi gerekmektedir. Anlık aktarım işlemi sırasında diğer tüm etkilenmeyen bölgelerin ekivalans oranlarının sabit kaldığı varsayılmıştır. D bölgesine tamamen aktarılan B_i bölgelerinin kütle ve ekivalans oranı değerleri sıfırdır. D bölgesine aktarılan toplam kütleyle dayanarak, D bölgesine kısmen aktarılan bölgede kalan kütle hesaplanmıştır. Aktarma işlemi boyunca tamamen aktarılmayan B_i bölgesinin ekivalans oranı aktarma işlemi öncesi ekivalans oranı olarak alınmıştır. D bölgesinin ekivalans oranı, D bölgesindeki toplam dizel yakıtının kütlelerinin ve aktarılan toplam hava kütlelerine oranından hesaplanmıştır. Aktarım (transfer) işleminden sonra silindir içerisindeki n tane bölge için P_S son silindir basıncının, $T_{S,i}$ son bölge sıcaklıklarının ve bölgelerin son $V_{S,i}$ hacimlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu durumda silindir içerisinde n tane bölge için bilinmeyen sayısı $2n + 1$ olmaktadır. Bu nedenle ek bir denkleme gerek vardır. Sunulan çalışmada bu ek denklem; hacimle ilgili aşağıdaki düzenlemeler yapılarak elde edilmiştir.

Başlangıçta silindir basıncı için tahmini bir değer alınır. Bu silindir basıncı tahmini anlık aktarım ve karışma işlemi olmadan önceki silindir basıncından biraz daha yüksek seçilir. Ardından bölge sıcaklıkları ve hacimleri aşağıdaki gibi belirlenebilir.

Isı transferi olmadığı düşünülerek, silindir içerisinde anlık aktarım ve karışma işlemi olmayan tüm bölgelerin (D bölgesi hariç) izantropik olarak sıkıştırıldığı ve her bir bölgedeki gaz karışımının ideal gaz denkleminde uyduğu varsayılabilir. Yani silindir içerisinde anlık aktarım ve karışma işlemi olmayan D bölgesinin dışındaki tüm bölgelerin izantropik olarak sıkıştırıldığı düşünülebilir. Bu durumda ideal gaz denklemi ile izantropik sıkıştırma bağıntısının birleştirilmesi sonunda, silindir içerisindeki D bölgesi dışındaki, tüm bölgelerin son sıcaklıkları,

$$T_{S,i} = T_{I,i} \cdot \left(\frac{P_S}{P_I} \right)^{\left(\frac{\gamma_i - 1}{\gamma_i} \right)} \quad (145)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Burada $T_{I,i}$, i. bölgenin ilk sıcaklığı ve P_I ilk silindir basıncıdır, P_S ise tahmin edilen son silindir basıncı ve γ_i , i. bölgenin son basınç ve sıcaklığı için hesaplanmış olan izantropik üstür.

Yukarıda açıklandığı gibi, ikinci aşamanın başlangıcında, D bölgesi oluşmaya başlar ve D bölgesinin başlangıç sıcaklığı, ilk aktarılan yanmış bölgenin sıcaklığına eşit olarak alınabilir. Burada, anlık aktarım ve karışma yönteminde izlenen iteratif çözüm, anlık yanmada uygulanan çözümün benzeridir. (145) bağıntısındaki P_S son silindir basıncı, ilk silindir basıncından biraz yüksek seçilerek hesaplara başlanır.

Bölgelerin sıcaklıkları (145) bağıntısından hesaplandıktan sonra ideal gaz denklemi kullanılarak her bir bölgenin hacmi kolayca,

$$V_i = \frac{m_i \cdot R_i \cdot T_i}{P} \quad (146)$$

bağıntısından belirlenir. Hesap yapılan ilgili krank mili açısında silindir içerisindeki tüm bölgelerin hacimleri toplamı, toplam silindir hacmine eşit olmalıdır. Böylece, anlık aktarım ve karışma işleminin sonunda D bölgesinin hacmi, toplam silindir hacminden diğer bölgelerin hacimleri toplamı yani,

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (147)$$

değeri çıkarılarak hesaplanır. Daha sonra D bölgesinin sıcaklığı, önceki yineleme sırasında tahmin edilen gaz sabiti kullanılarak ideal gaz denkleminde belirlenir. Duvar bölgesinin son sıcaklığının hesaplanmasıyla, P_S son silindir basıncı ve tüm bölgelerinin $T_{S,i}$ son sıcaklıkları hesaplanmış olur. Böylece belirlenmiş silindir basıncı ve bölge sıcaklıkları kullanılarak, her bir bölgenin termodinamik özellikleri geliştirilmiş alt programlardan kolaylıkla hesaplanabilir. İlgili hesapların yapılmasının ardından, anlık aktarma ve karışma işlemi sonunda silindirdeki dolgunun toplam iç enerjisi,

$$U_S = \sum_{i=1}^n m_i \cdot u_{S,i} \quad (148)$$

bağıntısından belirlenebilir. Daha sonra anlık aktarım ve karışma olmadan önceki toplam iç enerji ile sonraki toplam iç enerji karşılaştırılır. Eğer bulunan son toplam iç enerji ilk toplam iç enerjiden küçük ise silindir basıncı uygun şekilde artırılarak bölgelerin sıcaklıkları, ardından da termodinamik özellikleri yeniden hesaplanır. Bu işlemler,

karıştırmadan önceki ilk toplam iç enerji ile karıştırmadan sonraki son toplam iç enerji değerleri arasındaki hata oranı belirli bir değerin altına düşene kadar iteratif olarak sürdürölür. Buradaki hata oranı;

$$\% Hata = \left| \frac{(U_s - U_l)}{U_l} \right| \cdot 100 \quad (149)$$

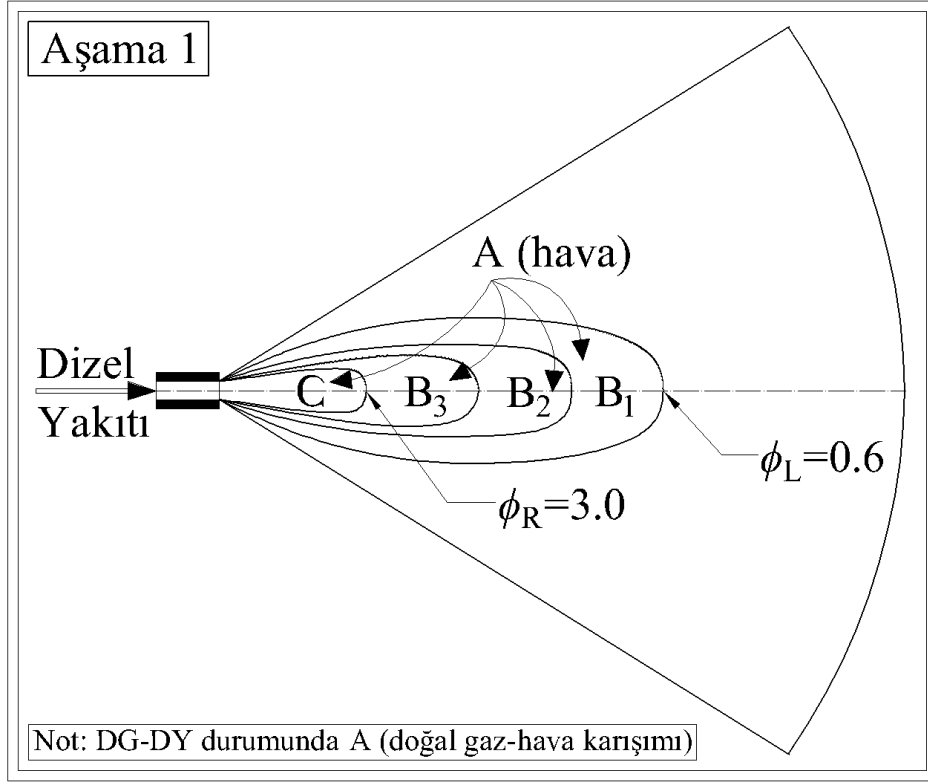
şeklinde hesaplanır. Literatürde bu hata oranının % 0.01'den küçük olması önerilmektedir. Böylece istenen hata oranı değerine ulaşıldığında bulunan silindir basıncının, bölgelerin hacimlerinin ve sıcaklıklarının yeterli doğrulukta hesaplanmış olduğu varsayılabilir. Motor çevrimini hesaplamak için geliştirilen bilgisayar programında yanma işleminin ikinci ve üçüncü aşamalar sırasında her yeni oluşun B_i bölgesi anlık yandıktan sonra, duvar bölgesi hesaplamalarının yapılabilmesi için ana programdan duvar modeli alt programına yönlendirme yapılmıştır ve söz konusu alt model uygulanarak duvar bölgesi ile ilgili hesaplamalar kolaylıkla yapılabilmektedir. Böylece anlık aktarma ve karışma işleminden sonra silindirdeki tüm bölgelerin son silindir basıncı, bölge sıcaklıkları ve bölge hacimleri belirlenebilmektedir.

2.5. Yanma İşleminin Aşamaları

Dizel yakıtının püskürtmesinin hemen ardından bir yakıt demeti oluşur. Yakıt demetinin bu aşamada *serbest bir yakıt jeti* şeklinde olduğu varsayılır. Püskürtmenin başlamasından yaklaşık (5 ila 10) ° krank mili açısı (KMA) sonra yakıt demeti piston tablasına ulaşır. Bu aşamadan sonra yakıt demeti artık serbest jet şeklinde değildir. Yakıt demetinin piston üst yüzeyine çarpmasından sonraki aşama için, geliştirilen modelde aşağıdaki açıklanan eklemeler ve uyarlamalar yapılmıştır. Yanma ve genişleme işlemleri beş ayrı aşamaya ayrılarak, söz konusu işlemlerin daha iyi anlaşılmasına ve hesaplanmasına çalışılmıştır.

a. Birinci Aşama

Bu aşama, püskürtmenin başlangıcından yakıt demeti ucunun pistonun üst duvarına (tablasına) ulaştığı KMA'ya kadar olan süreyi kapsamaktadır. Birinci aşamada, yakıt demeti serbest yakıt jeti şeklinde modellenmiştir. Serbest yakıt jeti şeklindeki hesaplamaların açıklamaları Bölüm 2.4'te ayrıntılı şekilde sunulmuştur. Şekil 7'de bu aşama şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 7. Birinci aşamada serbest yakıt jetinin şematik gösterimi

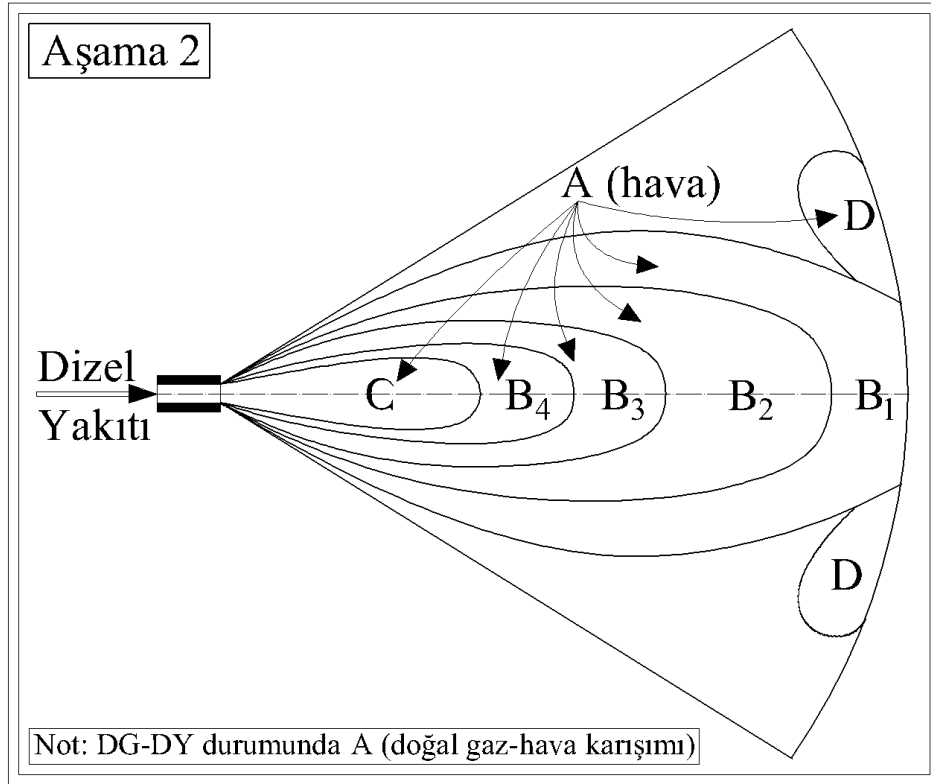
b. İkinci Aşama

İkinci aşama, yakıt demetinin piston üst tablasına çarpmasıyla başlamakta ve yakıt püskürtme işleminin sonuna kadar sürmektedir. Bu aşamanın başlangıcında, D duvar bölgesi oluşmaktadır. Yakıt demetinden duvara çarpan bölümler (yani yakıt demetinin ucundaki yanmış bölgeler) D bölgesine aktarılmaktadır. Yakıt demetinden ayrılıp gelen D bölgesine aktarılan dizel yakıtının kütleli debisi, dizel yakıtının püskürtme oranına eşit olarak alınabilir. Bu açıklamadan 2. aşamada yakıt demetindeki dizel yakıtının kütleli debisinin sabit olacağı anlaşılabılır. Şekil 8'de 2. aşamanın şematik şekli sunulmuştur.

Püskürtme ve yanma işlemlerinin devam etmesiyle birlikte A bölgesi gittikçe küçülür ve D bölgesi ise büyümeye başlar. Bu süreçte, A bölgesinden D bölgesine çekilen havanın ve çift yakıt durumunda hava ve doğal gaz yakıt karışımının debisi yukarıda verilmiş olan (142) bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir. (142) bağıntısındaki K_{AD} terimi, havanın A bölgesinden D bölgesine aktarılma hızını belirten bir katsayıdır. K_{AD} 'ye verilen değerler kullanılarak aktarım hızı hesaplanmaktadır. Örneğin K_{AD} 'ye yüksek değer verilmesi durumunda; aktarım hızının çok yavaş olduğu genişleme işleminin sonuna kadar A bölgesinin D bölgesine aktarılması mümkün olmamıştır. Düşük değer verilmesi

durumunda ise aktarım hızı çok yüksek değerler almakta; bu durum da aşırı sürüklenme doğurmaktadır. Böylece A bölgesi püskürtme işleminin sonuna yakın bir zamanda yok olmakta, yani D bölgesine aktarılmaktadır. Sonuçta uygun K_{AD} değerleri elde edebilmek için; bir dizi çevrim modeli hesabı yapmak gerekmektedir. Böylece deneysel veriler ile ortalama indike basınç ve indike verim değerleri arasındaki en iyi eşleşmeyi veren K_{AD} değeri belirlenmiş olmaktadır.

Yeni bölgelerin oluşturulması, oluşturulan B_i bölgelerinin anlık yanması ve bölgelerin termodinamik özelliklerinin hesaplanması 1. aşamadaki gibi yapılmıştır. Yakıt demetinin piston üst tablasına yakın olan bölgelerinde yanmış yanma ürünleri bulunmaktadır. Ayrıca yanma ürünlerinin duvar bölgesine aktarılma oranı dizel yakıtının püskürtme oranına eşit alınmıştır.



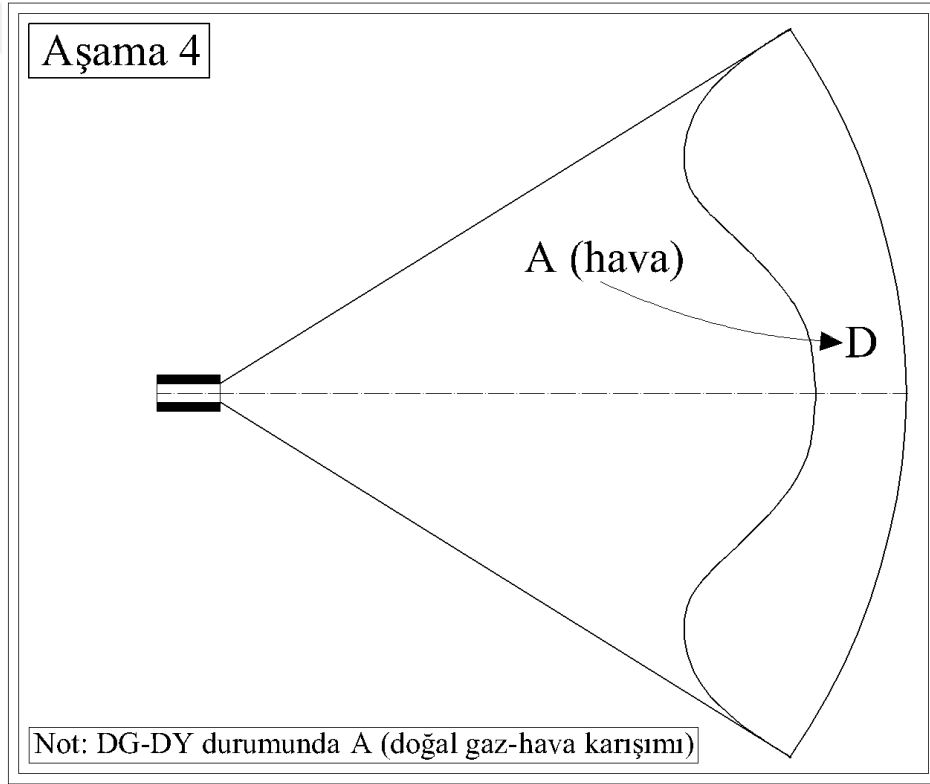
Şekil 8. İkinci aşamanın şematik gösterimi (Burada dizel yakıtının püskürtülmesi devam etmekte ve D duvar bölgesi oluşumu başlamaktadır)

c. Üçüncü Aşama

Yanma ve genişleme işleminin üçüncü aşaması, püskürtme tamamlandığında ve yakıt demetinin kuyruğu enjektörden ayrıldığında başlamaktadır. Bu aşamada, yakıt

d. Dördüncü Aşama

Bu aşama, silindirde yalnızca A bölgesi ve D bölgesi kaldığında başlar. Dördüncü aşama Şekil 10'da şematik olarak gösterilmiştir. A bölgesinden D bölgesine havanın ve çift yakıt durumunda hava ve doğal gaz yakıtı karışımının aktarılma oranı (142) bağıntısı kullanılarak belirlenebilir. Bu aşamada yeni B_i bölgeleri oluşturulamaz. Daha önceden tüm B_i bölgeleri D bölgesine aktarılmış olduğundan, anlık karışma işlemi de yoktur. A bölgesinden D bölgesine hava transferi ve D bölgesinde oluşan ard yanma, alt programda modellenmiştir. Bu aşamada, piston hareketi nedeniyle silindir dolgusu gittikçe genişler. Böylece dördüncü aşama A bölgesinin tamamının D bölgesine aktarılmasına kadar sürer.

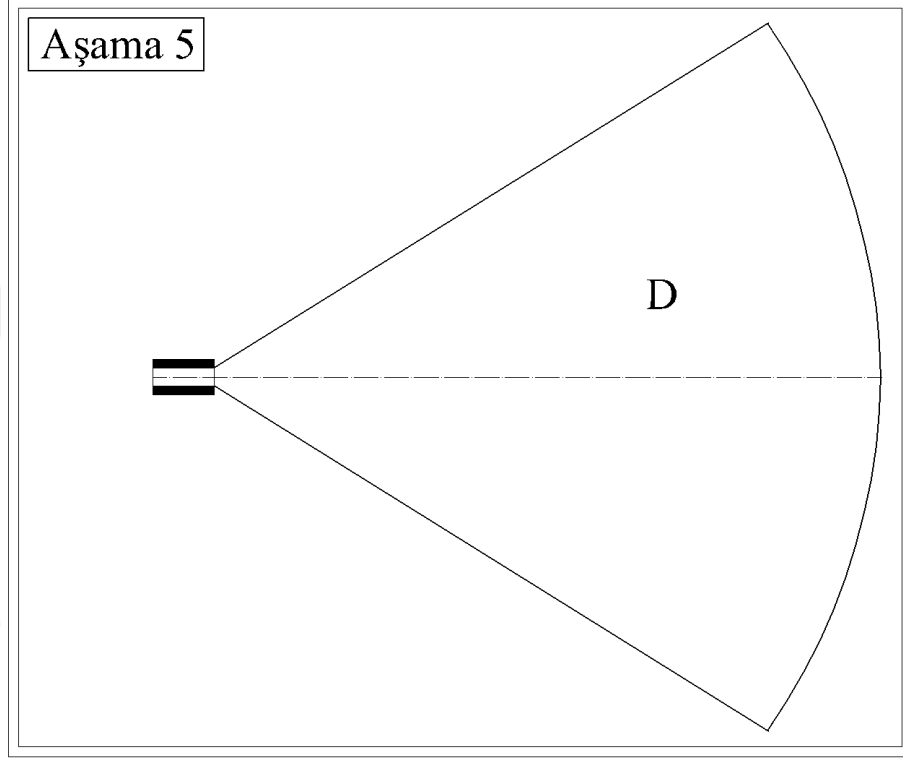


Şekil 10. Dördüncü aşamanın şematik gösterimi

e. Beşinci Aşama

Bu durumda silindir içerisinde yalnızca D gibi tek bir bölge vardır ve bu aşama genişleme işleminin sonuna kadar sürer. Beşinci aşama Şekil 11'de şematik olarak gösterilmiştir. Bu aşama boyunca silindir basıncı ve bölge sıcaklıklarının hesaplanmasında gerekli olan termodinamik özellikleri belirlemek için ECP alt programı kullanılmıştır.

Sunulan çok bölgeli model yukarıda açıklandığı gibi, 5 aşamaya ayrılarak modellenmiştir. Böylece, bu 5 aşama dizel motoru çevriminin, dizel yakıtın püskürtülmeye başlaması ve ardından yakıt demetinin oluşumundan yanma ve genişleme işlemlerinin sonuna kadar modellenmesini ve hesaplanmasını kapsamaktadır.



Şekil 11. Beşinci aşamanın şematik gösterimi

2.6. Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Durumu İçin Geliştirilen Modelde Yapılan Uyarlamalar

Günümüzde motor teknolojilerinin gelişiminde, enerji verimliliği ve çevre dostu çözümler önemli bir rol oynamaktadır. Bu bağlamda, doğal gazın veya daha farklı bir gaz yakıtın dizel yakıtı ile çift yakıt uygulaması dizel motorlarının verimliliğini artırmak ve egzoz emisyonlarını azaltmak amacıyla giderek daha fazla ilgi görmeye başlamıştır. Literatürde, çift yakıt uygulamasının uygulandığı motorlar çift yakıtlı motorlar şeklinde de adlandırılmaktadır (Wei & Geng, 2016). Söz konusu motorlarda, gaz yakıt, yanma odasına girmeden önce veya girdikten hemen sonra hava ile karışmaktadır. Bu homojen karışım,

sıkıştırma işleminin sonunda püskürtülen ve "pilot" olarak adlandırılan az miktar dizel yakıtı ile ateşlenmektedir.

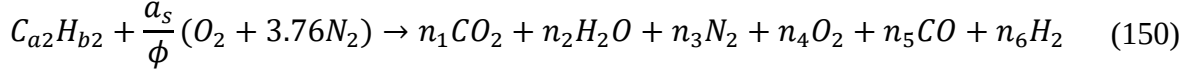
Çift yakıtlı motorlarda, gaz yakıtın kullanılmasında genellikle iki tür yaklaşım uygulanmaktadır. İlk ve en yaygın bilinen yaklaşım, emme havası içerisine yüksek oranda gaz yakıt eklenerek söz konusu gaz yakıt-hava karışımının az miktardaki dizel yakıtı ile ateşlenmesi yöntemidir. Böylece görece fazla miktarda gaz yakıtının kullanımı ile dizel yakıtına göre işletme maliyetleri düşürülmektedir. İkinci yaklaşımda ise, emme havası içerisine düşük oranda gaz yakıt püskürtülmekte ve söz konusu fakir gaz yakıt-hava karışımı dizel yakıtı ile yakılmaktadır. Yani burada, asıl güç dizel yakıtından sağlanmakta, emme havasına eklenen gaz yakıtın, aniden yanması ile yanmanın iyileştirilmesi, motor gücüne katkı sağlanması ve egzoz emisyonlarını azaltması amaçlanmaktadır. Literatürden çok iyi bilindiği gibi, çift yakıtlı sistemlerin en büyük üstünlüğü NO_x /duman dengesi üzerinde kontrol sağlayarak dizel motorlarında egzoz emisyonlarını azaltma potansiyeline sahip olmalarıdır (Stewart & Clarke, 2010). Bu üstünlüklerin pratik uygulamalarda etkin bir şekilde kullanılabilmesi için, çift yakıtlı uygulamalarda yanma süreçlerinin daha iyi anlaşılması gerekmektedir.

Sunulan çalışmada, dizel motoru çevrimlerini saf dizel yakıtı durumunda hesaplamak için geliştirilmiş olan çevrim modeli, çift yakıt (doğal gaz-dizel yakıtı, DG-DY) durumu için uyarlanmıştır. DG-DY çift yakıt uygulaması durumunda, çevrim boyunca silindir hacmi ve silindir basıncı, (14) ve (16) numaralı adi diferansiyel denklem takımları çözülerek belirlenmiştir. Ancak, DG-DY çifti uygulamasında bu denklemlerde bulunan bazı terimlerde düzenlemeler yapılması gerekmektedir. Aşağıda, DG-DY çifti yakıt uygulaması için modelde yapılan düzenlemeler sırasıyla sunulmuştur.

2.6.1. Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Durumu İçin Emme ve Sıkıştırma İşlemi Boyunca Silindirdeki Dolgunun Hacimsel Oranlarının ve Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Sıkıştırma işlemi süresince doğal gaz ve hava karışımı sıkıştırılmaktadır. Bu durumda karışımın termodinamik özellikleri hesaplanırken doğal gazın özelliklerinin de hesaba katılması gerekmektedir. Karışımın termodinamik özelliklerinin hesaplanması 1 mol yakıt için yapılmaktadır ve doğal gazın kapalı formülü $C_{a2}H_{b2}$ şeklinde alınmıştır. Bu durumda a_s/ϕ mol hava için 1 mol kadar doğal gaz kullanılmaktadır. Burada a_s stokiyometrik molar hava-yakıt oranı, ϕ ekivalans oranı ve F_{st} stokiyometrik yakıt-hava

kütle oranıdır. Böylece çift yakıt durumu için sıkıştırma işleminde geçerli olan kimyasal denklem (yanma denklemi) ve bu denklemden yararlanarak yanma ürünlerini oluşturan her bir maddenin hacimsel oranları aşağıdaki gibi yazılabilir (Ferguson & Kirkpatrick, 2015).



$$y_{dg} = \frac{1}{\left(1 + \frac{a_s}{\phi} \cdot 4.76\right)} \quad (151)$$

$$y_1 = y_{O_2} = \frac{a_s}{\phi} \cdot y_{dg} \quad (152)$$

$$y_2 = y_{N_2} = \frac{a_s}{\phi} \cdot 3.76 \cdot y_{dg} \quad (153)$$

Hacimsel oranlardan yararlanarak, karışımın kmol kütlesi (154) bağıntısından hesaplanmıştır.

$$M_{w,k} = 15.999 \cdot y_1 + 28.01 \cdot y_2 + M_{w,dg} \cdot y_{dg} \quad (154)$$

Burada $M_{w,dg}$ doğal gazın molekül kütlesidir. Karışımdaki her bir maddenin hacimsel oranları belirlendikten sonra; karışımdaki gazların termodinamik özellikleri SDY için düşük sıcaklıktaki termodinamik özelliklerin hesabında verilen (45)'ten (47)'ye kadarki bağıntılar ve her bir özelliğin sıcaklığa, basınca ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri ise (49)'dan (59)'a kadarki bağıntılar kullanılarak hesaplanabilir.

2.6.2. Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Durumunda Demetteki Yakıt-Hava Kütlesinin Belirlenmesi

SDY için demeti oluşturan bölgelerdeki dizel yakıtının ve havanın anlık kütle miktarlarının belirlenmesi Bölüm 2.4.3'te ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. DG-DY durumu için silindir dolgusunun içinde doğal gaz da bulunmaktadır. Söz konusu çift yakıt durumu için demet içerisindeki dizel yakıtı, doğal gaz ve havanın uzaysal dağılımının belirlenmesi gerekmektedir. Silindir içerisinde herhangi bir bölgede doğal gaz ve dizel yakıtı karışımının toplam konsantrasyonu $c_{ty}(x,y,\theta)$; birincil yakıt olan dizel yakıtının

konsantrasyonu $c_{dy}(x, y, \theta)$ ve ikincil yakıt olan doğal gazın konsantrasyonu $c_{dg}(x, y, \theta)$ olmak üzere bölgesel konsantrasyonlarının toplamı aşağıdaki gibi yazılmıştır (Liu & Karim, 1997).

$$c_{ty}(x, y, \theta) = c_{dy}(x, y, \theta) + c_{dg}(x, y, \theta) \quad (155)$$

Burada $c_{dy}(x, y, \theta)$ dizel yakıtın bölgesel konsantrasyonu (107) bağıntısından belirlenebilir. $c_{dg}(x, y, \theta)$ doğal gazın bölgesel konsantrasyonudur ve

$$c_{dg}(x, y, \theta) = c_{sm} \cdot [1 - c_{dy}(x, y, \theta)] \quad (156)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Burada c_{sm} emme işlemi sonunda silindir dolgusunun içindeki doğal gazın konsantrasyonudur ve sıkıştırma işleminin başında silindir dolgusunun içindeki doğal gaz miktarının toplam silindir dolgusu miktarına (doğal gaz ve hava kütleleri toplamına) oranı şeklinde hesaplanabilir. Böylece herhangi bir bölgedeki havanın konsantrasyonu ise aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$c_h(x, y, \theta) = 1 - c_{ty}(x, y, \theta) = (1 - c_{sm}) \cdot [1 - c_{dy}(x, y, \theta)] \quad (157)$$

2.6.3. Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Durumunda Yüksek Sıcaklıktaki Yanma Ürünlerinin Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Dizel yakıtının yanması sonucunda meydana gelen yanma ürünleri ve söz konusu ürünlerin hacimsel oranlarından yararlanarak karışımın yüksek sıcaklıktaki termodinamik özellikleri ve bunların kısmi türevlerinin hesabı, Bölüm 2.3.2'de açıklanmıştır ve bu hesaplamaları gerçekleştirmek için ECP alt programı hazırlanmış ve kullanılmıştır. Benzer şekilde, çift yakıt kullanımında her iki yakıtın özelliklerini yansıtacak şekilde mevcut alt programda uyarlamalar yapılmıştır. Söz konusu uyarlamalar aşağıda adım adım verilmiştir.

$$\begin{aligned} (X_1 C_a H_b O_c N_d + X_2 C_{a2} H_{b2}) + \frac{a_s}{\phi} (O_2 + 3.76 N_2) \\ \rightarrow n_1 CO_2 + n_2 H_2 O + n_3 N_2 + n_4 O_2 + n_5 CO + n_6 H_2 + n_7 H \\ + n_8 O + n_9 OH + n_{10} NO \end{aligned} \quad (158)$$

Bu yanma denkleminde dizel yakıtının kimyasal formülü (kapalı formülü) $C_aH_bO_cN_d$ ve doğal gazın kimyasal formülü $C_{a2}H_{b2}$ şeklinde alınmıştır. X_1 ve X_2 karışımdaki dizel yakıtının ve doğal gazın hacimsel oranlarıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır. Çift yakıt durumunda, her iki yakıtın kimyasal formülleri ve hacimsel oranları kullanılarak, yakıt karışımının kapalı formülü $C_{aed}H_{bed}O_{ced}N_{ded}$ şeklinde yazılarak kullanılmıştır. Böylece, püskürtme işleminin başlamasıyla birlikte, belirlenen kütle oranlarında karışan $C_aH_bO_cN_d$ ve $C_{a2}H_{b2}$ iki hidrokarbon yakıt karışımındaki bileşenlerin hacimsel oranları aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\begin{aligned}
 n_{dy} &= \frac{m_{dy}}{M_{w,dy}} \\
 n_{dg} &= \frac{m_{dg}}{M_{w,dg}} \\
 X_1 &= \frac{n_{dy}}{n_{dy} + n_{dg}} \\
 X_2 &= \frac{n_{dg}}{n_{dy} + n_{dg}}
 \end{aligned} \tag{159}$$

Burada n_{dy} ve n_{dg} sırası ile karışımdaki dizel yakıtı ve doğal gazın mol sayıları, $M_{w,dy}$ ve $M_{w,dg}$ ise sırasıyla dizel yakıtının ve doğal gazın molekül kütleleridir.

Söz konusu eşdeğer yakıttaki karbonun, hidrojenin, oksijenin ve azotun mol sayıları ise;

$$\begin{aligned}
 C: \quad aed &= X_1 \cdot a + X_2 \cdot a_2 \\
 H: \quad bed &= X_1 \cdot b + X_2 \cdot b_2 \\
 O: \quad ced &= X_1 \cdot c \\
 N: \quad ded &= X_1 \cdot d
 \end{aligned} \tag{160}$$

şeklinde hesaplanabilir. Böylece, çift yakıt durumu için yakıt karışımını içeren bölgelerin stokiometrik ekivalans oranı aşağıdaki gibi belirlenir.

$$F_{st,k} = X_1 \cdot F_{st,1} + X_2 \cdot F_{st,2}$$

$$\phi = \frac{(m_{dy} + m_{dg})}{m_h \cdot F_{stk}} \quad (161)$$

Eşdeğer yakıtın özellikleri böylece belirlendikten sonra, DG-DY çift yakıt durumu için yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin hacimsel oranları SDY durumunda olduğu gibi ilgili denklemler Newton-Raphson yöntemiyle çözülerek belirlenebilir. DG-DY çift yakıt durumunda yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin hacimsel oranları belirlendikten sonra, karışımın termodinamik özellikleri de SDY'nin yüksek sıcaklıktaki termodinamik özelliklerinin hesaplanmasında uygulanan bağıntılardan yararlanılarak hesaplanabilir. Bu bağlamda, $M_{w,k}$ karışımın kmol kütlesi, R_k karışımın gaz sabiti, h_k karışımın entalpisi, u_k karışımın iç enerjisi, $c_{p,k}$ karışımın sabit basınçtaki özgül ısısı sırasıyla (73), (74), (79), (80) ve (87) bağıntılarından kolaylıkla belirlenebilir.

2.7. Motor Çevriminin Hesaplanması

Sunulan çalışmada, dizel motoru çevrimini SDY ve DG-DY çift yakıt durumu için hesaplayabilen bir termodinamik esaslı çevrim modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen çevrim modelinde, emme ve egzoz işlemleri Durgun (1991) tarafından verilen pratik bir hesap yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri için ise, çok bölgeli termodinamik esaslı çevrim modeli uyarlanarak kullanılmıştır. Motor çevrimini oluşturan işlemlerin hesaplanması aşağıdaki bölümde sırasıyla açıklanacaktır.

2.7.1. Emme İşlemi

Emme ve egzoz işlemlerinin hesaplanmasının ayrıntıları Durgun (2011) gibi kaynaklarda bulunabilir. Sunulan çalışmada; geliştirilen dizel çevrimi modelinde, emme işlemi, Durgun (1991) tarafından verilen hesap yöntemi ile modellenmiştir. İlgili yöntem burada kısaca sunulacaktır. Doğal emişli dizel motorlarında çevre basıncı ve sıcaklığı emme işleminin yani çevrim hesabının başlangıç koşullarını oluşturmaktadır. Aşırı doldurulmalı dizel motorlarında ise silindire kompresör çıkış basınç ve sıcaklığında hava girer. Bu durumda; P_0 dış ortam basıncı, T_0 dış ortam sıcaklığı olmak üzere P'_c kompresör çıkış basıncı ve T'_c kompresör çıkış sıcaklığı aşağıdaki yarı ampirik bağıntılar kullanılarak hesaplanmaktadır:

$$P'_c(\text{MPa}) = 1.5 \cdot P_0; \text{düşük basınçta aşırı doldurma durumu için} \quad (162)$$

$$P'_c(\text{MPa}) = (1.5 \div 2.2) \cdot P_0; \text{orta basınçta aşırı doldurma durumu için} \quad (163)$$

$$P'_c(\text{MPa}) = (2.2 \div 2.5) \cdot P_0; \text{yüksek basınçta aşırı doldurma durumu için} \quad (164)$$

$$T'_c = T_0 \cdot \left(\frac{P'_c}{P_0} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} \quad (165)$$

Burada; n_c aşırı doldurma kompresörünün politropik sıkıştırma üssüdür.

Egzoz işlemi sonunda silindir içerisinde ölü hacim kadar bir önceki çevrimden kalan artık egzoz gazları bulunmaktadır. Bu gazlar emilen taze dolgu ile karışarak emme sonu özelliklerini etkilemektedir. Sunulan modelleme çalışmasında artık egzoz gazlarından oluşan gaz karışımının hacimsel oranları göz ardı edilmektedir. Ancak emme sonu sıcaklığını ve basıncını daha doğru hesaplamak için artık egzoz gazları katsayısı kavramı hesaba katılmıştır. Bu amaçla artık gazlarla ilgili bazı büyüklüklerin belirlenmesi gerekmektedir. P_r artık egzoz gazları basıncı, nominal devir için;

$$P_{r,N} = (1.05 \div 1.25) \cdot P_0; \text{aşırı doldurmasız motor} \quad (166)$$

$$P_{r,N} = (0.75 \div 0.98) \cdot P'_c; \text{aşırı doldurmalı motor}$$

aralığında uygun şekilde seçilir. Yüksek nominal devirler için üst sınıra yakın değerler seçilmelidir. Herhangi bir n devrinde ise artık egzoz gazları basıncı nominal devirdeki değere bağlı olarak;

$$A_p = \left(\frac{P_{r,N} - 1.035 \cdot P_0}{P_0 \cdot n_N^2} \right) \cdot 10^8 \quad (167)$$

$$P_r = P_0 \cdot (1.035 + A_p \cdot n^2) \cdot 10^{-8} \quad (168)$$

ampirik bağıntılarından hesaplanır. Burada; n_N nominal devir sayısı ve n ise çevrim hesabının yapıldığı motorun devir sayısıdır, $P_{r,N}$ değerleri ise nominal devir için geçerlidir.

Emilen taze gazlar, artık egzoz gazları ile karışarak ısınacağı için başlangıçta T_r artık egzoz gazları sıcaklığını tahmin etmek gerekir. Nominal devirdeki artık egzoz gazları sıcaklığı; $T_{r,N} = (600 \div 1100) (^{\circ}K)$ aralığında seçilir veya;

$$T_r = \left(\frac{-6.25 \cdot n^2}{1.10^2} \right) + 0.75 \cdot n + T_{r,N} \quad (169)$$

ampirik bağıntısından yaklaşık olarak hesaplanabilir. Taze dolgu silindire girene kadar sıcak emme kanalı çeperlerine çarparak ΔT kadar ısınır. Bu ısınma;

$$\begin{aligned} \Delta T_N &= (10 \div 40) (^{\circ}C); \text{doğal emişli dizel motoru} \\ \Delta T_N &= (-5 \div 10) (^{\circ}C); \text{aşırı doldurmalı dizel motoru, ara soğutma yok} \\ \Delta T_N &= -(30 \div 40) (^{\circ}C); \text{aşırı doldurmalı dizel motoru, ara soğutma var} \\ \Delta T &= A_t \cdot (110 - 0.0125 \cdot n); \text{diğer devirlerde} \end{aligned} \quad (170)$$

düzeylerinde olur. Burada A_t katsayısı;

$$A_t = \left(\frac{\Delta T_N}{110 - 0.0125 \cdot n_N} \right) \quad (171)$$

bağıntısından hesaplanmaktadır.

Emme işlemindeki çeşitli kayıplar nedeniyle oluşacak ΔP_a basınç düşüşü; Bernoulli denkleminden yararlanarak ve $(\beta^2 + \xi)$ olarak gösterilen bir toplam kayıp katsayısı ile göz önüne alınarak elde edilmiş olan;

$$\Delta P_a (MPa) = (\beta^2 + \xi) \cdot \left(\frac{V_m \cdot n}{n_N} \right)^2 \left(\frac{\rho}{2} \right) \cdot 10^{-6} \quad (172)$$

bağıntısından yaklaşık olarak hesaplanabilir. Burada, $(\beta^2 + \xi)$ emme sistemindeki kayıpları gösteren bir katsayı, V_m emme sisteminin en dar kesitteki hızı ve ρ ise havanın yoğunluğu göstermektedir. $(\beta^2 + \xi)$ kayıp katsayısı $(2.5 \div 4)$ aralığında alınabilir. Böylece emme işleminin sonundaki basınç aşağıdaki (173) nolu bağıntı kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$P_a = P_0 - \Delta P_a; \text{doğal emişli motor dizel motoru} \quad (173)$$

$$P_a = P'_c - \Delta P_a; \text{aşırı doldurmalı dizel motoru}$$

Emme sonundaki sıcaklık ise, artık egzoz gazlarının ve taze dolgunun karışması göz önüne alınarak,

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (174)$$

bağıntısından bulunabilir. Aşırı doldurmalı motor kullanıldığında ((174) nolu bağıntıda) T_0 yerine T'_c yazılmalıdır. Burada γ_r artık egzoz gazları katsayısı, bir önceki çevrimden kalmış olan ölü hacim kadar artık egzoz gazlarının kmol sayısının emilen taze dolgunun kmol sayısına oranını göstermektedir. Bazı ara işlemler sonunda γ_r için

$$\gamma_r = \frac{\varphi_s \cdot P_r}{\varphi_{ed} \cdot \varepsilon \cdot P_a - \varphi_s \cdot P_r} \cdot \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \quad (175)$$

bağıntısı elde edilebilir. Bu bağıntıda, ε sıkıştırma oranı, φ_s süpürme katsayısı ve φ_{ed} ek doldurma katsayısıdır. φ_{ed} , egzoz ve emme supaplarının birlikte açık olduğu supap bindirmesi ve supap zamanlaması ile silindire dolan fazla hava miktarını dikkate alan bir katsayısıdır. Gerçekte emilen taze dolgunun kmol sayısının, dış ortam koşullarında silindiri doldurabilecek havanın kmol sayısına oranına *volümetrik verim* denir. Volümetrik verim de bazı ara işlemler sonunda elde edilen;

$$\eta_v = \varphi_{ed} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r} \quad (176)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Aşırı doldurmalı motor durumunda (175) ve (176) nolu bağıntılarda, $T_0 = T'_c$ ve $P_0 = P'_c$ olmalıdır.

2.7.2. Sıkıştırma İşlemi

Sıkıştırma işlemi süresince, silindir içerisindeki kütlenin değişmediği yani herhangi bir kütle kaybının olmadığı; $\dot{m}_{gir} = \dot{m}_{çık} = \dot{m} = 0$ olduğu varsayılmıştır. Böylece m ; emme işlemi sonunda yanma odasının içerisindeki havanın toplam kütlesine eşittir ve taze

dolgunun (P_a, T_a) emme sonu özelliklerinden ve toplam yanma odası hacminden yararlanarak belirlenmektedir. Yani silindir içerisindeki kütle aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Ferguson & Kirkpatrick, 2015).

$$m = \frac{V}{v} \quad (177)$$

Burada v emme sonu koşullarında havanın, çift yakıt uygulaması durumunda ise doğal gaz ve hava karışımının özgül hacmidir. Çift yakıt uygulaması durumunda sıkıştırma işlemi boyunca karışımın termodinamik özellikleri hesaplanırken 1 mol doğal gaz için a_s/ϕ mol havanın kullanıldığı varsayılmıştır. Söz konusu karışımındaki her bir maddenin mol oranları bilindiğinden karışımındaki havanın ve doğal gazın kütleleri aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$n_k = \frac{m}{M_{w,k}} \quad (178)$$

$$m_i = y_i \cdot n_k \cdot M_{w,i}, \quad i = 1, 2 \quad (179)$$

Buradaki 1 indisi sıkıştırılmış havayı, 2 ise silindir dolgusundaki doğal gazı göstermektedir. Dizel motorlarında yanma odasına püskürtülen dizel yakıtının kütesel debisi;

$$\dot{m}_y = C_{Denj} \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_y \cdot \Delta P} \quad (180)$$

bağıntısından hesaplanmıştır. Burada ΔP enjektör deliği boyunca basınç farkıdır ve

$$\Delta P = P_{püs} - P_{sil} \quad (181)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır. Burada d_n enjektör memesinin çapı, ρ_y dizel yakıtının yoğunluğu ve C_{Denj} enjektör memesi daralma katsayısıdır ve sunulan çalışmada sayısal değeri 0.8 olarak alınmıştır. $P_{püs}$ ise yakıtın püskürtme basıncıdır.

Tutuşma gecikmesi süresi ise literatürde çok yaygın olarak kullanılan ve Bölüm 2.4.5'te verilen (115) nolu bağıntıdan yararlanarak belirlenmiştir.

Sıkıştırma işlemi boyunca ve tutuşma gecikmesi süresince, yanma odasında tek bölge bulunduğundan hacim ve basınç değişimlerini belirlemek için (14) ve (16) nolu adi diferansiyel denklemler kullanılmıştır. Sıkıştırma işlemi boyunca $\dot{m}_{gir} = \dot{m}_{çık} = \dot{m} = 0$ olduğundan (14) ve (16) denklemleri daha basit bir forma dönüşür. Ayrıca sıkıştırma işlemi boyunca ekivalans oranı sabit olduğundan söz konusu denklemlerde ekivalans oranına göre kısmi türevler de bulunmamalıdır. Tutuşma gecikmesi süresince ise çözülen (14) ve (16) denklemlerinde ekivalans oranına göre kısmi türevlerin etkisi diğer terimler yanında çok küçük olmaktadır. Ayrıca tutuşma gecikmesi süresi $(3 - 6)^\circ$ KMA düzeylerinde çok kısa olduğundan ekivalans oranının değişimi ve ekivalans oranına göre kısmi türevler de göz ardı edilmiştir.

Sıkıştırma işlemi ve tutuşma gecikmesi boyunca silindir içerisinde hava veya doğal gaz-hava karışımı bulunmaktadır ve söz konusu karışımın sıcaklığı genellikle 1000 K 'den düşüktür. Bu nedenle, bu işlemler boyunca karışımın özellikleri, sıcaklığa ve basınca göre kısmi türevleri; Bölüm 2.3.1'de ayrıntılı biçimde verilen, düşük sıcaklıktaki gaz karışımlarının termodinamik özelliklerinin hesap yöntemi uygulanarak belirlenmiştir.

Böylece; sıkıştırma işlemi ve tutuşma gecikmesi boyunca, silindir içerisindeki dolgunun termodinamik durumu, Bölüm 2.2'de ayrıntılı olarak verilmiş olan (14) ve (16) denklemlerinin bir arada çözülmesiyle anlık olarak belirlenmiştir. Söz konusu denklem takımı 2. ve 3. dereceden Runge-Kutta ODE23 yöntemiyle çözülmüştür. Silindir dolgusunun sıcaklığı ise silindir basıncı ve bölge hacimleri kullanılarak ideal gaz bağıntısından belirlenmiştir.

2.7.3. Yanma-Genişleme İşlemi

Tutuşma gecikmesinin sonuna doğru silindirin içerisinde A, B₁ ve C olmak üzere üç bölgenin bulunduğu varsayılmaktadır. Tutuşma gecikmesi sonunda yanabilecek yakıt-hava karışımının bulunduğu B₁ bölgesinin anlık olarak yandığı düşünülmüştür. Anlık yanma sonunda silindir basıncı ve A, B₁ ve C bölgelerinin sıcaklıkları ve hacimleri Bölüm 2.4.6'da açıklandığı gibi belirlenmiştir. Hesaplanan bu silindir basıncı ve bölge hacimleri başlangıç değerleri olarak alınmış, ardından her bir bölge için (14) ve (16) numaralı adi diferansiyel denklem takımı bir arada çözülmeye başlanmıştır.

Söz konusu adi diferansiyel denklem takımını çözebilmek için; seçilen $\Delta\theta$ krank mili açısı adımlarında, püskürtülen dizel yakıtının debisi, demet parametreleri, dizel yakıtının

yanma odasında dağılma faktörü değerleri, her bir bölgenin ekivalans oranı sınırları, bölgelerde bulunan yakıt ve hava kütleleri ve kütlelerdeki değişim oranları hesaplanmıştır. Ayrıca ilgili bağıntılarda bulunan silindir dolgusunun (hava ve yakıt karışımının) termodinamik özellikleri ve özelliklerin sıcaklık, basınç ve ekivalans oranlarına göre kısmi türevleri, bölgelerin durumlarına göre, Bölüm 2.3’de açıklandığı gibi belirlenmiştir. Bu değerler hesaplandıktan sonra, söz konusu adi diferansiyel denklem takımı her bir bölge için çözülerek silindir basıncı ve bölgelerin hacimleri ve daha sonra da (5) numaralı ideal gaz denklemi kullanılarak her bir bölgenin sıcaklığı bulunmuştur.

Bölgelerin son durumları böylece belirlendikten sonra, yeni bir bölgenin oluşup oluşmayacağı kontrol edilir. Eğer geçici B_j bölgesindeki dizel yakıtının kütlesi yeni bir B_i bölgesi oluşturamıyorsa krank açısı $\Delta\theta$ kadar artırılarak adi diferansiyel denklem takımı çözülmeye devam edilir. Geçici B_j bölgesindeki dizel yakıtının kütlesi yeni bir bölge oluşturacak kriteri sağladığında yeni bir B_i bölgesi oluşturulur. B_i bölgesi oluşur oluşmaz anlık olarak yanar. B_i bölgesinin anlık yanması aşamasında silindirde herhangi bir iş üretilmediği, yakıt demetine çevreden hava çekilmediği ve ısı transferinin olmadığı varsayılmaktadır. Yeni oluşan B_i bölgesinin anlık yanması sonucu silindir basıncı ve yanma odasının içerisinde bulunan A, C ve daha önce yanmış B_i bölgelerinin hacimleri ve sıcaklıkları da değişir ve bu bölgelerin sıcaklıkları ve hacimleri yukarıda Bölüm 2.4.6’da açıklandığı gibi belirlenebilir.

Yakıt demeti piston üst tablasına ulaştığında A, C ve B_i bölgelerine ek olarak D duvar bölgesi de oluşur. Böylece yakıt demetinin yanma çeperlerine çarpan bölümündeki kütleler D bölgesine aktarılmış olur. Yanmanın 2. Aşamasını oluşturan bu süreçte ilgili hesapların ayrıntıları Bölüm 2.4.8’de verilmiştir.

Yanma ve genişleme işleminin üçüncü aşamasına, dizel yakıtının püskürtülmesi tamamlandığında ve yakıt demetinin enjektörden ayrılmaya başladığı anda geçilmiş olur. Yukarıdaki bölümlerde açıklandığı gibi, bu aşamada yakıt demetinin içeriği duvar bölgesine yani D bölgesine aktarılmaya devam eder. Bu sürece ilişkin ayrıntılı bilgiler Bölüm 2.5’te açıklanmıştır. Yakıtça zengin özün oluşturduğu C bölgesinde ekivalans oranı 3’ten küçük oluncaya kadar 3. aşama ile ilgili hesaplar sürdürülür. Sonunda C bölgesinde ekivalans oranı 3’ün altına indiğinde, bu bölge de anlık olarak yanar. Bu anlık yanma sonunda, silindirdeki tüm bölgelerin termodinamik durumları belirlenmiş olur. Böylece bu aşamada C bölgesi de bir B_i bölgesine dönüşmüş olur ve silindirde artık yanacak bölge kalmaz.

Tüm B_i bölgeleri D bölgesine aktarıldığında, silindir içerisinde sadece A ve D bölgeleri kalır. Yani tüm B_i bölgeleri D bölgesine aktarıldığında anlık karışma işlemi de artık bitmiş olur. A bölgesindeki havanın tamamı da yukarıda Bölüm 2.4.7 verilen (142) bağıntısına göre D bölgesine aktarılmış olduğundan, silindirde yalnızca D bölgesi kalır. Silindir içerisinde kalan D bölgesi tek bir homojen bölge olarak genişleme işleminin sonuna kadar, yani alt ölü nokta (AÖN) konumuna kadar genişler. Böylece, bu çalışmada sunulan çevrim modelinde yanma-genişleme işlemlerinin hesabı tamamlanmış olur. Yanma ve genişleme işlemleri ve ilgili hesap adımları ile ilgili bilgiler Bölüm 2.5'te ayrıntılı biçimde sunulmuştur.

2.7.4. Egzoz İşlemi

Bölüm 2.7.1'de emme işleminin başlangıcında, egzozla ilgili T_r egzoz gazları sıcaklığı ve P_r egzoz gazları basıncı değerleri yaklaşık olarak seçilmişti. Çevrim simülasyonu sonunda, T_r sıcaklığı; hesaplanan P_b genişleme sonu basıncı özelliklerine bağlı olarak, basınçlı bir kaptan bir gazın boşalması formüle edilerek çıkarılan,

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} = T'_r \quad (182)$$

bağıntısından hesaplanır.

Son olarak bulunan T_r değeri ile başta seçilen T'_r arasındaki fark oranının belli bir sınırdan küçük olması gerekir. Burada söz konusu fark oranının,

$$\left| \frac{T'_r - T_r}{T'_r} \right| \leq \% 3 \quad (183)$$

düzeylerinde olması yeterli kabul edilmektedir. Eğer fark oranı $\% 3$ 'ten büyükse, $T_r = T'_r$ alınarak çevrim hesabı emme işleminden başlayarak yeniden tekrarlanır. Bu döngü hata oranı $\% 3$ 'ten küçük olana kadar sürdürülür. Böylelikle dizel motoru çevrim hesabının kendi içinde tutarlı olup olmadığı kontrol edilmiş olur. Çevrim hesabının yeterli duyarlılığı sağladığı anlaşıldıktan sonra motor performans karakteristikleri hesaplanmasına geçilebilir. Motor karakteristiklerinin ayrıntılı hesabı Bölüm 2.8'de açıklanmıştır.

2.8. Motor Performans Karakteristiklerinin Hesaplanması

Motor karakteristiklerinin hesabına ilişkin ayrıntılı bilgiler; Durgun (2011) gibi kaynaklarda bulunabilir.

2.8.1. Ortalama İndike Basınç ve İndike Verim

Yalnızca genişleme süresince pistonun üst yüzeyine sabit olarak etki ettiği düşünülen ve silindir içindeki gazların gerçek indike işine eşit işi veren basınca ortalama indike basınç denir ve;

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_h} \quad (184)$$

bağıntısından hesaplanır. Burada W_i gerçek veya indike iştir. Çok bölgeli yanma modellemesinde emme ve egzoz işlemleri basitleştirilmiş şekilde hesaplandığı için bu işlemler indikatör diyagramında köşeli olur. Bu nedenle indikatör diyagramında köşeli yerlerin yuvarlatılması gerekir. Çünkü gerçek çevrimde indikatör diyagramı yuvarlaklaştırılmış karakterde olur. Bundan dolayı çevrim hesabında elde edilen $W_{i,t}$ işi, φ_i yuvarlatma katsayısı ile çarpılarak daha doğru bir iş olan W_i gerçek indike işi elde edilmiş olur.

$$W_{gerçek\ iş} = \varphi_i \cdot W_{i,t} = W_i \quad (185)$$

İndike verim için;

$$\eta_i = \frac{W_i}{m_y \cdot H_u} \quad (186)$$

bağıntısı yazılabilir. Burada; m_y yakıtın kütlesini, H_u yakıtın alt ısı değerini ifade eder.

2.8.2. Ortalama Efektif Basınç

Pistona yalnızca genişleme süresince sabit olarak etki ettiği düşünülen ve W_e işine eşit işi veren basınç değerine ortalama efektif basınç denir ve;

$$P_{me}(kPa) = \frac{W_e}{V_h} = P_{mi} - P_{m,m} \quad (187)$$

bağıntısından hesaplanır. Burada $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncıdır ve motorun ortalama piston hızına lineer olarak bağlı olabileceği düşüncesine dayanan ve Durgun (2022), Khovakh (1979), Kolchin & Demidov (1980) ve Heywood (1988) gibi kaynaklardan alınmış olan;

$$P_{m,m}(kPa) = 75 + 48 \cdot (n/1000) + 0.4 \cdot v_{p,m}^2; \text{ direkt püskürtmeli motorlar} \quad (188)$$

$$P_{m,m}(MPa) = a + b \cdot v_{p,m}; \text{ doğal emişli motorlar} \quad (189)$$

$$P_{m,m}(MPa) = (a + b \cdot v_{p,m}) \cdot (P_{c'}/P_{mi}) \cdot 10; \text{ turboşarjlı motorlar} \quad (190)$$

şeklindeki ampirik bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır. Burada $v_{p,m}$ ortalama piston hızını, $P_{c'}$ kompresör çıkış basıncını, P_{mi} ortalama indike basıncı göstermektedir. Mekanik kayıplar ortalama basıncı için verilen ampirik bağıntıda yer alan (a, b) katsayıları için sırasıyla direkt püskürtmeli dizel motorları için kaynaklarda önerilen 0.089 ve 0.0118 değerleri kullanılmıştır.

2.8.3. Mekanik Verim, Efektif Verim, Özgül Yakıt Tüketimi, Efektif Güç ve Döndürme Momenti

Mekanik verim, indike ve efektif basınçlar cinsinden,

$$\eta_m = \frac{P_{me}}{P_{mi}} \quad (191)$$

şeklinde hesaplanabilir. Efektif verim ise; indike verime ve mekanik verime bağlı olarak

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (192)$$

bağıntısından kolayca bulunabilir.

Bilindiği gibi; birim zamanda birim güç için harcanan yakıtın kütlesine özgül yakıt tüketimi denir ve;

$$b_e \left(\frac{kg}{kWh} \right) = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \quad (193)$$

bağıntısından belirlenebilir. Sonuçta efektif güç de literatürde çok iyi bilinen,

$$N_e(kW) = \frac{P_{me} \cdot Z \cdot V_h \cdot n}{60 \cdot k} \quad (194)$$

bağıntısından hesaplanabilir (Durgun, 2022; Heywood, 1988). Burada; P_{me} (MPa) ortalama efektif basınç, Z silindir sayısı, V_h (L) strok hacmi, n (d/d) devir sayısı ve k ise strok sayısına bağlı olarak 2 zamanlı motorlarda k 'nin değeri 1 ve 4 zamanlı motorlarda ise 2 olarak alınan bir sayıdır. Efektif güçten yararlanarak döndürme momenti;

$$M_d(Nm) = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} \quad (195)$$

2.8.4. Yakıtın Alt Isıl Değeri

1 kg yakıtın kayıpsız yanması sonucu elde edilen ısı miktarına alt ısı değer denir. Yakıtın alt ısı değeri ya deneysel yolla ya oluşum entalpilerinden teorik olarak ya da elemansel bileşimden yararlanarak bazı ampirik bağıntılar aracılığı ile hesaplanabilir. Burada yakıtın alt ısı değeri bir ampirik bağıntı olan Mendeleyev formülü kullanılarak;

$$H_u(kJ/kg) = 33.91 \cdot c' + 125.6 \cdot h' - 10.89 \cdot (o'_y - s') - 2.51 \cdot (9h' + w') \quad (196)$$

bağıntısından belirlenmiştir. Isıl değer hesabında ve diğer yanma hesaplarında gerekli olan; yakıtın elemansel bileşimi ile ilgili c' , h' , o'_y , s' ve w' değerleri yakıtın kapalı (kimyasal) formülünden yararlanarak belirlenmiştir. Çift yakıt uygulamalarında kullandığımız doğal gaz, esas olarak metandan oluşan bunun yanında etan, propan, bütan ile karbondioksit ve azot (nitrojen) gibi hidrokarbon olmayan gazlardan oluşan karmaşık yapılu bir gazdır. Aşağıda Tablo 5'te doğal gazın ilgili literatürlerden alınan fiziksel ve kimyasal özelliklerinin ayrıntılı bir tablo gösterimi sunulmuştur. Tablo 5'te ayrıca burada dizel yakıtının ve benzinin başlıca özellikleri de yer almaktadır.

Tablo 5. Dizel yakıtı, benzin ve doğal gazın başlıca özellikleri (Şahin vd., 2021; Aksu, 2013; Wei & Geng, 2016; Ferguson & Kirkpatrick, 2015; Durgun, 2022)

	Dizel yakıtı	Benzin	Doğal Gaz (Metan)
Kimyasal formül (kapalı formül)	$C_{14.4}H_{24.9}$	C_7H_{17}	CH_4
Mol kütlesi ($kg/kmol$)	198.058**	101.213**	16.043**
Yoğunluk (kg/m^3)	823*	732.9*	0.66
Alt ısı değer (kJ/kg)	45730	47870	52400
Setan sayısı	45	–	5
Oktan sayısı		87	120
Buharlaştırma gizli ısı (kJ/kg)	230	307	509
Kaynama noktası ($^{\circ}C$)	180 – 360	–	
Parlama noktası $^{\circ}C$	≥ 55	–	
Kinematik viskozite, $20^{\circ}C$ 'de, (mm^2/s)	3.4	0.60	
Elemansel bileşim	$c' = 0.873$ $h' = 0.127$	$c' = 0.831$ $h' = 0.169$	$c' = 0.749$ $h' = 0.251$
Fiyat (TL/L), Temmuz 2024	44.33	44.24	0.016

* Laboratuvarla ölçülmüştür.

** Kimyasal formülden hesaplanmıştır.

2.8.5. Motor Performans Karakteristiklerinin ve Egzoz Emisyonları Değerlerinin Değişim Oranlarının Hesaplanması ve Yakıt Maliyeti Analizi

Efektif güç ve diğer motor performans karakteristiklerinin değişim oranları ile egzoz emisyonlarının değişim oranları aşağıdaki yaklaşımda verildiği gibi, her büyüklük için benzer şekilde hesaplanmaktadır (Durgun vd., 2009). Örneğin DG-DY çift yakıt durumunda SDY'ye göre efektif güçteki değişim oranı;

$$\frac{\Delta N_e}{N_e} \cdot 100 (\%) = [(N_{e, \text{ÇY}} - N_{e, \text{SDY}}) / N_{e, \text{SDY}}] \cdot 100 \quad (197)$$

bağıntısından kolayca hesaplanabilir. Buradaki $N_{e,\zeta Y}$ ve $N_{e,SDY}$ sırasıyla DG-DY çift yakıt ve SDY durumlarında bilgisayar modelinden hesaplanan efektif güçleridir. Durgun vd. (2009) tarafından orijinal olarak geliştirilen pratik maliyet analizi bağıntısı kullanılarak DG-DY çift yakıt uygulaması için maliyet analizi de yapılmıştır ve SDY durumuna göre karşılaştırmalar sunulmuştur. Söz konusu bağıntı;

$$\frac{\Delta C}{C_1} \cdot 100 (\%) = [(C_2 - C_1)/C_1] \cdot 100 = \left[\frac{x_1 + \sum_1^2 x_i \cdot r_i}{x_1 + \sum_1^2 x_i \cdot s_i} \cdot \left(1 + \frac{\Delta b_e}{b_e} \right) - 1 \right] \cdot 100 \quad (198)$$

şeklindedir. Burada;

$$r_i = C_i/C_1; r_1 = C_1/C_1 = 1, r_2 = C_2/C_1 = 0.016/44.33 = 3.61e - 04$$

$$s_i = \rho_i/\rho_1; s_1 = \rho_1/\rho_1 = 1, s_2 = \rho_2/\rho_1 = 0.66/823 = 8.02e - 04$$

olarak alınabilir. Ayrıca C_1 dizel yakıtının, C_2 doğal gazın birim fiyatıdır, $\Delta b_e/b_e$ özgül yakıt tüketiminin değişim oranıdır, ρ_1 ve ρ_2 ise sırasıyla dizel yakıtının ve doğal gazın yoğunluklarıdır. Burada, (C_1, C_2) , (ρ_1, ρ_2) and b_e büyüklüklerinin birimleri (TL/L), (kg/m³) ve (kg/kWh)'dir.

2.8.6. Açığa Çıkan Isı Oranının Hesaplanması

Sunulan çalışmada, açığa çıkan ısı oranını hesaplamak için literatürdeki aşağıda verilen Heywood (1988) bağıntısı kullanılmıştır.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\gamma - 1} \left(V \cdot \frac{dP}{d\theta} + \gamma \cdot P \cdot \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (199)$$

(199) bağıntısında; $\frac{dQ}{d\theta}$ açığa çıkan ısı oranını, P (bar) silindir basıncını, V (cm³) silindir hacmini, γ özgül ısıların oranını ve θ (der.) krank mili açısını göstermektedir. Bu bağıntıdan yararlanarak silindir içerisindeki kütleler dikkate alınarak, emme supabının kapanması ile egzoz supabının açılma aralığı boyunca her açı adımıyla açığa çıkan ısı oranlarının (ısının açısı ile değişimi oranının) analizi yapılmıştır.

2.9. Sunulan Modelde Kullanılan Bilgisayar Programının Tanıtılması ve Programın Akış Şeması

Dizel motorlarında SDY motor çevrimini araştırmak amacıyla, ayrıntılı bir biçimde Bölüm 2.4’de verilen, geçici çok bölgeli yakıt demeti modeline dayalı olan MATLAB programlama dilinde bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Sonrasında ise söz konusu program DG-DY çift yakıt uygulaması için yeniden uyarlanmıştır. Bilgisayar programına girilen değerler; silindir çapı, strok uzunluğu, sıkıştırma oranı, silindir sayısı, motor hızı, dizel yakıtının kapalı formülü, yoğunluğu, püskürtme basıncı, püskürtme avansı, püskürtme süresi, enjektör memesinin delik çapı, delik sayısı, ortam sıcaklığı ve ortam basıncıdır. DG-DY çift yakıtlı durumda ise eklenen doğal gazın kütle ve hacimsel oranları ve kapalı formülü girilen ek büyüklüklerdir.

Silindir dolgusunun termodinamik özellikleri Bölüm 2.3’te açıklandığı gibi, emme sonu özellikleri ise Bölüm 2.7.1’de açıklandığı gibi belirlenmiştir. Sıkıştırma işlemi, tutuşma gecikmesi, yanma işlemi ve genişleme işlemi boyunca silindir dolgusu için Bölüm 2.2’de ayrıntılı bir biçimde verilmiş olan $dP/d\theta$ ve $dV/d\theta$ adi diferansiyel takımı 0.5° krank mili açısı adımları seçilerek integre edilmiştir. Bölgelerin sıcaklıkları ise ideal gaz denkleminde hesaplanmıştır.

Sıkıştırma, tutuşma gecikmesi, yanma ve genişleme işlemleri için düzenlenmiş denklemlerde çeşitli farklı terimler bulunmaktadır. Söz konusu terimler; gazların termodinamik özellikleri, silindir geometrisi, ısı transferi hesabı, yanma işleminde kullanılan demet boyu ve açısı, yakıt demetini içeren bölgelerdeki anlık dizel yakıt, doğal gaz ve havanın kütleleri ile ilgili terimlerdir. Bilgisayar programında her krank mili açısında bu büyüklükleri hesaplamak için çeşitli alt programlar oluşturulmuştur.

Sıkıştırma işlemi için başlangıç değerleri emme sonu özellikleridir. Püskürtme işlemi piston ÜÖN’ye gelmeden θ_s derece kadar önce başlatılmıştır. Tutuşma gecikmesi süresi; sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığından ve dizel yakıtının ve doğal gazın özelliklerinden yararlanarak (115) nolu bağıntısından yararlanarak sayısal olarak belirlenmiştir. Tutuşma gecikmesi süresince silindir dolgusunun özellikleri Bölüm 2.2’deki gibi hesaplanmıştır.

Tutuşma gecikmesi dolduktan sonra silindir içerisinde hava, yakıtça zengin öz ve yanabilecek sınırlar içerisinde olan tek bir B_1 bölgesinin bulunduğu varsayılmıştır. Söz konusu bölge tutuşma gecikmesi süresi sonunda anlık olarak yanmaktadır. Anlık yanma sonucu bölgelerin termodinamik özellikleri Bölüm 2.4.6’te açıklandığı gibi belirlenmiştir. Daha sonra yeni bir bölge oluşuncaya kadar silindir basıncı; $dP/d\theta$ için ve söz konusu

bölgelerin hacimleri; $dV_i/d\theta$ için düzenlenen adi diferansiyel denklem takımı çözülerek bulunmuştur. Bölgelerin sıcaklıkları ise ideal gaz denkleminde hesaplanmıştır. Geliştirilen teorik modelde yeni bir bölgenin oluşup oluşmadığının belirlenebilmesi için aşağıda açıklanan kriterin her krank mili açısı adımıyla sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilmiştir. Yeni bir bölgenin oluşum kriteri aşağıdaki gibi düşünülmüştür.

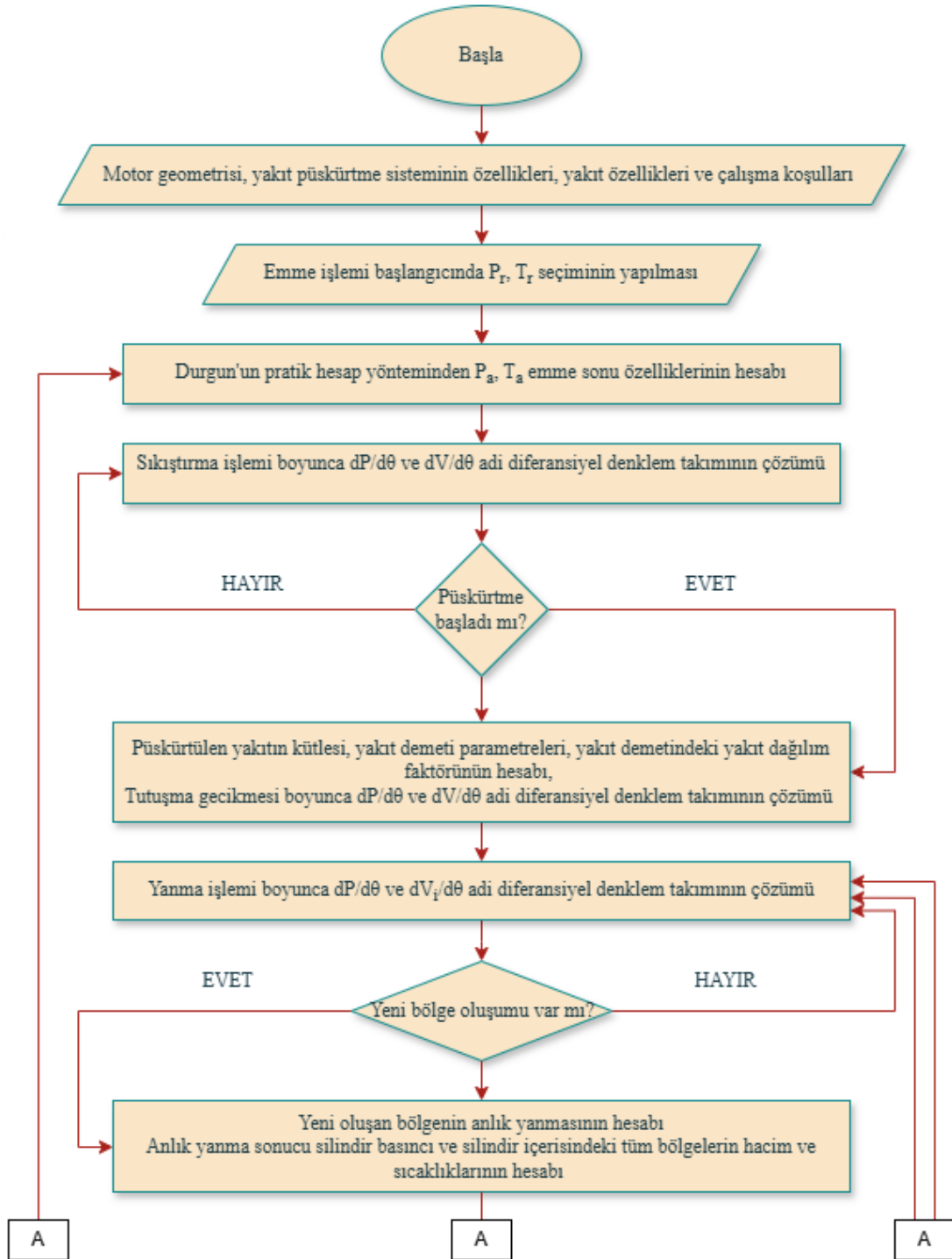
İlk yanma sonrası oluşmuş B_1 yanma bölgesine bitişik henüz yakıtça zengin C bölgesinden ayrılmamış geçici B_j bölgesindeki dizel yakıtının kütlesi tutuşma gecikmesi sonucu oluşan B_1 ilk yanma bölgesinde bulunan dizel yakıt kütlesinin $1/3$ katına ulaştığında söz konusu B_j bölgesinin yanmaya hazır olduğu ve bu bölgenin oluşur oluşmaz anlık olarak yanacağı varsayılmıştır. Anlık yanma sonucu yeni yanma bölgesinin ve silindir içerisinde yer alan daha önce yanmış bütün bölgelerin, yakıtça zengin öz bölgesi ve yakıt demetinin çevreleyen silindir dolgu bölgesinin termodinamik özellikleri Bölüm 2.4.6'da açıklandığı gibi belirlenmiştir. Bir sonraki yeni bölge oluşum krank açısına kadar silindir içerisindeki bölgelerin basınç ve hacim değişimlerini belirlemek için ($dP/d\theta$ ve $dV_i/d\theta$) düzenlenen adi diferansiyel denklem takımı çözülmüştür.

Yakıt demeti; belirli bir krank açısı sonrasında duvara çarpmasıyla serbest jet durumunu kaybeder ve duvar bölgesinde yeni bir bölge D bölgesi oluşur. Duvara çarpan yakıt demetinin içeriğinin söz konusu bölgeye aktarımının ve karışma işleminin anlık yanmadakine benzer şekilde gerçekleştiği varsayılmaktadır. Aktarım ve karışma işlemleri işlem kolaylığı açısından her yeni bölgenin oluştuğu krank açısında gerçekleştirilmiştir.

C bölgesi, ek B_1 bölgeleri oluşturmak için yeterli dizel yakıt içermediğinde, A bölgesinden gelen hava sürüklenmesi olayı C bölgesinin genel ekivalans oranı zengin yanma sınırının altına düşene kadar devam eder. Böylelikle C bölgesi yanabilir ekivalans oranına geldiğinde B_1 bölgelerinde olduğu gibi anlık olarak yanar. Tüm B_1 bölgeleri D bölgesine aktarıldıktan sonra kütle aktarma oranı ifadesine göre A bölgesinden D bölgesine havanın çift yakıt durumunda ise hava ve doğal gaz karışımının aktarım işlemi sürer. Pistonun AÖN'ya doğru hareketi nedeniyle silindir içeriğinin genişlemesiyle birlikte, A bölgesinin tamamı D bölgesine aktarılanaya kadar krank konumu adım adım artırılır. Böylece egzoz işlemi başlayıncaya kadar silindir dolgusunun basınç ve hacmi için $dP/d\theta$ ve $dV/d\theta$ terimlerine göre düzenlenen adi diferansiyel denklem takımı çözülür.

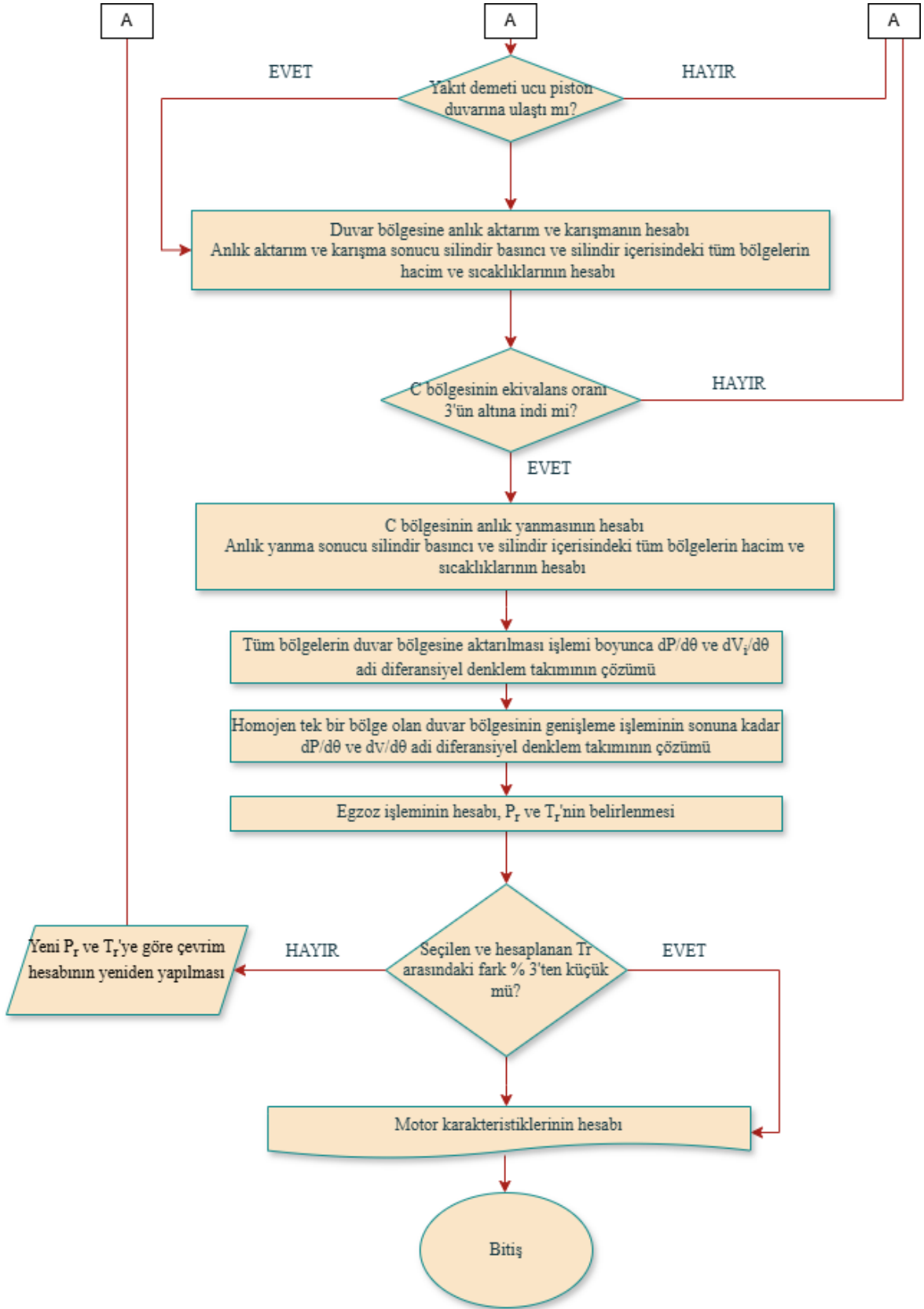
Bilgisayar programında egzoz işlemi Bölüm 2.7.4'te verilen basit yöntemle genişleme sonu özelliklerine bağlı olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan egzoz gazları sıcaklığı istenen değere yakın değilse, son hesaplanan değer kullanılarak çevrim hesabı

döngü şeklinde yeniden yapılmıştır. Çevrim hesabı tamamlandıktan sonra hesaplanan çevrim parametreleri kullanılarak, Bölüm 2.8'de verilen bağıntılardan yararlanarak, motor performans karakteristikleri hesaplanmıştır. Bu bilgilere dayalı olarak hazırlanan bilgisayar programının akış şeması Şekil 12'de gösterilmiştir.



Şekil 12. Bilgisayar programının akış şeması

Şekil 12'nin devamı



3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Giriş

Sunulan tez çalışmasında, dizel motoru çevrimini hem saf dizel yakıtı (SDY) hem de doğal gaz-dizel yakıtı (DG-DY) çift yakıt uygulaması için hesaplayabilen bir matematiksel model geliştirilmiştir. Bulgular bölümünde, ilk olarak söz konusu modelin dizel motoru çevrimini hem SDY hem de DG-DY çift yakıt uygulaması için hesaplayabilen modelin doğruluğunun kontrolü ile ilgili sonuçlar verilmiştir. Bu amaçla geliştirilen matematiksel modelden elde edilen sayısal sonuçlar, literatürdeki doğruluğu kanıtlanmış veya kabul görmüş sayısal model sonuçları ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır ve söz konusu karşılaştırmalar eğriler ve tablolar şeklinde sunulmuştur.

Geliştirilen matematiksel modelin doğruluk kontrolü böylece yapıldıktan sonra çalışmanın amacına uygun olarak farklı oranlarda DG-DY çift yakıt uygulaması şeklinde uygulanması ile ilgili sonuçlar sunulmuştur. Buradaki sayısal uygulamalarda günümüzde güncel olarak da kullanılmakta olan Renault marka bir dizel motoru örnek olarak seçilmiştir. İlgili motor aslında Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarındaki deney sisteminde mevcuttur ve bu motor günümüzde Renault Kangoo ve Clio marka taşıtlarda kullanılmaktadır. Sunulan tez çalışmasında doğal gaz ile ilgili sayısal çalışmalarda üç tür sayısal uygulama gerçekleştirilmiştir.

3.2. Dizel Motoru Çevrimini Saf Dizel Yakıtı Durumunda Hesaplayabilmek İçin Geliştirilen Termodinamik Esaslı Modelin Doğruluğunun Kontrolü

Bu bölümde, dizel motoru çevrimlerini hesaplamak için geliştirilen termodinamik esaslı matematiksel modelin doğruluk kontrolü yapılmıştır. Bu amaçla sunulan çevrim modelinden elde edilen sonuçlar; literatürdeki kabul görmüş deneysel sonuçlarla ve farklı yaklaşımlarla geliştirilmiş değişik matematiksel çevrim modeli sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Burada sunulan karşılaştırmalarda, geliştirilen programdan elde edilen basınç değişimi, basınç ve açığa çıkan ısı oranı eğrileri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Ayrıca efektif güç (EG), döndürme momenti, efektif verim (EV) ve özgül yakıt tüketimi

(ÖYT) gibi motor performans karakteristikleri karşılaştırılmaları da tablolar şeklinde sunulmuştur.

Geliştirilen modelin saf dizel yakıtı (SDY) durumu için kontrolünde; Aksu (2013) tarafından yapılan deneysel sonuçlar kullanılmıştır. Söz konusu çalışmalarda KTÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarı'ndaki Cussons firması tarafından üretilen deney düzeneğine monte edilmiş Renault K9K 700 tipi common-rail püskürtme sistemine sahip direkt püskürtmeli (DP) bir taşıt dizel motoru kullanılmıştır. İlgili motorun özellikleri Tablo 6'da verilmiştir. Benzer şekilde SDY durumunda çevrim modelinin doğruluğunun kontrolü için Lounici vd. (2014), Papagiannakis vd. (2008), Li vd. (2017) tarafından özellikleri verilen motorlar kullanılmıştır. Bu motorların başlıca özellikleri de Tablo 7'de verilmiştir.

Tablo 6. Deney motorunun başlıca teknik özellikleri

Modeli	Renault K9K700
Tipi	DP, turboşarjlı, dizel motoru
Püskürtme sistemi	Common-rail
Püskürtme basıncı	Maksimum 2000 bar
Sıkıştırma oranı	18.25
Silindir çapı ve strok uzunluğu	76 mm ve 80.5 mm
Toplam strok hacmi ve silindir sayısı	1.461 L, 4
Maksimum güç ve devri	48 kW, 4000 d/d
Maksimum moment ve devri	160 Nm, 1750 d/d
Biyelin eksenleri arasındaki uzaklık	130 mm
Enjektör delik sayısı ve delik çapı	5 ve 0.12 mm

Tablo 7. Sayısal uygulamalarda kullanılan motorların başlıca temel özellikleri

	ε	D (mm)	H (mm)	P _{püs} (bar)	θ_s (KMA)	d_{enj} (mm)	Delik sayısı	Silindir sayısı
Lounici vd. (2014)	18	95.3	88.9	250	13°	0.25	4	1
Papagiannakis vd. (2008)	17.6	85.73	82.55	180	26°	0.23	3	1
Li vd. (2017)	16.25	137.2	165.1	525	7°	0.23	6	1

Şekil 13 (a ve b)'de; 2000 d/d'da, modelden elde edilen krank açısına göre basınç değişimi ve basınç değerleri deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. İlgili şekillerden görülebileceği gibi basınç değişimi ve basınç değerleri eğrilerinin genel karakterleri deneysel sonuçlara çok benzer olmuştur. Tablo 8'den görülebileceği gibi, maksimum basınç değerleri arasındaki fark % 0.06 (-) olmuştur.

Tablo 8. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç (P_{max}) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

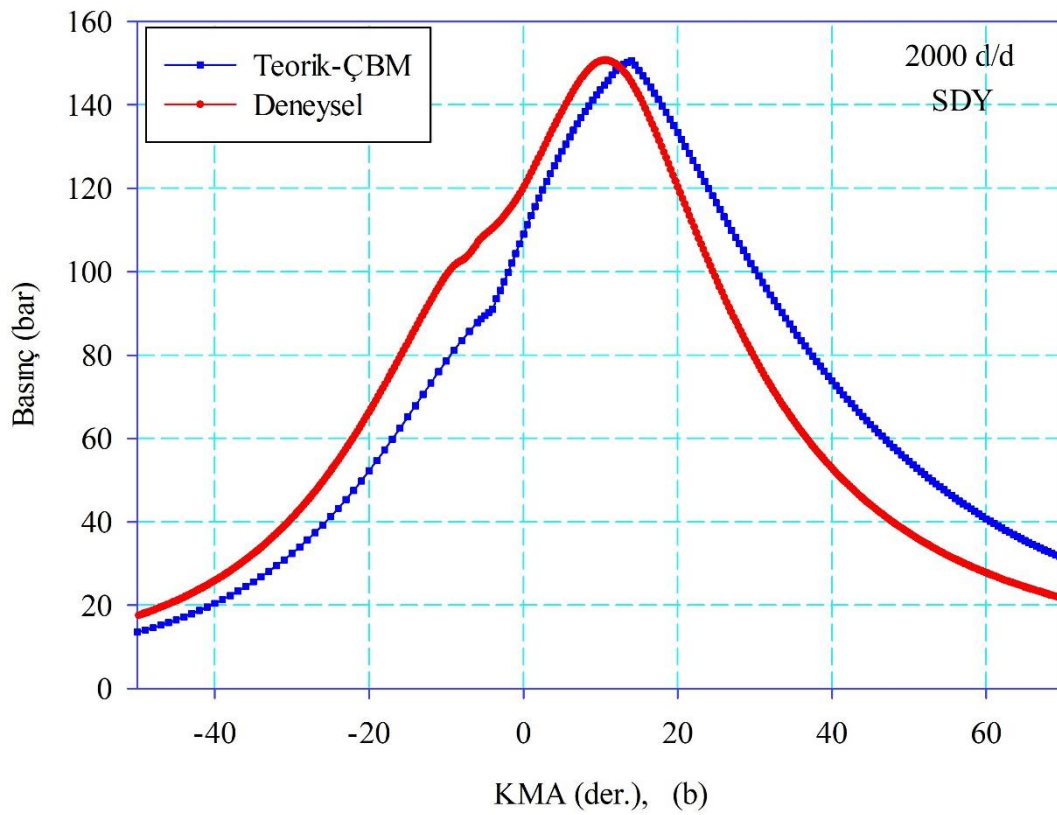
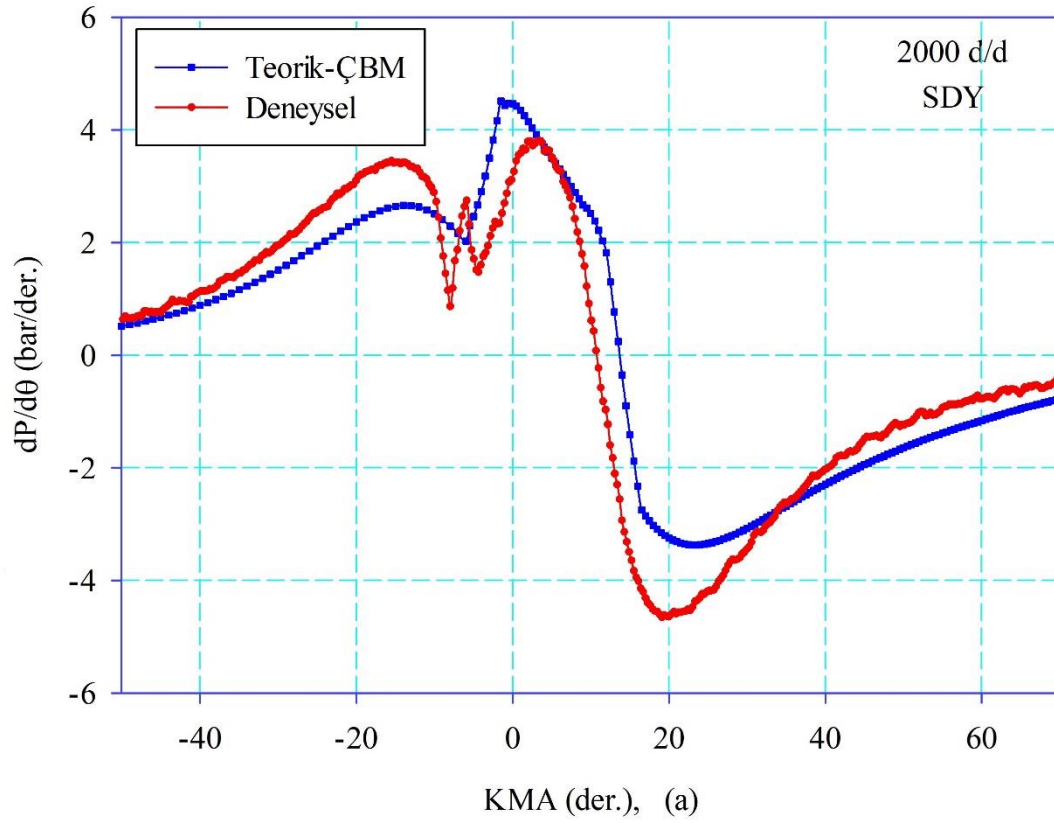
$n = 2000 \text{ d/d}$	Deneysel	Sunulan model	% Fark
P _{max} (bar) ve oluştuğu açı (° KMA)	150.710 (11)	150.621 (14)	-0.06
Açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri (J/der) ve oluştuğu açı (° KMA)	55.822 (9)	57.657 (12)	3.29

Şekil 13 (c)'de ise açığa çıkan ısı oranı değerlerinin karşılaştırılması sunulmuştur. İlgili şekilden görülebileceği gibi, modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı değerleri deneysel sonuçlara çok yakın olmuştur ve açığa çıkan maksimum ısı oranı değerleri arasındaki fark % 3.29 oranında hesaplanmıştır. Şekil 13 (c)'den görülebileceği gibi üst ölü noktadan (ÜÖN'dan) yaklaşık 18 derece sonra yani ana yanmanın tamamlanmasından sonra açığa çıkan ısı oranı değişiminde bir miktar farklılıklar vardır. Bunun nedeni geliştirilen modelde, yakıt demeti tamamen yanıp D bölgesine aktarımı tamamlandığında, dördüncü aşamayla başlayan silindir dolgu havasının D bölgesine çekilme bağıntısı olan (142) bağıntısının söz konusu açığa çıkan ısı oranı değişimini tam olarak yansıtamamasından kaynaklanmaktadır.

Sunulan modelden elde edilen basınç ve açığa çıkan ısı oranı değerlerinin deneysel sonuçlar ile aralarındaki farklılıkların nedenleri ayrıca aşağıdaki gibi açıklanabilir. Sunulan modelde kullanılan ampirik demet yolu ve demet açısı bağıntıları çoğunlukla eski tip mekanik püskürtme sistemli dizel motorları için geliştirilmiştir. Söz konusu bağıntılar; güncel common-rail püskürtme sistemli dizel motorlarına pek uygun olmayabilir. Literatürde, common-rail püskürtme sistemli dizel motorları için, demet yolu ve demet açısını hesaplayabilecek ampirik bağıntılar pek bulunmamaktadır. Sunulan modelin temelinde bu bağıntılar önemli olduğundan, modelden elde edilen sonuçlarda deneysel sonuçlar arasında farklılıklar ve düşük de olsa hata oranları ortaya çıkmıştır. Bununla birlikte geliştirilen modelin, SDY için komple dizel motoru çevrimini yeterli doğrulukta hesaplayabildiği söylenebilir Tablo 9’da görülebileceği gibi 2000 d/d’da modelden hesaplanan motor karakteristikleri deneysel sonuçlara çok yakın çıkmıştır. Örneğin; ÖYT’ler arasındaki fark % 0.707 (-) ve döndürme momenti değerleri arasındaki fark % 5.003 olmuştur.

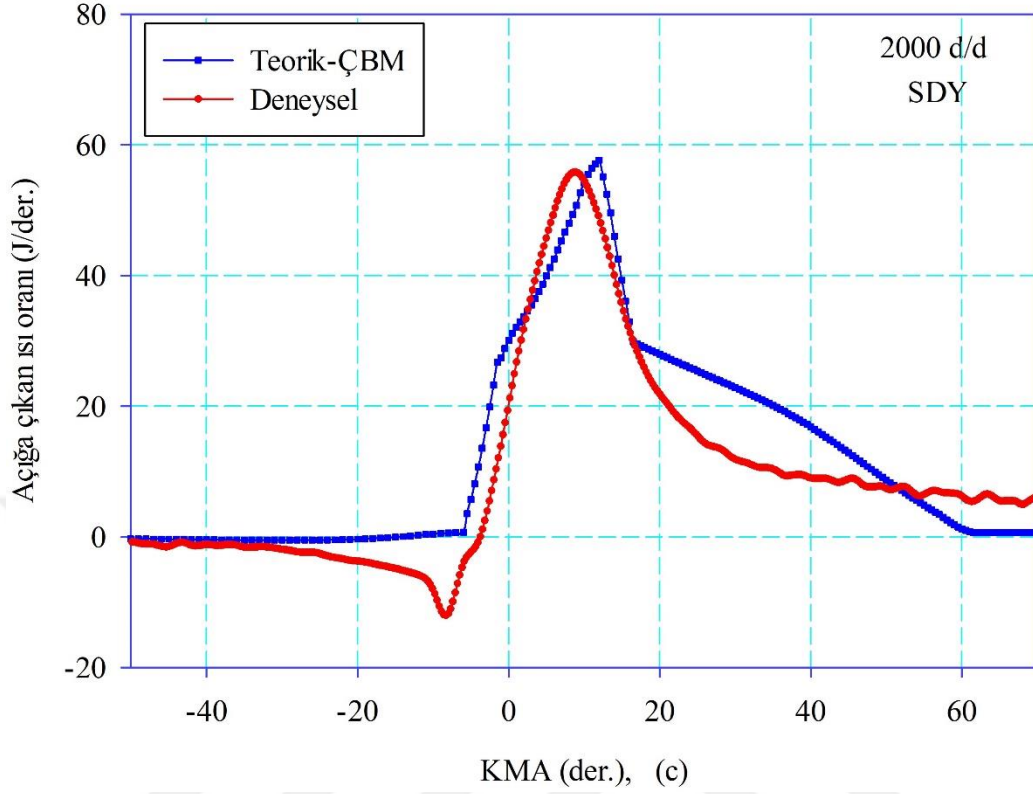
Tablo 9. 2000 d/d’da; SDY için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Devir sayısı	Motor karakteristikleri	Sıkıştırma oranı, $\varepsilon = 18.25$		
		Deneysel	Sunulan model	% Fark
$n = 2000 \text{ d/d}$	$N_e \text{ (kW)}$	30.5	30.432	-0.223
	$P_{me} \text{ (kPa)}$	1249.2	1250.0	0.064
	$b_e \text{ (kgY/kWh)}$	0.221	0.219	-0.707
	η_e	0.384	0.359	-6.454
	$M_d \text{ (Nm)}$	138.380	145.303	5.003



Şekil 13. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişimi oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Aksu'nun (2013) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması

Şekil 13'ün devamı



Şekil 14 (a ve b)'de; 4000 d/d'da, teorik modelden elde edilen basınç değişimi ve basınç değerleri deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Söz konusu şekillerden görülebileceği gibi basınç değişimi ve basınç değerleri eğrilerinin genel karakterleri deneysel sonuçlara çok benzerdir. Tablo 10'dan görülebileceği gibi, maksimum basınç değerleri arasındaki fark % 7.06 (-) olmuştur.

Tablo 10. 4000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç ($P_{\max}$) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

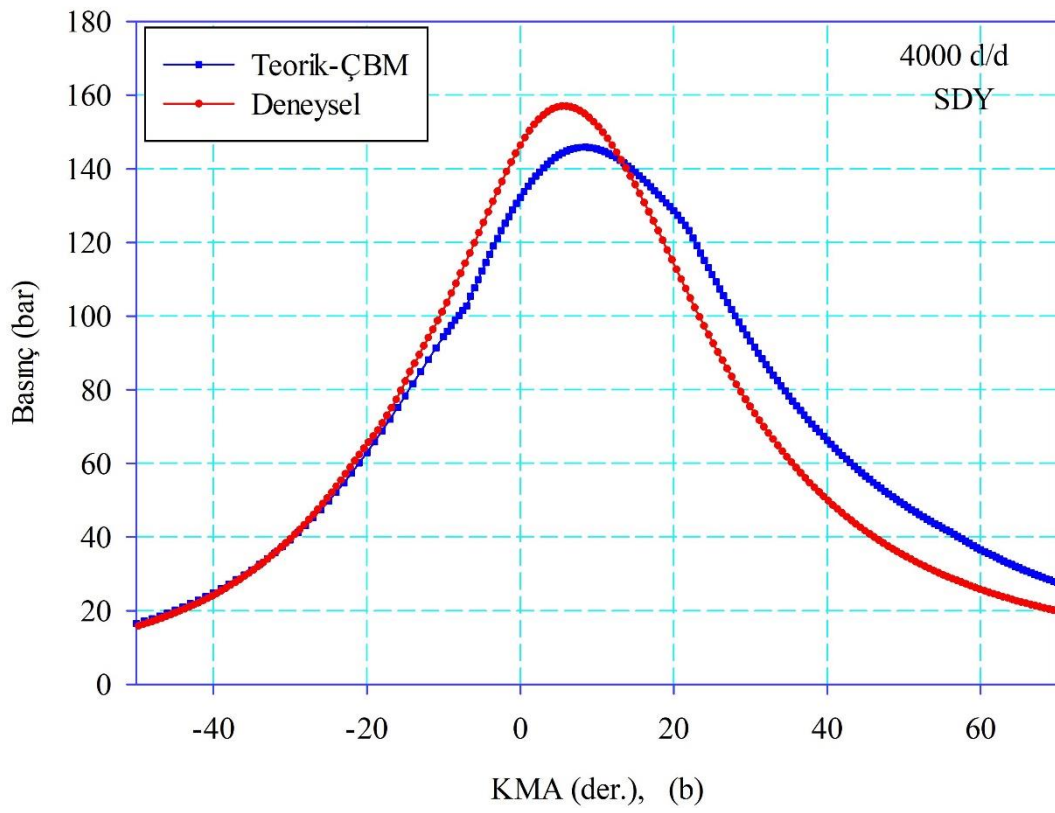
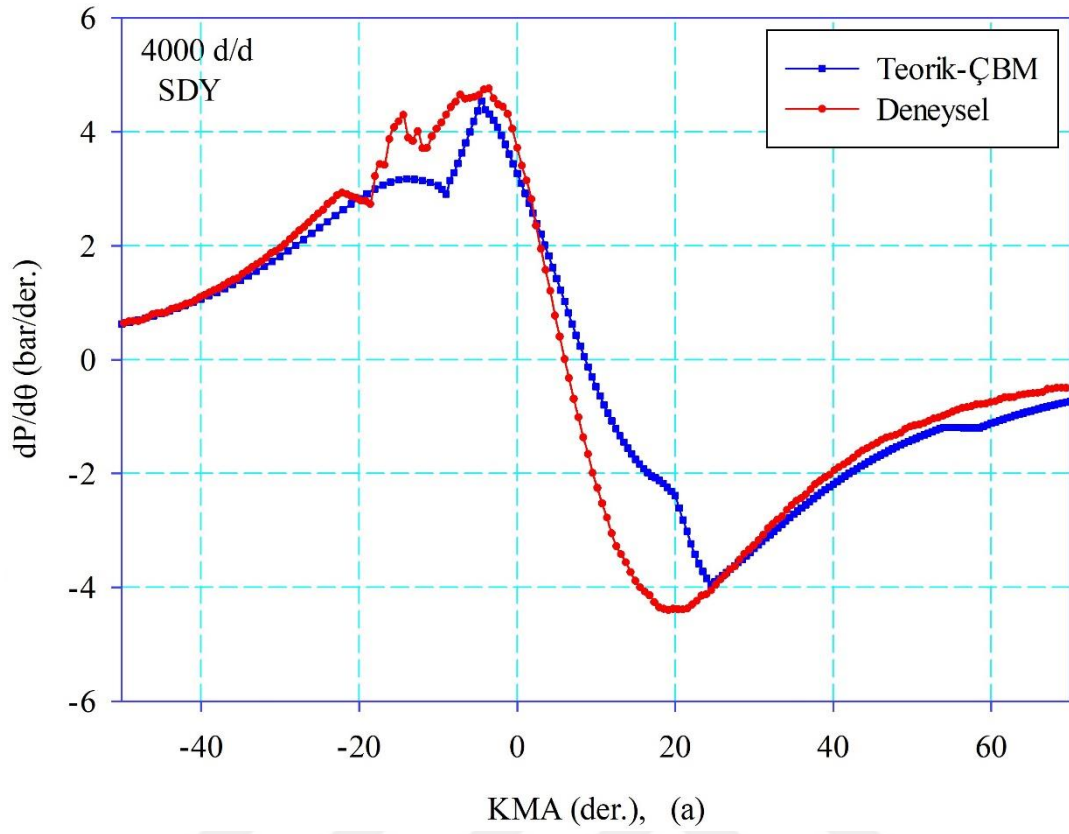
$n = 4000 \text{ d/d}$	Deneysel	Sunulan model	% Fark
$P_{\max}$ (bar) ve oluştuğu açı ($^{\circ}$ KMA)	156.950 (6)	145.874 (8.5)	-7.06
Açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri (J/der) ve oluştuğu açı ($^{\circ}$ KMA)	32.867 (9)	35.408 (18.5)	7.73

Şekil 14 (c)'de ise açığa çıkan ısı oranı değerlerinin karşılaştırılması sunulmuştur. İlgili şekilden görülebileceği gibi, modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı değerleri deneysel sonuçlara çok yakın olmuştur ve açığa çıkan maksimum ısı oranı değerleri

arasındaki fark % 7.73 oranında hesaplanmıştır. Ancak, açığa çıkan maksimum ısı oranının olduğu açı değeri deneysel açı değeri arasındaki fark epeyce yüksek çıkmıştır. Bunun olası nedeni, geliştirilen matematiksel modelde kullanılan ampirik demet boyu bağıntısının özellikle yüksek devirde, kullanılan motor için, yeterli olmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu nedenle ana yanma evresi, yüksek devirlerde genişleme işlemine doğru kaymış olabilir. Geliştirilen matematiksel modelde demet boyunun ilerlemesi için kullanılan ampirik bağıntı, piston hızının ve püskürtme basıncının artması durumunda beraber ana yanma için yeterli süre kalmamış olabilir. Böylelikle yanma işlemi karışım kontrollü yanma fazından ard yanma fazına kaymakta ve söz konusu hataya neden olmaktadır. Buna karşın geliştirilen model yine de SDY için komple dizel motoru çevrimini doğru bir şekilde hesaplayabilmektedir. Tablo 11’de görülebileceği gibi 4000 d/d’da modelden hesaplanan motor karakteristikleri deneysel sonuçlara oldukça yakın çıkmıştır. Örneğin; ÖYT’ler arasındaki fark % 0.759 (-) ve döndürme momenti değerleri arasındaki fark da % 4.444 olmuştur.

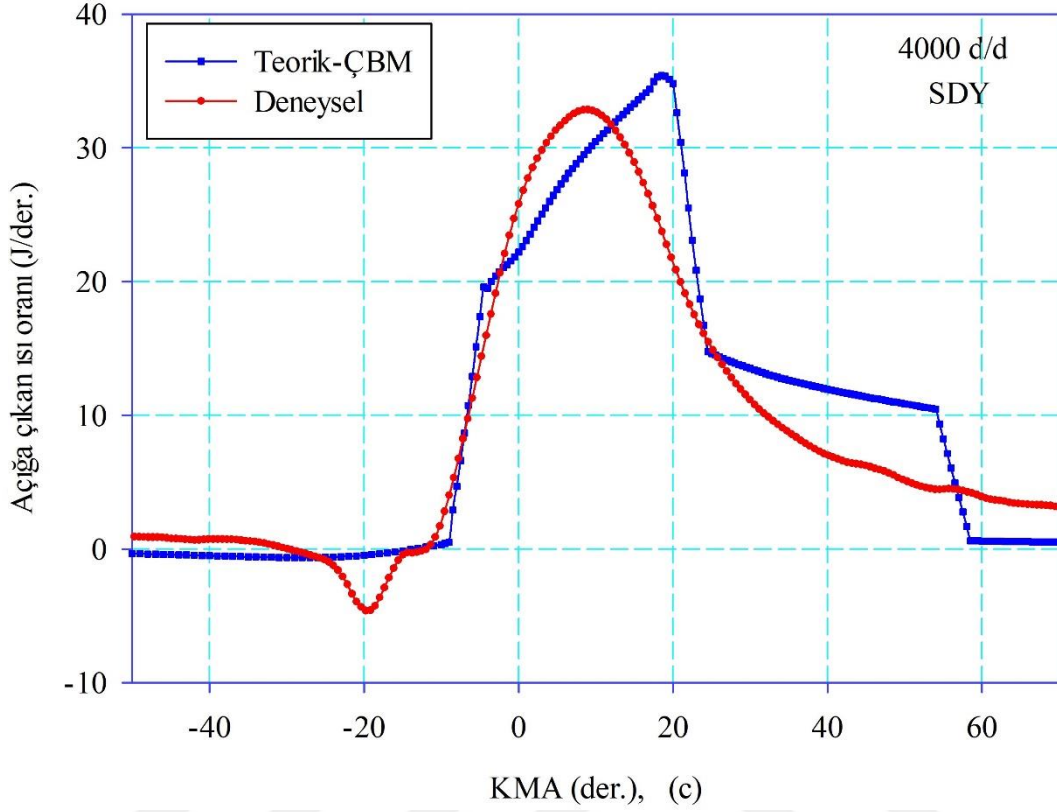
Tablo 11. 4000 d/d’da; SDY için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Devir sayısı	Motor karakteristikleri	Sıkıştırma oranı, $\varepsilon = 18.25$		
		Deneysel	Sunulan model	% Fark
$n = 4000 \text{ d/d}$	$N_e \text{ (kW)}$	48.935	49.260	0.664
	$P_{me} \text{ (kPa)}$	1004.2	1011.676	0.744
	$b_e \text{ (kgY/kWh)}$	0.252	0.250	-0.759
	η_e	0.3364	0.315	-6.426
	$M_d \text{ (Nm)}$	112.595	117.599	4.444



Şekil 14. 4000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişimi oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Aksu'nun (2013) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması

Şekil 14'ün devamı



Geliştirilen matematiksel modelin sonuçları SDY durumu için literatürde doğruluğuna güvenilen Lounici vd. (2014) tarafından yapılmış deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Şekil 15 (a ve b)'de; 2000 d/d'da, modelden elde edilen basınç değişimi ve basınç değerleri ve Lounici ve arkadaşlarının deneysel sonuçları sunulmuştur. Bu şekillerden görülebileceği gibi; basınç değişimi ve basınç değerleri eğrilerinin genel karakterleri Lounici ve arkadaşlarının deneysel sonuçlarına çok benzer olmuştur. Tablo 12'dan görülebileceği gibi, maksimum basınç değerleri arasındaki fark % 2.16 olmuştur.

Tablo 12. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç ($P_{\max}$) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin Lounici vd. (2014) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

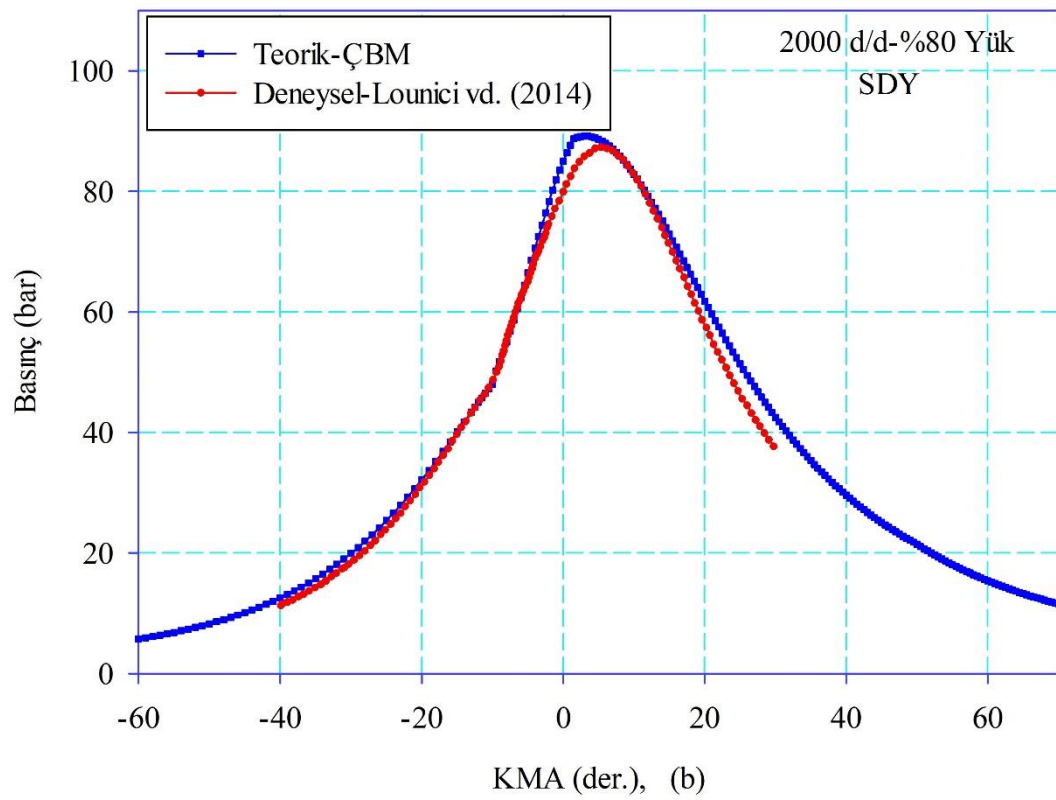
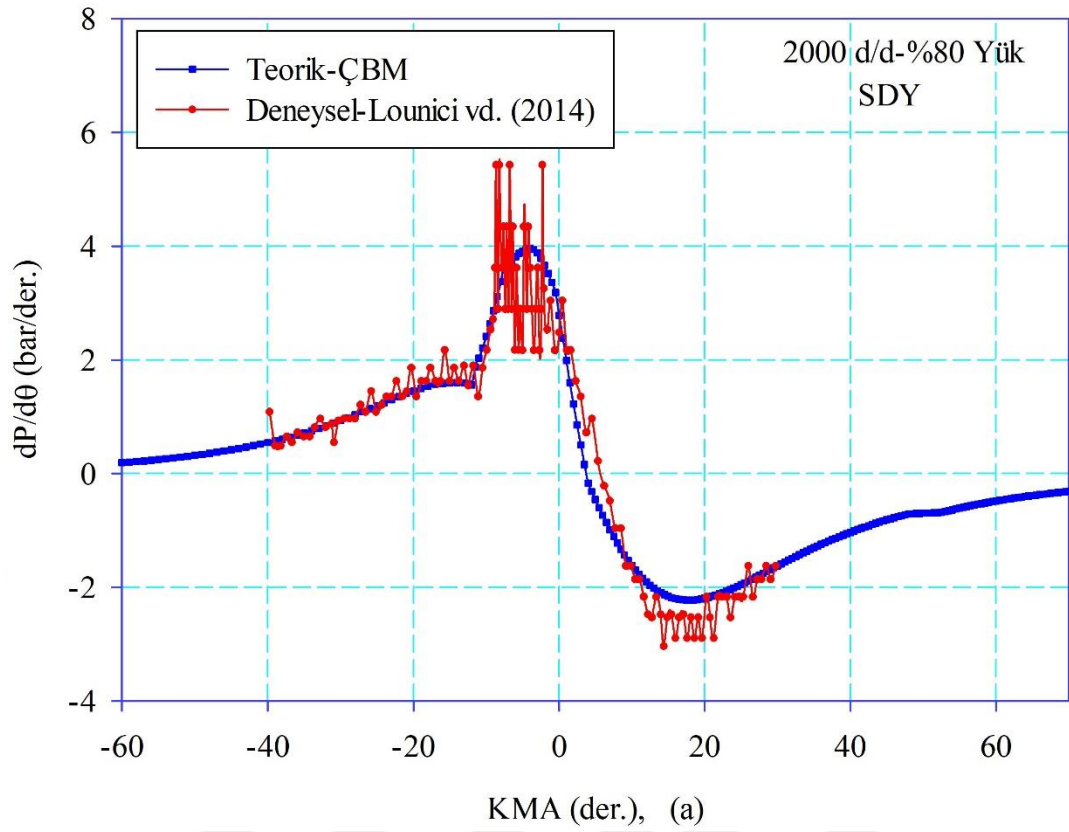
$n = 2000 \text{ d/d}$	Deneysel	Sunulan model	% Fark
$P_{\max}$ (bar) ve oluştuğu açı ($^{\circ}$ KMA)	87.275 (5.4)	89.164 (3)	2.16
Açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri (J/der) ve oluştuğu açı ($^{\circ}$ KMA)	31.441 (-0.1)	36.934 (-2.5)	17.47

Şekil 15 (c)'de; ise açığa çıkan ısı oranı değerlerinin karşılaştırılması sunulmuştur. İlgili şekilden görülebileceği gibi, modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı değerleri Lounici ve arkadaşlarının deneysel sonuçlarına benzer karakterde olmuştur ve maksimum açığa çıkan ısı oranı değerleri arasındaki fark % 17.47 oranında hesaplanmıştır. Şekil 15 (c)'den görülebileceği gibi Lounici ve arkadaşlarının deneysel sonuçlarında açığa çıkan maksimum ısı oranı eğrisinde iki farklı tepe noktası vardır ve bu tepe noktalarının ön karışimli yanma ve karışım kontrollü yanma fazını gösterdiği anlaşılmaktadır. Sunulan matematiksel modelde ise açığa çıkan ısı oranı eğrisinde tek tepe oluşmuştur ve ilgili tepe karışım kontrollü yanma fazına karşı gelmektedir.

Sunulan modelden elde edilen basınç ve açığa çıkan maksimum ısı oranı değerlerinin oluştuğu açı ile Lounici ve arkadaşlarının deneysel sonuçları arasındaki farklılıkların az olmasının; deneysel modelde kullanılan deney motorunun tek silindirli, hava soğutmalı mekanik püskürtme sistemli bir motor olması nedeniyle, demet yolu ve demet açısı için kullanılan ampirik bağıntıların söz konusu motor için daha uygun olmasından kaynaklandığı söylenebilir. Bununla birlikte, daha önce de belirtildiği gibi; geliştirilen model, SDY için komple dizel motoru çevrimini oldukça doğru şekilde hesaplayabilmektedir. Tablo 13'te görülebileceği gibi 2000 d/d'da modelden hesaplanan motor karakteristikleri Lounici ve arkadaşlarının deneysel sonuçlarına çok yakın çıkmıştır. Örneğin, ÖYT değerleri arasındaki fark % 2.308 (-) olmuştur.

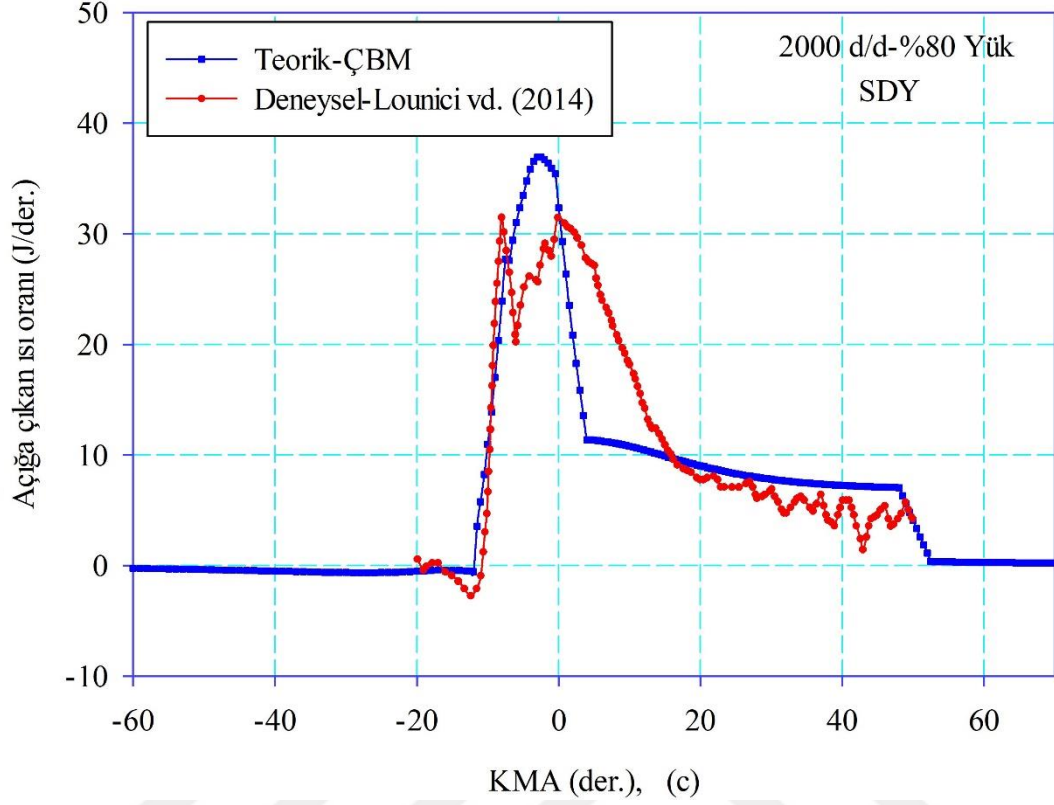
Tablo 13. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin Lounici vd. (2014) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Devir sayısı	Motor karakteristikleri	Sıkıştırma oranı, $\varepsilon = 18$		
		Deneysel	Sunulan model	% Fark
$n = 2000 \text{ d/d}$	$N_e \text{ (kW)}$	4.650	4.692	0.909
	$P_{me} \text{ (kPa)}$	440	443.974	0.903
	$b_e \text{ (kgY/kWh)}$	0.312	0.305	-2.308



Şekil 15. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Lounici vd. (2014) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Şekil 15'in devamı



Geliştirilen matematiksel modelden SDY için elde edilen sonuçlar, literatürde verilen, Papagiannakis vd. (2008) tarafından yapılmış deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır ve sonuçlar Şekil 16 ve Tablo 14'te sunulmuştur. Şekil 16 (a ve b)'de; 2000 d/d'da, modelden elde edilen basınç değişimi ve basınç değerleri Papagiannakis ve arkadaşlarının deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. İlgili şekillerden görülebileceği gibi, basınç değişimi ve basınç değerleri eğrilerinin genel karakterleri Papagiannakis ve arkadaşlarının deneysel sonuçlarına oldukça benzerdir. Tablo 14'e göre, maksimum basınç değerleri arasındaki fark da % 0.58 (-) dir.

Tablo 14. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç ($P_{\max}$) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

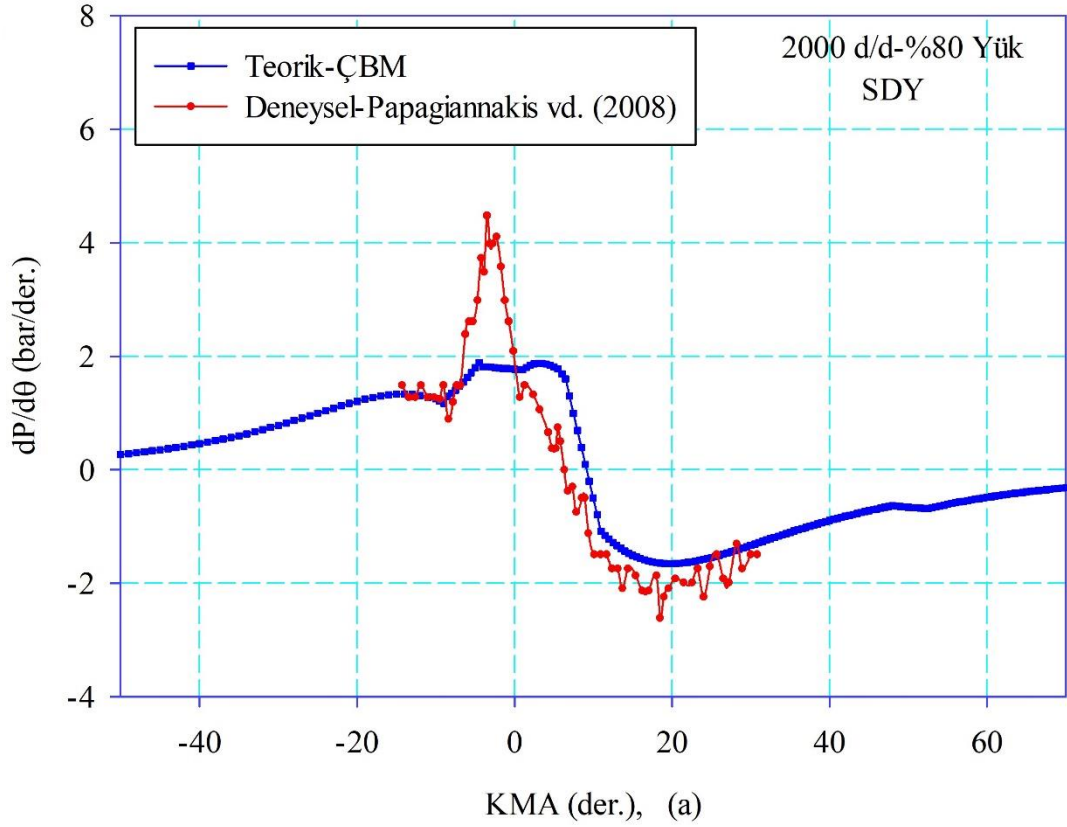
$n = 2000 \text{ d/d}$	Deneysel	Sunulan model	% Fark
$P_{\max}$ (bar) ve oluştuğu açı ($^{\circ}$ KMA)	71.607 (6.3)	71.194 (8.5)	-0.58
Açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri (J/der) ve oluştuğu açı ($^{\circ}$ KMA)	29.182 (-3.0)	28.549 (6.5)	-2.17

Şekil 16 (c)'de ise açığa çıkan ısı oranı değerlerinin karşılaştırılması sunulmuştur. İlgili şekilden görülebileceği gibi, modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı değerleri Papagiannakis ve arkadaşlarının deneysel sonuçlarına benzer yapıdadır ve açığa çıkan maksimum ısı oranları değerleri arasındaki fark oranı % 2.17 (-) olarak hesaplanmıştır. Ancak buna karşın; Şekil 16 (c)'den görülebileceği gibi, Papagiannakis ve arkadaşlarının deneysel sonuçlarında verilen açığa çıkan maksimum ısı oranının olduğu açı değeri ile matematiksel modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranının maksimum değerinin olduğu açı arasında oldukça yüksek bir fark bulunmaktadır.

Sunulan modelden elde edilen maksimum basınç, açığa çıkan maksimum ısı oranı değerleri ve olduğu açı değerleri ile Papagiannakis ve arkadaşlarının deneysel sonuçları arasındaki farklılığın fazla olmasının olası nedeni şöyle açıklanabilir: Papagiannakis ve arkadaşlarının deneysel çalışmada kullandıkları deney motoru yüksek hızlı bir dizel motordur, ancak sunulan çalışmada kullanılan ampirik demet yolu ve demet açısı bağıntıları ise düşük hızlı ve düşük sıkıştırma oranlı motorlar için geliştirilmiştir. Söz konusu demet yolu ve demet açısı ampirik bağıntıları kullanıldığında yanma daha ileri krank mili açılarında gerçekleşmektedir. Bu durumun, sunulan modelden elde edilen maksimum basınç ve açığa çıkan maksimum ısı oranı değerinin olduğu açılar ile Papagiannakis ve arkadaşlarının deneysel sonuçları arasındaki farkın yüksek olmasına yol açtığı düşünülmektedir. Bilindiği gibi sunulan modelin ana dayanağını, aslında demet yolu ve açısı bağıntıları oluşturmaktadır ve bu bağıntıların sonuçları yanan kütle miktarını önemli ölçüde etkilemektedir. Bununla birlikte; Tablo 15'ten görülebileceği gibi; sunulan model SDY için komple dizel motoru çevrimini yeterli doğrulukta hesaplayabilmektedir. Örneğin, $n = 2000 \text{ d/d}$ sunulan modelden hesaplanan ÖYT ile Papagiannakis ve arkadaşlarının deneysel ÖYT değeri arasındaki fark % 0.262 gibi çok düşük düzeyde çıkmıştır.

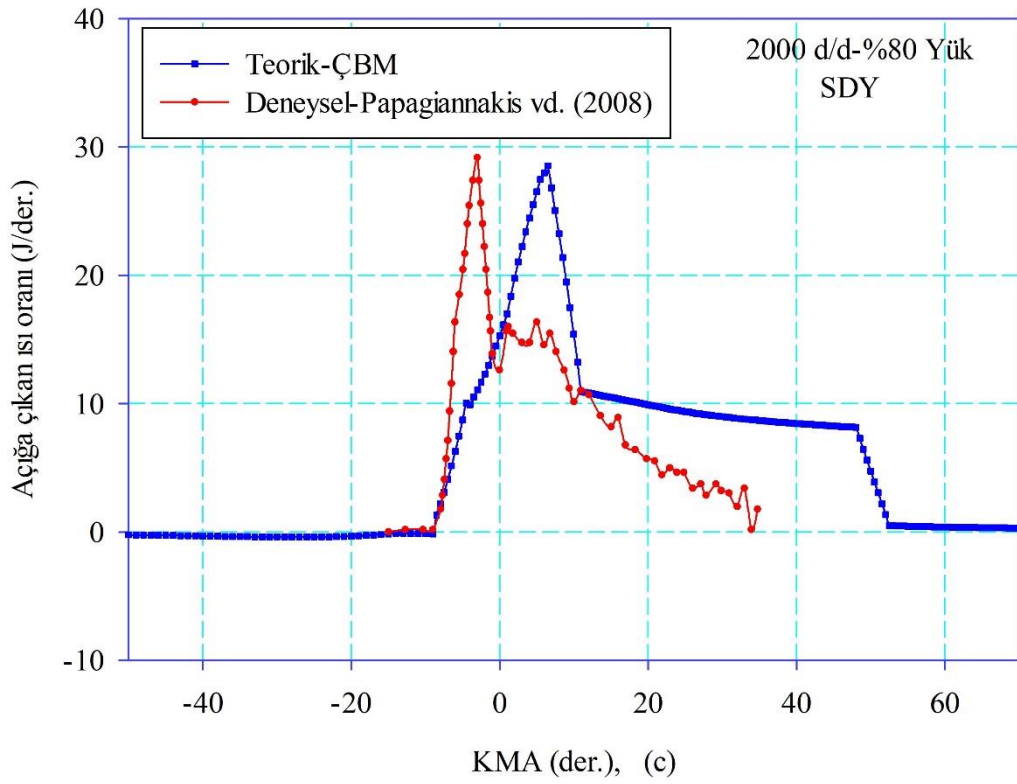
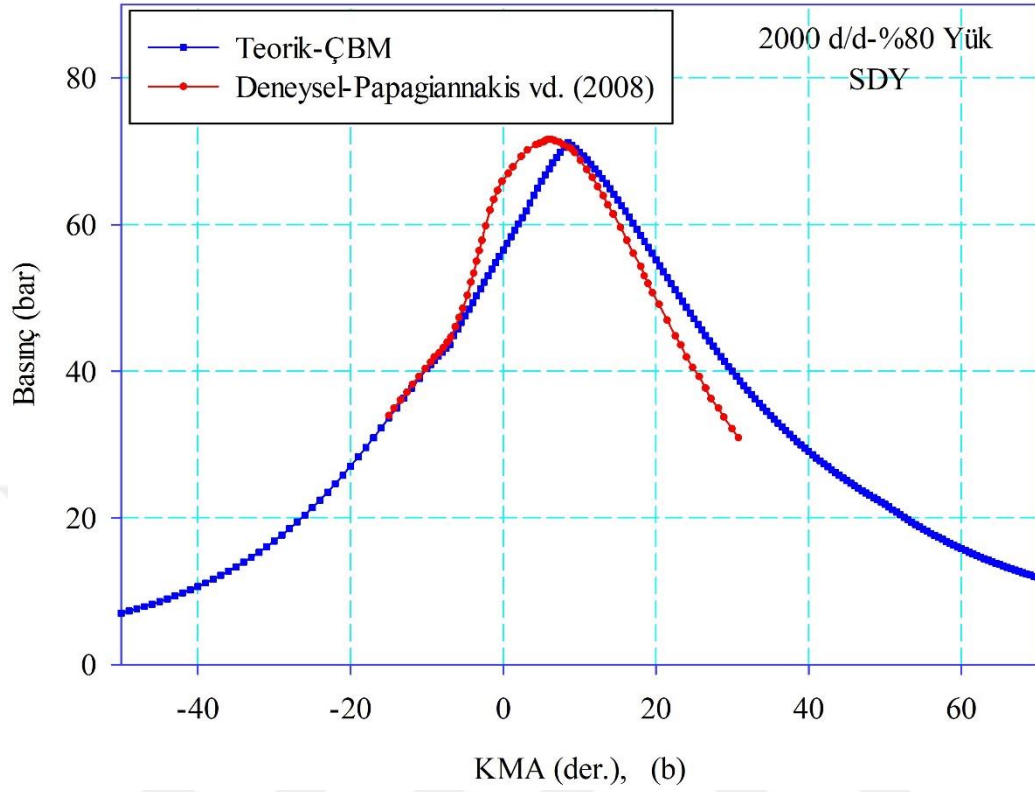
Tablo 15. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Devir sayısı	Motor karakteristikleri	Sıkıştırma oranı, $\varepsilon = 18$		
		Deneysel	Sunulan model	% Fark
$n = 2000 \text{ d/d}$	$N_e \text{ (kW)}$	3.907	3.944	0.959
	$P_{me} \text{ (kPa)}$	492	496.668	0.949
	$b_e \text{ (kgY/kWh)}$	0.251	0.252	0.262
	η_e	0.336	0.335	-0.386



Şekil 16. 2000 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Şekil 16'nın devamı



Geliştirilen matematiksel modelden SDY durumu için elde edilen sonuçlar Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel ve sayısal çalışma sonuçları ile de karşılaştırılmıştır. Şekil 17 (a ve b)'de; 910 d/d'da, sunulan modelden elde edilen basınç değişimi ve basınç değerleri Li ve arkadaşlarının deneysel ve sayısal sonuçları ile karşılaştırılmıştır. İlgili şekillerden görülebileceği gibi basınç değişimi ve basınç değerleri eğrilerinin genel karakterleri Li ve arkadaşlarının deneysel ve sayısal sonuçlarına oldukça benzer çıkmıştır. Ancak Tablo 16'dan görülebileceği gibi, maksimum basınç değerleri arasındaki fark ise % 13.39 olmuştur.

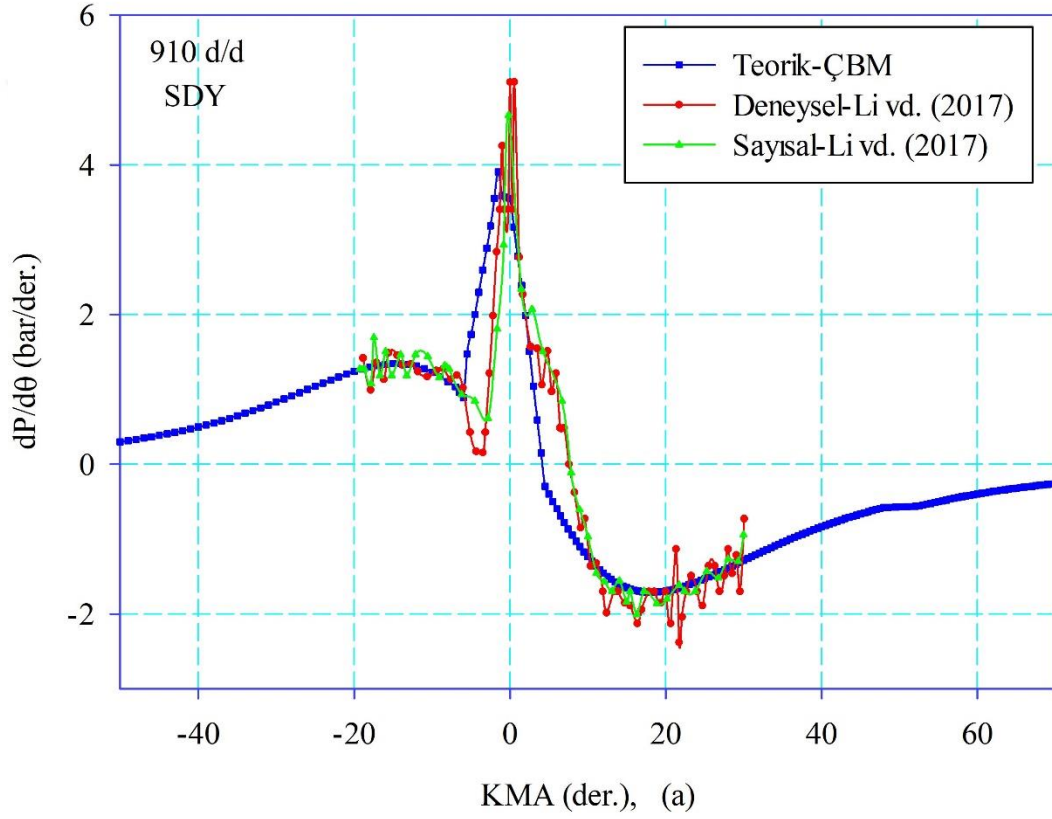
Tablo 16. 910 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç (P_{max}) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılması

$n = 910 \text{ d/d}$	Li vd. (2017), deneysel	Li vd. (2017), sayısal model	Sunulan model	Li vd. (2017), deneysel- sunulan model % Fark
P_{max} (bar) ve oluştugu açı (KMA)	62.637 (7.597)	62.425 (6.703)	71.026 (3)	13.39
Açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri (J/der) ve oluştugu açı (KMA)	194.429 (-0.233)	309.709 (-0.233)	177.216 (-1.5)	-8.85

Şekil 17 (c)'de ise açığa çıkan ısı oranı değerlerinin karşılaştırılması sunulmuştur. İlgili şekilden görülebileceği gibi, sunulan modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı değerleri, Li ve arkadaşlarının deneysel sonuçlarına benzer karakterdedir ve açığa çıkan maksimum ısı oranı değerleri arasındaki fark % 8.85 (-) oranında hesaplanmıştır. Tablo 17'de görülebileceği gibi; 910 d/d'da sunulan modelden hesaplanan motor karakteristiklerinin, Li ve arkadaşlarının deneysel sonuçlarına çok yakın değerler almıştır. Örneğin, sunulan modelden hesaplanan EG ile Li ve arkadaşlarının deneysel EG değeri arasında % 1.768 (-) gibi çok düşük bir fark oluşmuştur.

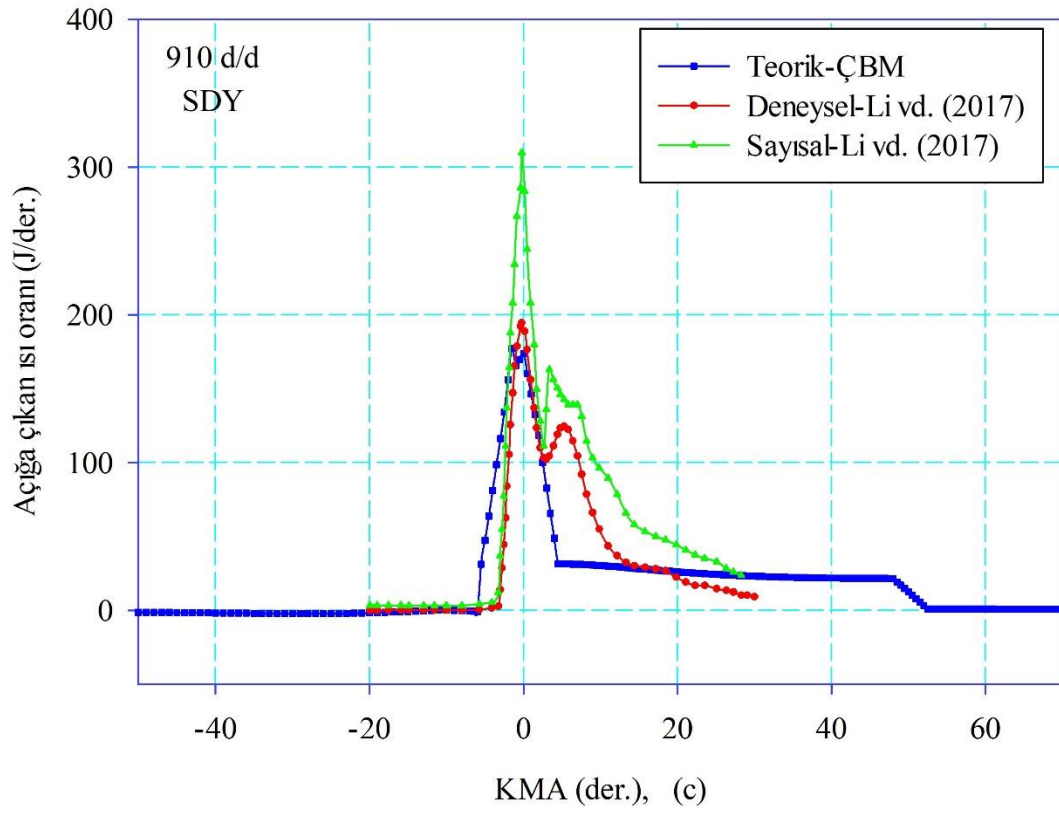
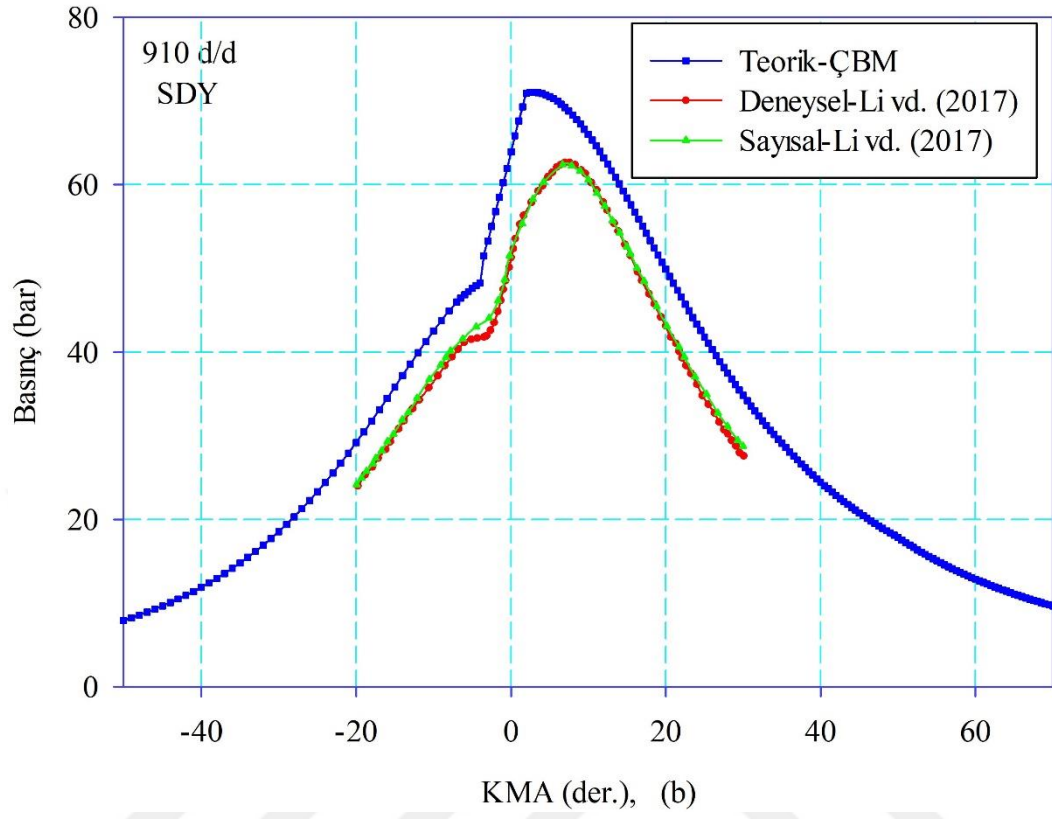
Tablo 17. 910 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Devir sayısı	Motor karakteristikleri	Sıkıştırma oranı, $\varepsilon = 16.25$		
		Deneysel	Sunulan model	% Fark
$n = 910 \text{ d/d}$	$N_e \text{ (kW)}$	7.497	7.364	-1.768
	$P_{me} \text{ (kPa)}$	405	397.866	-1.761
	$b_e \text{ (kgY/kWh)}$	0.243	0.246	1.193



Şekil 17. 910 d/d'da; SDY için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Şekil 17'nin devamı



3.3. Dizel Motoru Çevrimini Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulaması Durumunda Hesaplayabilmek İçin Geliştirilen Termodinamik Esaslı Modelin Doğruluğunun Kontrolü

Yukarıdaki paragraflarda ilk olarak, SDY için geliştirilen modelin doğruluğunun kontrolü yapılmıştır. Sunulan çalışmanın asıl amaçlarından birisi SDY için geliştirilen modelin doğal gaz-dizel yakıtı (DG-DY) çift yakıt uygulaması durumu için uyarlanması ve geliştirilmesiydi. Bu nedenle, DG-DY çift yakıt uygulaması için çevrim modelinin duyarlılığını belirlemek için literatürde geçen başlıca çalışmalarla karşılaştırmalar yapılarak doğruluk kontrolü gerçekleştirilmiştir. Söz konusu kontrol işlemleri için Papagiannakis vd. (2008) tarafından yapılmış olan deneysel çalışmadan ve Li vd. (2017) tarafından yapılmış olan hem sayısal hem de deneysel çalışmalarından yararlanılmıştır. Her iki çalışma için yapılan güvenilirlik kontrolü değerlendirmelerinden elde edilen sonuçlar tablolar ve grafikler halinde aşağıdaki paragraflarda sunulmuş ve irdelenmiştir.

Şekil 18 (a ve b)'de; 2000 d/d devir sayısında ve toplam yakıt enerjisinin % 27 oranında doğal gaz (DG) katılmış çift yakıt uygulaması durumunda Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilmiş deneysel basınç değişimi ve basınç değerleri ile sunulan modelden elde edilmiş sayısal basınç değişimi ve basınç değerlerinin karşılaştırılması sunulmuştur. Buradan görülebileceği gibi, % 27 DG katkısı için sunulan modelden elde edilen basınç eğrisinin değişimi Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel basınç eğrisinin değişimine oldukça benzer karakterde çıkmıştır. Ancak Şekil 18 (b)'de; 2000 d/d için deneysel % 27 DG enerji katkı oranında maksimum basınç değerinin 6.5° KMA'da 66.071 bar şeklinde ölçülmüş olmasına karşın, sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değeri ise 8.5° KMA'da 74.995 bar olarak hesaplanmıştır. Böylece, Tablo 18'den de görülebileceği gibi ilgili devir sayısında maksimum basınç değerleri arasında % 13.51 oranında bir farklılık oluşmuştur.

Tablo 18. 2000 d/d'da; % 27 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen maksimum basınç (P_{max}) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

$n = 2000 \text{ d/d}$	Deneysel	Sunulan model	% Fark
P_{max} (bar) ve oluştuğu açı (° KMA)	66.071 (6.5)	74.995 (8.5)	13.51
Açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri (J/der) ve oluştuğu açı (° KMA)	35.943 (-1.0)	35.605 (6.5)	-0.94

Bunun nedeni; doğal gaz içeriği hacimsel olarak % 98 düzeyinde metan gazından oluştuğundan, sunulan modelde doğal gazın gerçek bileşimi yerine yaklaşık olarak metanın kimyasal özelliklerinin kullanılmış olmasıdır. Halbuki, deneysel çalışmada kullanılmış olan doğal gazın bileşiminin; metan, etan, propan, bütan, pentan, azot (N_2) ve karbon dioksit (CO_2) gaz karışımından oluştuğu açıklanmıştır. Bunun da kimyasal reaksiyonlarda farklılıklara neden olduğu düşünülmektedir. Ayrıca SDY durumunda önceden belirtildiği gibi demet boyu ve açısı hesabında kullanılan ampirik bağıntılar yanan kütle miktarının hesabında ve dolayısıyla silindir basıncı ve oluştuğu krank açısı ile ana yanmanın gerçekleştiği zamanlamada farklılıklara yol açabilmektedir.

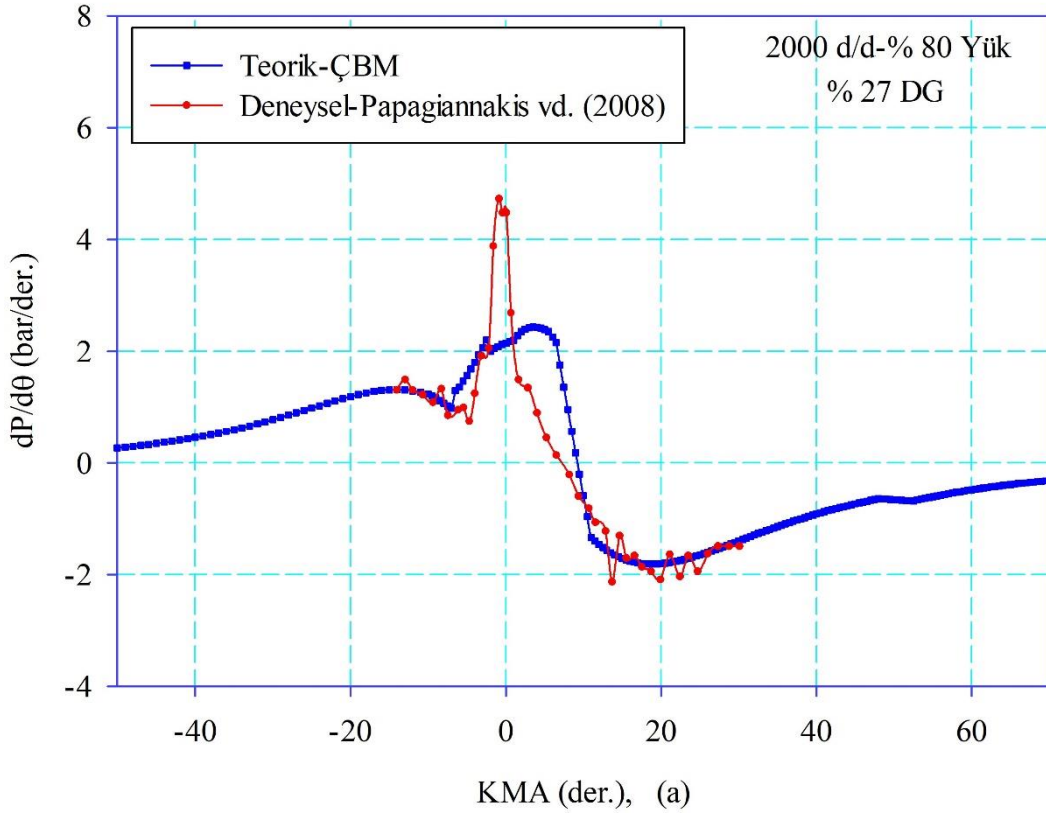
Şekil 18 (c)'de 2000 d/d devir sayısı ve toplam yakıt enerjisinin % 27 oranında DG katkılı çift yakıt uygulaması durumunda Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel açığa çıkan ısı oranları ile sunulan modelden elde edilmiş sayısal değerlerin karşılaştırılması gösterilmiştir. Buradan görülebileceği gibi, deneysel ve sayısal ısı analizi eğrilerinin değişimleri birbirine benzer karakterde çıkmıştır ve sayısal uygulamadaki yanma daha ileri krank açısına, yani genişleme işlemine doğru kaymıştır. Şekil 18 (c)'de, 2000 d/d için deneysel sonuçlar ve % 27 DG enerji katkı oranında maksimum açığa çıkan sayısal ısı oranı değerlerinin sırasıyla -1° KMA'da 35.943 J/der. ve 6.5° KMA'da 35.605 J/der. olduğu görülmektedir. Böylece maksimum açığa çıkan ısı oranları arasındaki farkın % 0.94 olduğu anlaşılmaktadır.

2000 d/d ve % 27 oranında DG enerji katkı oranı için, sunulan modelden hesaplanan motor performans karakteristikleri ile Papagiannakis vd. (2008) deneysel değerlerinin karşılaştırılması Tablo 19'da gösterilmiştir.

Tablo 19. 2000 d/d'da; % 27 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

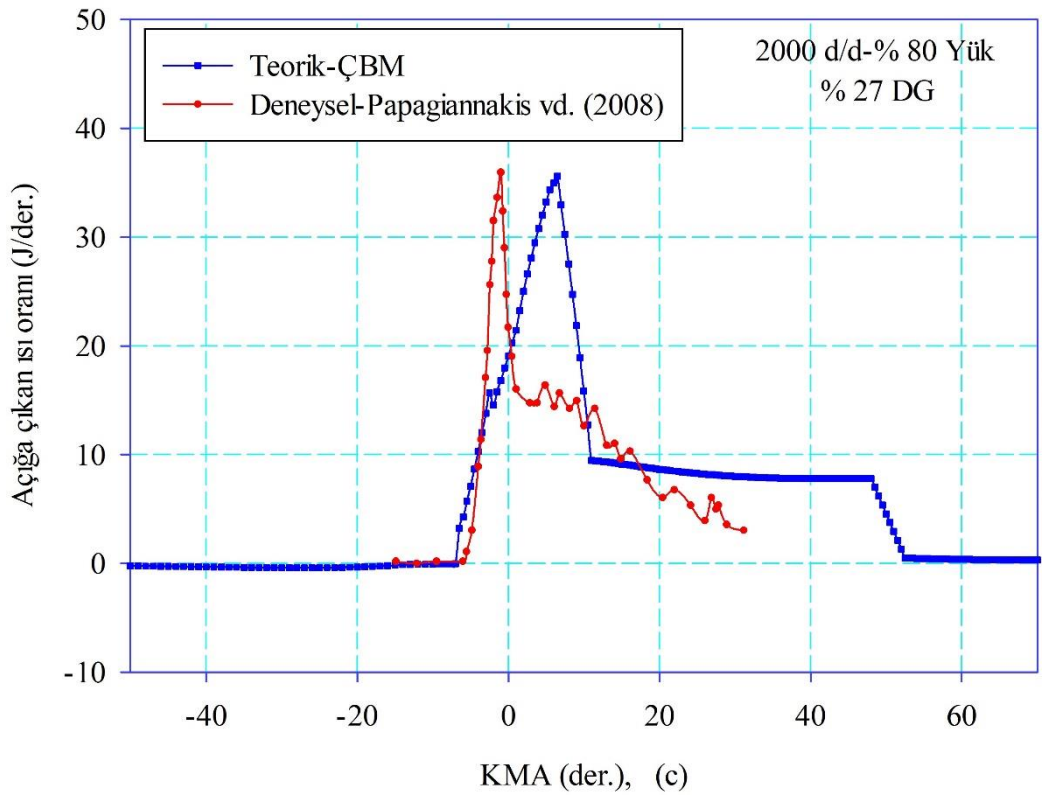
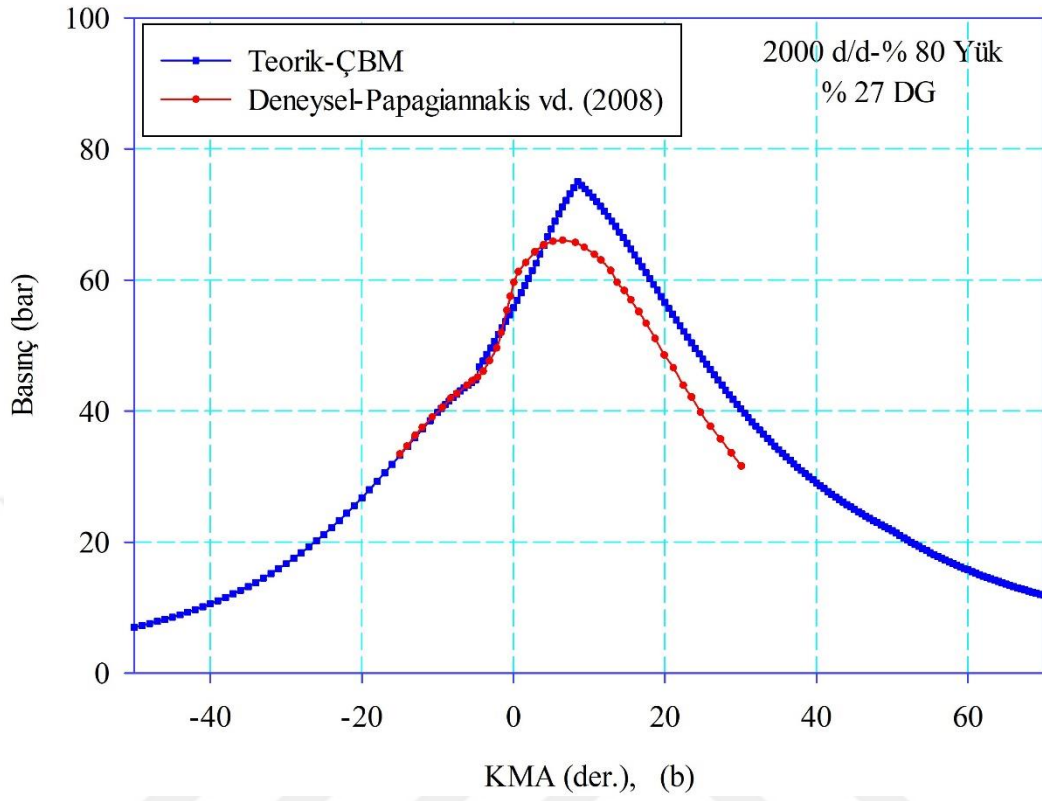
Devir sayısı	Motor karakteristikleri	Sıkıştırma oranı, $\varepsilon = 18$		
		Deneysel	Sunulan model	% Fark
$n = 2000 \text{ d/d}$	$N_e \text{ (kW)}$	3.907	3.929	0.560
	$P_{me} \text{ (kPa)}$	492	494.707	0.550
	$b_e \text{ (kgY/kWh)}$	0.279	0.278	-0.463
	η_e	0.291	0.253	-13.066

Söz konusu tablodan anlaşılabileceği gibi sunulan modelden hesaplanan motor performans karakteristikleri Papagiannakis ve arkadaşlarının deneysel değerlerine kabul edilebilir ölçüde yakın çıkmıştır. Örneğin; deney motorunun özellikleri kullanılarak 2000 d/d devir sayısı, % 27 oranında DG enerji katkı oranı için sunulan modelde efektif güç (EG) değeri 3.929 kW olarak hesaplanmıştır. Deneysel olarak ölçülen EG ise 3.907 kW'dır. Bu durumda EG'ler arasında % 0.560'lık bir fark olduğu Tablo 19'dan da görülebilir. EG'ler arasındaki bu küçük fark; $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncının hesabından ve sunulan model için kabul edilen varsayımlardan kaynaklanmış olabilir. Tablo 19'dan anlaşılabileceği gibi, sunulan model, diğer motor performans karakteristiklerini de Papagiannakis ve arkadaşlarının deneysel değerlerine kabul edilebilir yakınlıkta hesaplamaktadır.



Şekil 18. 2000 d/d'da; % 27 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Şekil 18'in devamı



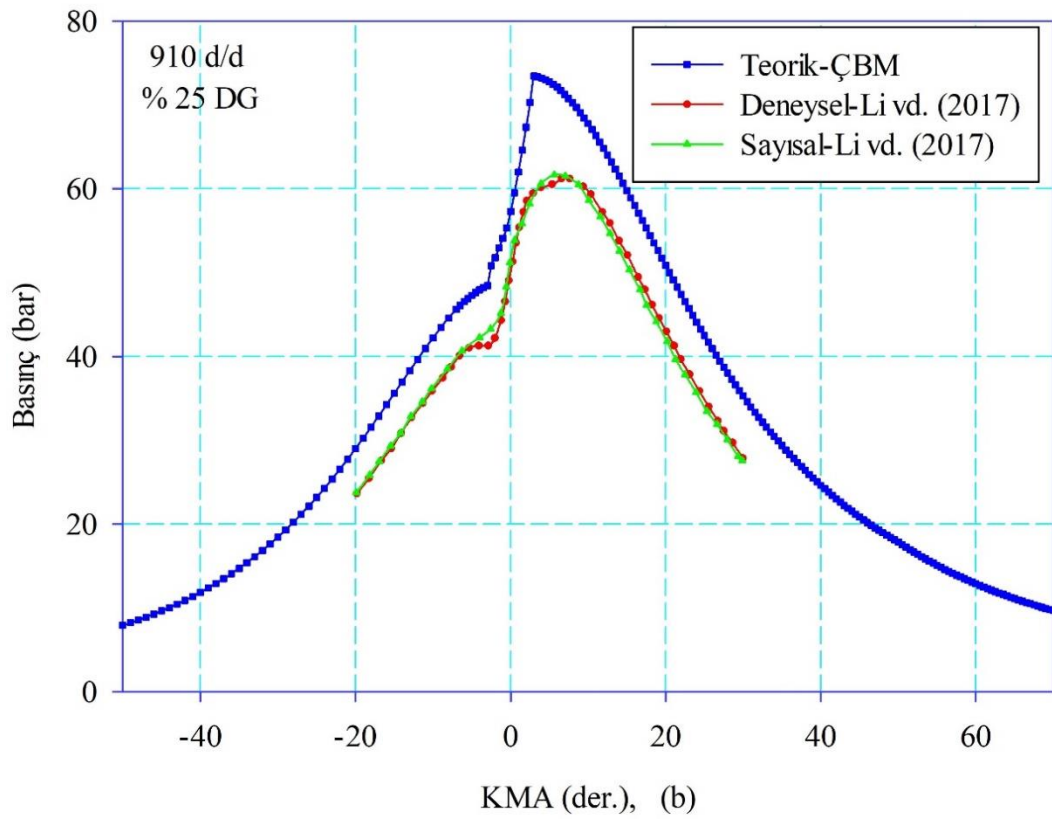
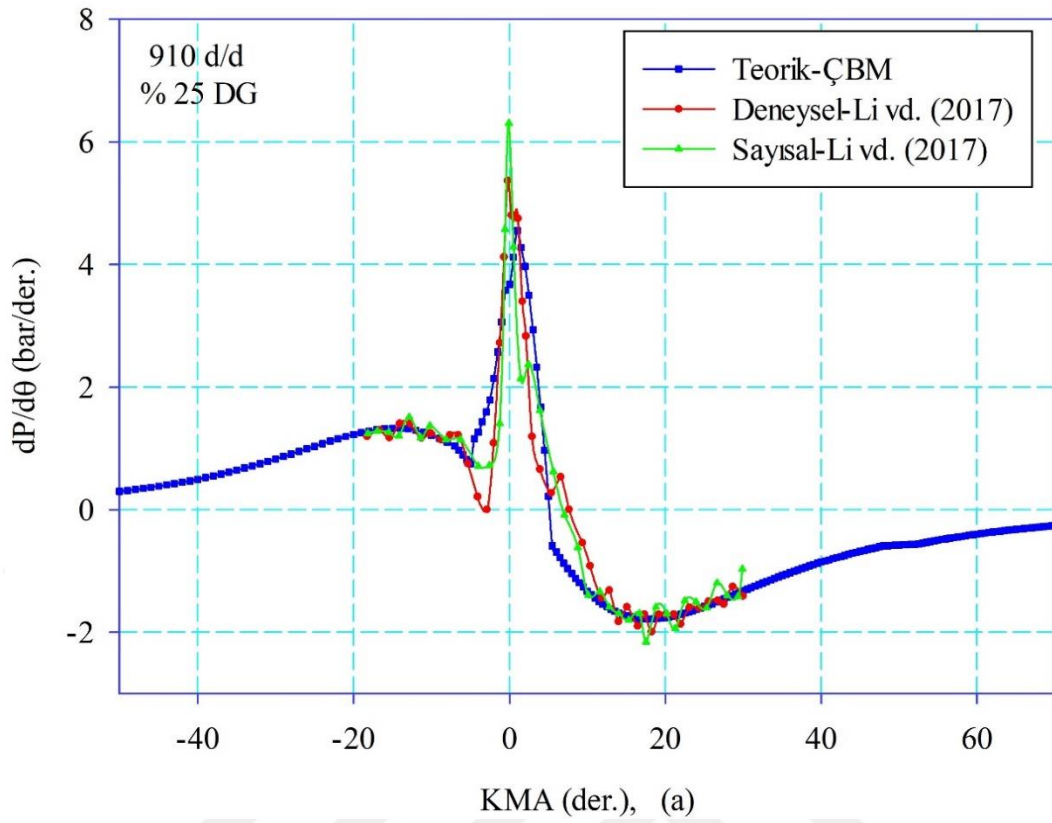
Li vd. (2017) hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) modeli CONVERGE’i kullanarak bir DG-DY çift yakıtlı bir motorun yanma süreci üzerine sayısal ve deneysel bir çalışma sunmuşlardır. Sunulan çalışmada da bu motor için, 910 d/d devir sayısında % 25 DG enerji katkı oranında ve düşük yük altında sunulan modelden elde edilen sonuçlar, Li ve arkadaşları tarafından verilen deneysel ve sayısal model sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Ayrıca karşılaştırma sonuçları aşağıda grafikler ve tablolar halinde verilmiş ve irdelenmiştir.

Şekil 19 (a ve b)’de; 910 d/d devir sayısında ve düşük yük altında % 25 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden hesaplanan basınç değişim oranı ve basınç değişimlerinin Li ve arkadaşları tarafından verilen deneysel ve sayısal model sonuçları ile karşılaştırılmaları sunulmuştur. Bu eğrilerden görülebileceği gibi, her üç durum için de basınç değerlerinin değişimleri birbirine oldukça benzer karakterde çıkmıştır. Ancak sunulan modeldeki basınçlar biraz daha yüksek değerler almıştır. Bunun nedeninin, söz konusu motor için uygulanan sayısal yaklaşımda belirlenen demet yolu ve açısında yanan kütle miktarının yanmasının büyük bir kısmının ana yanma fazında gerçekleşmesinden ileri geldiği söylenebilir. Tablo 20’den de görülebileceği gibi; Li ve arkadaşları maksimum silindir basıncını deneysel olarak 7.668 °KMA’da 61.187 bar olarak ölçmüşler ve sayısal modellerinden ise 5.617 °KMA’da 61.650 bar olarak hesaplamışlardır. Sunulan modelden ise en yüksek silindir basıncı 3° KMA’da 73.438 bar olarak hesaplanmıştır. Böylece, Li ve arkadaşları tarafından verilen sayısal model ve deneysel maksimum silindir basınçları arasındaki fark % 0.75 iken bu fark sunulan model için % 20.02 olmuştur. Sunulan modelden hesaplanan basınç değerleri ile Li ve arkadaşlarının deneysel basınç değerleri arasındaki farkın yüksek olmasına karşın aşağıda verilecek olan ve sunulan modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı değerleri Li ve arkadaşlarının deneysel sonuçlarına oldukça yakın çıkmıştır. Basınçlar arasındaki farkın sunulan modelde kullanılan ampirik demet yolu ve açısı bağıntısından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Tablo 20. 910 d/d'da; % 25 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen maksimum basıncın ($P_{\max}$) ve açığa çıkan ısı oranının maksimum değerlerinin Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

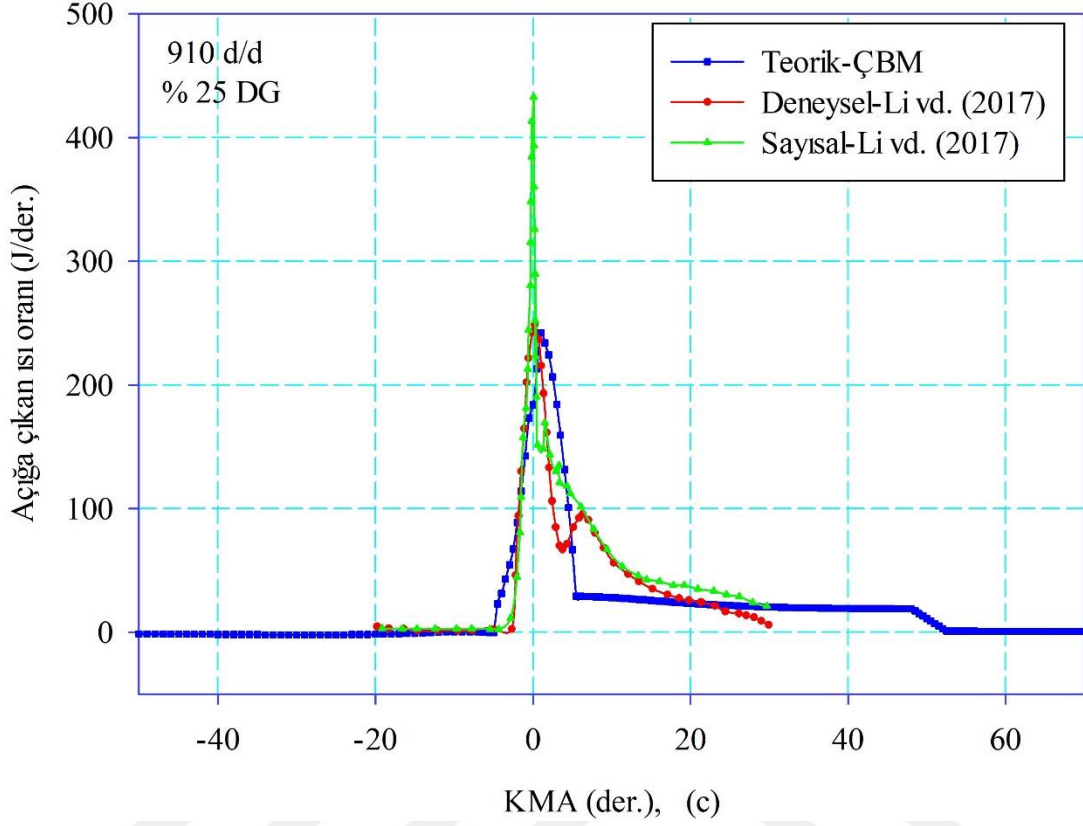
$n = 910 \text{ d/d}$	Li vd. (2017), deneysel	Li vd. (2017), sayısal model	Sunulan model	Li vd. (2017), deneysel- sunulan model % Fark
$P_{\max}$ (bar) ve oluştuğu açı (KMA)	61.187 (7.668)	61.650 (5.617)	73.438 (3)	20.02
Açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri (J/der) ve oluştuğu açı (KMA)	248.550 (0.194)	432.480 (0.046)	242.152 (1)	-2.57

Şekil 19 (c)'de; 910 d/d devir sayısında ve düşük yük durumunda % 25 DG doğal gaz enerji katkı oranı için sunulan modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı değerlerinin Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel ve sayısal model sonuçları ile karşılaştırılmaları sunulmuştur. İlgili şekilden görülebileceği gibi açığa çıkan ısı oranı değişimleri birbirine oldukça benzer karakterdedir. Şekil 19 (c)'den, Li ve arkadaşlarının deneysel maksimum açığa çıkan ısı oranı 0.194° KMA'da 248.550 J/der. olduğu görülebilir. Li ve arkadaşları tarafından geliştirilen sayısal modellemede aynı koşullar altında, maksimum açığa çıkan ısı oranı 0.046° KMA'da 432.480 J/der. şeklinde belirlenmiştir. Sunulan modelde ise, aynı koşullar altında maksimum açığa çıkan ısı oranı 1° KMA'da 242.152 J/der. olarak hesaplanmıştır. Böylece sunulan modelde açığa çıkan ısı oranı sonuçlarının; Li ve arkadaşlarının deneysel verilerine, kendilerinin uyguladığı sayısal modelden daha yakın olduğu anlaşılmaktadır. Örneğin, Li ve arkadaşlarının sayısal çalışmaları sonucunda hesapladıkları maksimum açığa çıkan ısı oranının deneysel sonuçları ile arasında % 74 fark olmasına karşın, sunulan modelden hesaplanan değer ile Li ve arkadaşlarının deneysel verisi arasında % 2.57 (-) oranında fark çıkmıştır.



Şekil 19. 910 d/d'da; % 25 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Şekil 19'un devamı



Tablo 21’de; 910 d/d devir sayısında ve düşük yük durumunda % 25 DG doğal gaz enerji katkı oranı için sunulan modelden hesaplanan motor performans karakteristiklerinin Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmaları sunulmuştur. Tablo 21’den anlaşılabileceği gibi, sunulan modelden hesaplanan motor performans karakteristikleri Li ve arkadaşları tarafından verilen deneysel değerlerine, kabul edilebilir ölçüde yakın çıkmıştır. Örneğin, sunulan modelde EG değeri 7.381 kW olarak hesaplanmıştır. Deneysel çalışmadaki EG değeri ise 7.497 kW olarak verilmiştir. Böylece, sunulan modelden hesaplanan değer ile Li ve arkadaşların deneysel verisi arasında % 1.552 (-) oranında fark olduğu anlaşılmaktadır. EG’ler arasındaki, küçük de olsa, böyle bir farkın oluşmasında en önemli etkenin, $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncı bağıntısından kaynaklanmış olabilir. Sunulan modelde $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncı Heywood (1988) ve Durgun (2022) tarafından verilen bağıntılardan hesaplanmıştır. Söz konusu bağıntıların yazarların yapmış olduğu deneysel çalışmada kullandıkları motorun mekanik kayıplarını tam olarak yansıtamamış olabilir.

Tablo 21. 910 d/d'da; % 25 DG enerji katkı oranı için sunulan modelden elde edilen motor karakteristiklerinin Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Devir sayısı	Motor karakteristikleri	$\varepsilon = 16.25$		
		Deneysel	Sunulan model	% Fark
$n = 910 \text{ d/d}$	$N_e \text{ (kW)}$	7.497	7.381	-1.552
	$P_{me} \text{ (kPa)}$	405	398.740	-1.546

3.4. Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulamasının Yanmaya ve Motor Karakteristiklerine, Yakıt Maliyeti ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Sayısal Olarak Teorik İncelenmesi

Sunulan çalışmada dizel motorlarında doğal gazın 3 farklı yöntemle kullanımı sayısal olarak incelenmiştir. Buradaki sayısal uygulamalarda motor özellikleri çok iyi bilinen ve KTÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü İçten yanmalı Motorlar Laboratuvarında bulunan Renault K9K700 DP dizel motoru örnek motor olarak alınmıştır. Sayısal uygulamalar için otomobil dizel motorların çoğunlukla çalıştığı 2000 d/d devir sayısı örnek devir sayısı olarak seçilmiştir.

1. uygulamada; 2000 d/d'da, SDY durumundaki tam gazda ve tam yükte elde edilen 30.5 kW efektif güç (EG) değeri sağlanacak şekilde DG-DY çift yakıt uygulamasının etkileri teorik olarak incelenmiştir. Bu uygulamada, 2000 d/d devir sayısında, 30.5 kW güç sağlanacak şekilde emme havasına eklenen doğal gaz miktarı ayarlanarak püskürtülen dizel yakıtı miktarı azaltılmıştır. Uygulamanın ayrıntıları ve uygulamadan elde edilen sonuçlar Bölüm 3.4.1'de verilmiştir.

2. uygulamada; 2000 d/d'da, SDY durumundaki tam gazda ve tam yükteki ekivalans oranı 0.707 değeri sağlanacak şekilde DG-DY çift yakıt uygulamasının etkileri teorik olarak incelenmiştir. Bu uygulamada da 2000 d/d devir sayısında, ekivalans oranı 0.707 sağlanacak şekilde emme havasına eklenen doğal gaz miktarı ayarlanarak, püskürtülen dizel yakıtı miktarı azaltılmıştır. Uygulamanın ayrıntıları ve uygulamadan elde edilen sonuçlar Bölüm 3.4.2'de verilmiştir.

3. uygulamada ise 2000 d/d'da, emme havasına düşük oranlarda doğal gaz eklenerek etkileri incelenmiştir. Burada püskürtülen dizel yakıtında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Uygulamanın ayrıntıları ve uygulamadan elde edilen sonuçlar Bölüm 3.4.3'te verilmiştir.

3.4.1. Saf Dizel Yakıtı Durumundaki Güç Değeri İçin Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulaması

Dizel motorlarında doğal gaz kullanımı ile ilgili ilk uygulamada; 2000 d/d'da, SDY durumundaki tam gazda ve tam yükte elde edilen 30.5 kW'lık efektif güç (EG) değeri sağlanacak şekilde DG-DY çift yakıt uygulaması teorik olarak incelenmiştir. Bu uygulamada yukarıda açıklandığı gibi Renault K9K700 DP dizel motoru kullanılmıştır. 2000 d/d devir sayısında 30.5 kW'lık EG sağlanacak şekilde emme havasına eklenen doğal gaz ayarlanarak püskürtülen dizel yakıtı azaltılmıştır. Söz konusu uygulamada 30.5 kW'lık güç sağlanacak şekilde emme havasına 3 farklı % (14, 29 ve 44, kütleli) oranda doğal gaz eklenmiştir ve bu durumda püskürtülen dizel yakıt miktarı SDY durumuna göre kütleli olarak % (12, 23 ve 32) oranlarında azaltılmıştır. Bu uygulamada dizel yakıt miktarını azaltmak için püskürtmenin bitiş zamanlaması doğal olarak öne alınmıştır, püskürtme basıncı ile oynanmamıştır. Bu uygulamadaki karışım oranlarını göstermek için uygulanan her bir durumdaki dizel yakıtının ve doğal gazın kütle miktarları (kütle/çevrim oranları) Tablo 22'de verilmiştir. Doğal gazın enerji katkısı, toplam tüketilen enerjiye göre doğal gaz enerjisinin oranı olarak gösterilmiştir. Örneğin, % 25 doğal gaz (ikincil yakıt), enerjinin % 25'inin doğal gaz tarafından ve % 75'inin dizel yakıtı (birincil yakıt) tarafından sağlandığı bir durumu göstermektedir. Bunun yanında, Tablo 22'de sunulan çift yakıt durumundaki (S) 'ek' kütleli oran, çevrim başına m_{dg} doğal gaz kütleli, toplam yakıt (dizel yakıtı ve doğal gazın kütleli toplamı, $m_d + m_{dg}$) kütleli bölünmesiyle elde edilen bir katsayıdır ve aşağıdaki gibi formüle edilmiştir.

$$S \cdot 100 (\%) = \frac{m_{dg}}{m_d + m_{dg}} \cdot 100 \quad (200)$$

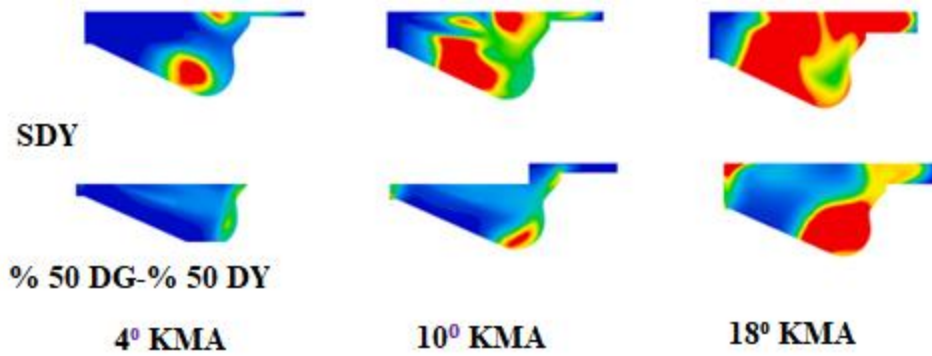
Tablo 22. SDY'deki güç değerinde her bir uygulama için çevrim başına kullanılan dizel yakıtı ve doğal gaz miktarları

	Dizel yakıtı kütlesi (kg/çevrim)	Doğal gaz		
		Kütle (kg/çevrim)	Çift yakıttaki kütlesel oranı-S (%)	Toplam yakıt enerjisine doğal gaz katkısı (%)
Uygulama-1	$2.7825 \cdot 10^{-5}$	-	0	0
Uygulama-2	$2.4568 \cdot 10^{-5}$	$3.8535 \cdot 10^{-6}$	14	15
Uygulama-3	$2.1311 \cdot 10^{-5}$	$8.8903 \cdot 10^{-6}$	29	32
Uygulama-4	$1.8869 \cdot 10^{-5}$	$1.5059 \cdot 10^{-5}$	44	48

Şekil 22 (a ve b)'de; 2000 d/d'da, SDY ve üç farklı doğal gaz oranı için teorik olarak elde edilen basınç değişimi ve basınç değerlerinin KMA'ya göre değişimleri ve Şekil 22 (c)'de ise açığa çıkan ısı oranı değerlerinin KMA'ya göre değişimleri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Bu uygulamada yukarıda da açıklandığı gibi SDY için motordan tam gazda ve tam yük altında 30.5 kW'lık EG değeri elde edilmiştir. Aynı gücü verecek şekilde emme havasına kütleli olarak % (14, 29 ve 44) gibi üç farklı oranda doğal gaz oranı eklenmiştir ve bu arada dizel yakıtı miktarı da azaltılmıştır. SDY durumunda maksimum silindir basıncı 14° KMA'da 150.621 bar olarak belirlenmiştir. % (14, 29 ve 44) doğal gaz oranları için elde edilen basınçlar sırasıyla (144.339, 133.401 ve 124.803) bar şeklinde hesaplanmıştır. İlgili basınçların meydana geldikleri krank mili açıları ise sırasıyla (13, 12 ve 11.5)° KMA olmuştur. Buradan seçilen tüm doğal gaz oranları için silindir basıncının azaldığı ve maksimum basınçların meydana geldiği krank açılarının ÜÖN'ye yaklaştığı anlaşılmaktadır. SDY durumunda açığa çıkan maksimum ısı oranı 12° KMA'da 57.657 J/der. olarak belirlenmiştir. % (14, 29 ve 44) doğal gaz oranları için açığa çıkan maksimum ısı oranları sırasıyla (51.217, 44.070 ve 42.280) J/der. ve maksimum açığa çıkan ısı oranlarının olduğu krank mili açıları ise sırasıyla (11, 9 ve 8)° KMA şeklinde belirlenmiştir.

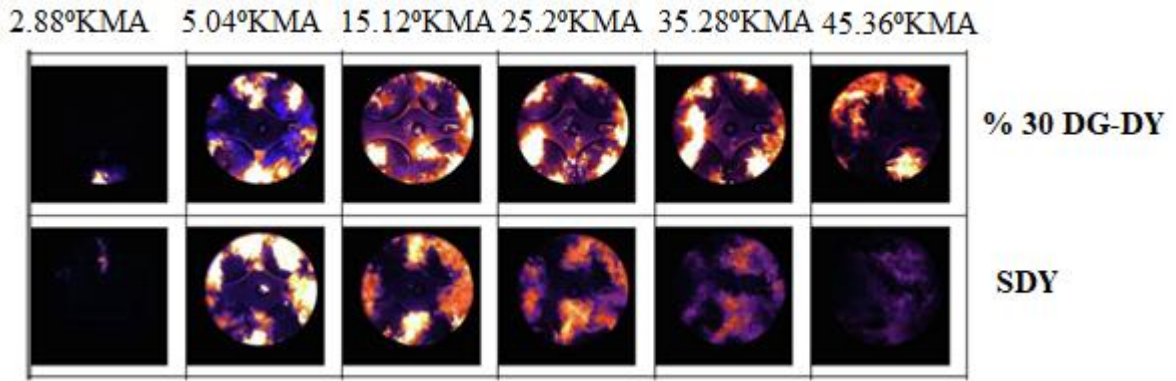
Buradan DG-DY çift yakıt uygulaması durumunda silindir basıncı eğrilerinin değişimlerinin SDY'ye benzediği ancak basınç değerlerinin daha düşük olduğu görülebilir. Basınçların daha düşük olmasının olası nedenlerinden birinin; sıkıştırma işleminde sıkıştırılan doğal gaz-hava karışımının özgül ısısının SDY durumunda sıkıştırılan havadan daha yüksek olduğu söylenebilir. Literatürde de aşağıda bazı örnekleri verilen, benzeri

sonuçlar bulunmuştur. Örneğin Tashev & Stoyanov (2024) bu durumun doğal gaz-hava karışımının daha dışuk alev yayılma hızına sahip olmasından ve özellikle fakir doğal gaz-hava karışımının n karışımlı yanma aşamasında etkin bir şekilde yanamamasından ileri gelmiş olabileceği şeklinde açıklamışlardır. Luo vd. 2022, üç boyutlu akışkan dinamiği modeli ile DG-DY ift yakıt durumunu ve ayrıca emme havasına doğal gazın ve hidrojenin birlikte eklendiği ve ilgili karışımın dizel yakıtı ile yakıldığı durumları sayısal olarak incelemişlerdir. İlgili çalışmada emme havasına % 50 oranında doğal gaz ekledikleri durumda silindir basıncının azaldığını belirlemişlerdir. Yazarlar, silindir basınclarındaki azalmanın, doğal gazın dışuk yanma hızından ve dışuk reaktivitesinden kaynaklandığını açıklamışlardır. Aynı araştırıcılar SDY ve DG-DY ift yakıt uygulaması durumunda silindir içerisindeki sıcaklık dağılımlarını da modellemişlerdir. % 100 yük altında, N'dan (4, 10 ve 18)^o KMA sonra SDY ve DG-DY ift yakıt uygulaması durumlarında yakıt demetini ve demetteki yanma bölgelerini gösteren ilgili şekiller şekil 20'de sunulmuştur. Bu şekillerden de anlaşılabileceği gibi doğal gazın yanması dizel yakıtına göre daha yavaş gerçekleşmektedir. Dışuk yüklerde doğal gazın yanmasının çok daha yavaş olduğu aynı yazarlar tarafından şekil 20'de verilen şekillere benzer fotoğraflar çekilerek de gösterilmiştir. şekil 20'de mavi renkler yanmamış silindir dolgusunu (taze dolgu), sarı ve kırmızı renkler yanmanın gerçekleştiği bölgeleri göstermektedir. SDY durumundaki yanmanın erken krank mili aıalarında başladığı, %50 DG-DY ift yakıt durumunda ise yanmanın daha geç krank mili aıalarında gerçekleştiği fark edilebilir.

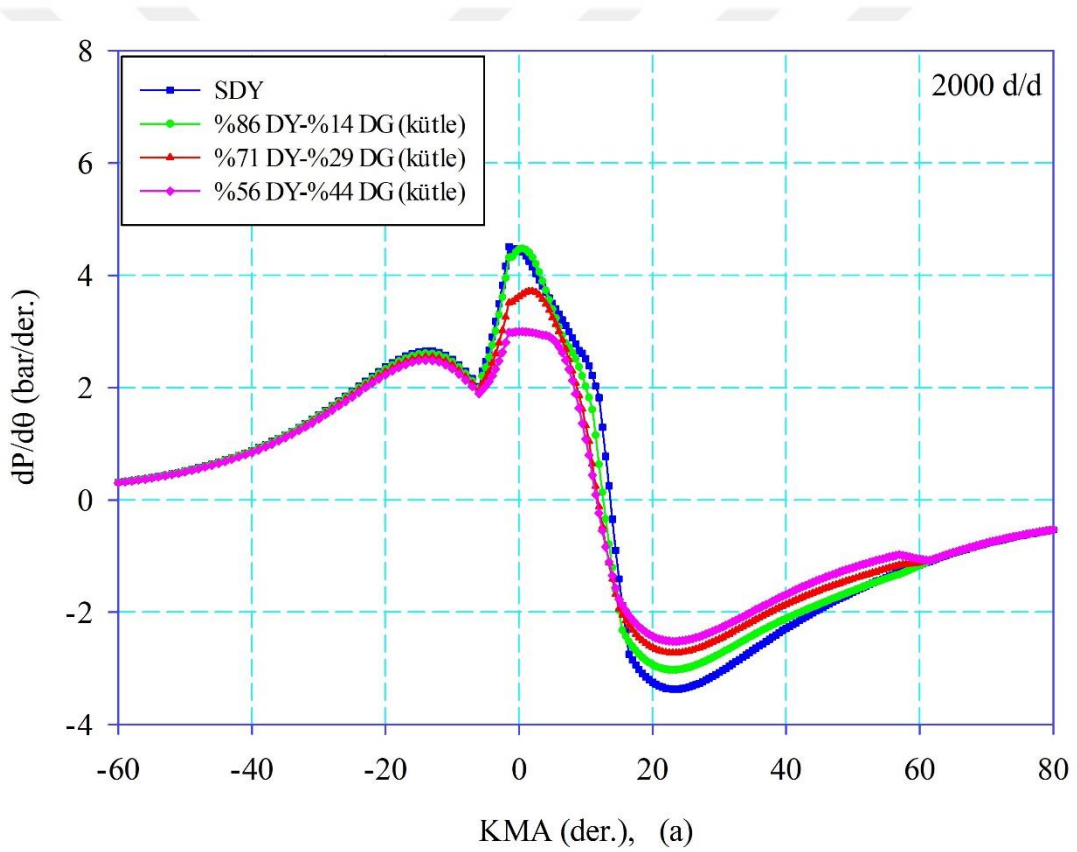


şekil 20. Luo vd. (2022) tarafından üç boyutlu akışkan dinamiği modelinden SDY ve DG-DY ift yakıt durumunda için yapılan hesaplardan elde edilen yanma odasına püskürtülen dizel yakıtının oluşturduğu yakıt demeti ve yakıt demetinde oluşan yanma bölgelerinin gösterimi

DG-DY çift yakıt durumunda hesaplanan silindir basıncı değerlerinin SDY'ye göre düşük olması, motorun performans karakteristiklerini ve egzoz emisyonlarını önemli ölçüde etkiler. DG-DY çift yakıt durumunda açığa çıkan ısı oranları incelendiğinde; silindir dolgusundaki doğal gazın konsantrasyonunun artmasıyla yanmanın başlangıç aşamalarında, yanma hızının azaldığı anlaşılabılır. Bu durumun, dizel yakıtı demetinden çekilen ve yanan bölgelerdeki dizel yakıtı, doğal gaz ve hava karışımının yanma hızının, SDY ve hava karışımının yanma hızına göre daha düşük olmasından kaynaklanmış olabileceği söylenebilir. Literatürde de doğal gazın yanma hızının dizel yakıtına göre daha düşük olduğu açıklanmaktadır. Örneğin Zhu vd. (2022) tarafından yapılan deneysel çalışmada farklı oranlarda DG-DY çift yakıt durumlarının yanması yüksek hızlı kamera ile izlenmiştir ve yakıtların yanması görüntülenmiştir. Yazarların elde ettikleri bazı görüntüler Şekil 21'de gösterilmiştir. Şekil 21'de mavi renkler ön karışimli yanmayı, sarı renkler ana yanmayı (karışım hızı ile kontrol edilen yanmayı, difüzyonla yanmayı) göstermektedir. SDY durumundaki yanmada ana yanmanın daha erken başladığı ve daha erken bittiği görülebilir. %30 DG-DY çift yakıt durumunda ise yanma başlangıcında ve daha sonra yanma ilerledikçe yine ön karışimli yanmanın devam ettiği fark edilebilir. Yazarların deneysel fotoğraflarından ve açıklamalarından doğal gaz karışımlarının kullanımı durumunda ön karışimli yanmanın ve ana yanmanın birlikte sürdüğü anlaşılabılır. Böylece doğal gaz eklenmesi durumunda yanmanın genişleme işlemine doğru kaydığı görülebilir. Farklı araştırmacılar bu durumun doğal gazın yanma hızının daha düşük olmasından kaynaklandığı belirtmektedirler. Ayrıca yazarların çalışmasında doğal gaz oranı arttıkça yanmanın daha geç başladığı, difüzyonla yanmanın azaldığı ve ön karışimli yanmanın daha baskın olduğu ve genişleme işleminde daha fazla yakıt-hava karışımının kaldığı görülmüştür. Aynı şekilde sunulan çalışmada da doğal gazın yanma hızının daha düşük olmasından, yanmanın genişleme işlemine kaydığı Şekil 22'de açığa çıkan ısı eğrisinden anlaşılmaktadır. Böylece sunulan çalışmadan elde edilen sonuçların literatürle uyum içinde olduğu söylenebilir.

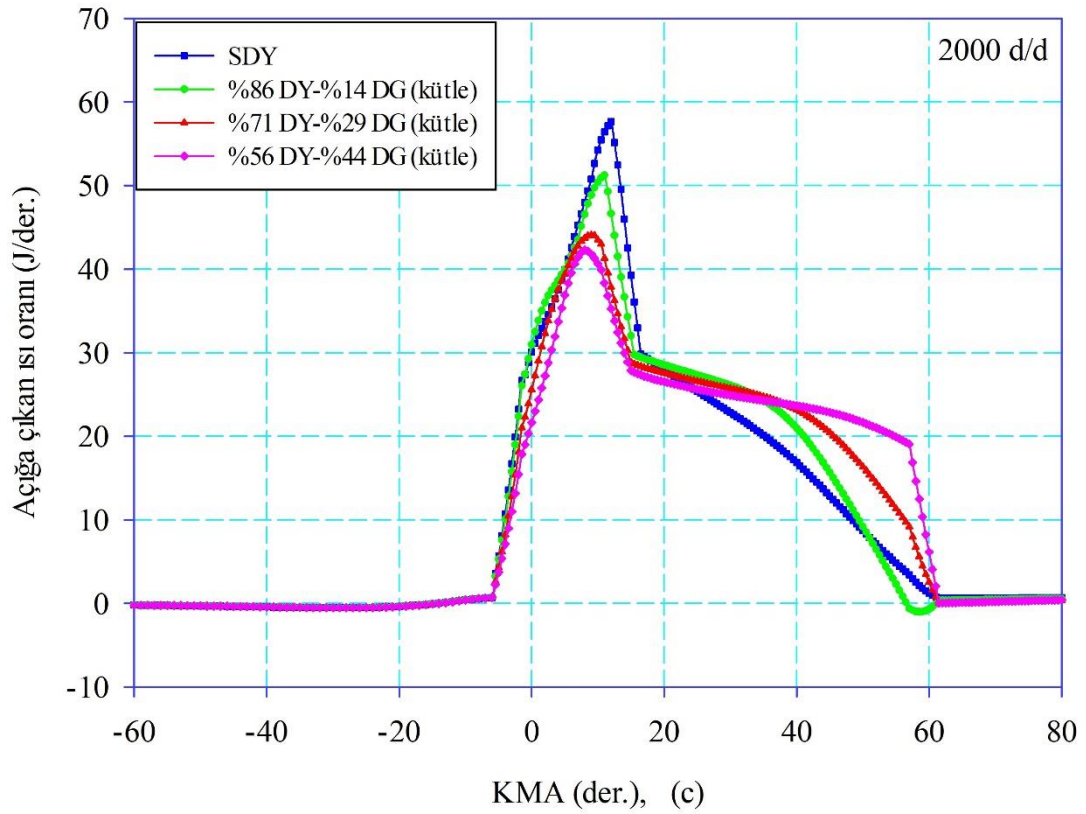
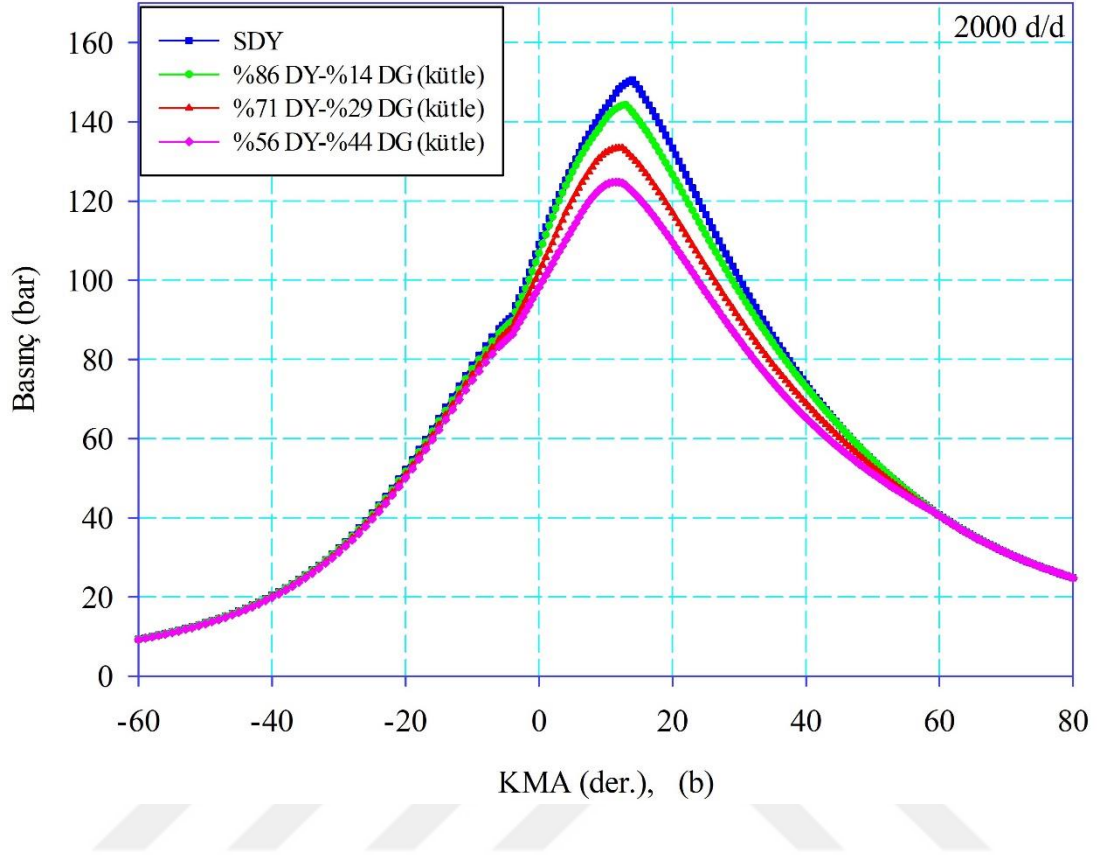


Şekil 21. Zhu vd. (2022) tarafından SDY ve % 30 DG-DY çift yakıt uygulaması durumlarında yanma odasından yüksek hızlı kamera ile elde edilen yanma görüntüleri



Şekil 22. 2000 d/d'da; SDY için 30.5 kW güç değerinin üç farklı doğal gaz oranlarında elde edildiği durumlar için a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının KMA'ya göre değişimleri

Şekil 22'nin devamı



Burada, teorik uygulamalarda incelenen motor performans karakteristikleri; efektif güç (EG), özgül yakıt tüketimi (ÖYT) ve efektif verim (EV)'dir. Ayrıca çeşitli doğal gaz kullanımlarının maliyet analizleri de irdelenmiştir. Şekil 23 (a)'da EG'nin ve yakıt maliyetinin kütleli doğal gaz (DG) oranlarına göre değişimleri gösterilmiştir. Şekil 23 (b)'de ise % (14, 29 ve 44) doğal gaz oranları için hesaplanan EG ve yakıt maliyet değerlerinin SDY durumuna göre değişim oranları, bar grafikleri şeklinde sunulmuştur. Şekil 23 (a)'dan görülebileceği gibi bu sayısal uygulamada EG 30.5 kW şeklinde sabit tutulduğu için EG'de belirgin bir değişiklik görülmemiştir. Söz konusu uygulamada azaltılan dizel yakıt miktarı yerine SDY'deki 30.5 kW'lık güce ulaşmak için DG oranları artırılmıştır. Yakıt maliyetinin ise doğal gaz oranı arttıkça arttığı görülmüştür. Yakıt maliyetindeki artış oranları: % (14 , 29 ve 44) doğal gaz oranları için sırasıyla % (2.20, 8.43 ve 21.83) oranlarında olmuştur.

Şekil 24 (a)'da ÖYT'nin ve EV'in doğal gaz oranlarına göre değişimleri gösterilmiştir. Şekil 24 (b)'de ise % (14, 29 ve 44) gibi 3 farklı kütleli doğal gaz oranı için bulunan ÖYT ve EV değerlerinin SDY durumuna göre değişim oranları sunulmuştur. Şekil 24 (a)'dan görülebileceği gibi ÖYT; tüm doğal gaz oranlarında artmıştır. EV ise tüm doğal gaz oranlarında azalmıştır. Şekil 24 (b)'den görülebileceği gibi ÖYT'de; % (14, 29 ve 44) doğal gaz oranlarında sırasıyla % (2.28, 8.68 ve 22.37) oranında artışlar olmuştur. EV'de ise, % (14, 29 ve 44) kütleli doğal gaz oranlarında sırasıyla % (10.58, 17.83 ve 27.58) mertebelerinde azalmalar bulunmuştur. Doğal gaz kullanımı ile ÖYT'deki artışın nedenleri arasında yanmanın genişleme işlemine doğru kaymasının etkisi olduğu söylenebilir. Literatürde de benzeri sonuçlara ulaşılmıştır.

Şekil 25 (a)'da seçilen üç farklı doğal gaz oranında % (14, 29 ve 44) CO ve NO egzoz emisyonlarının hacimsel oranlarının değişimleri gösterilmiştir. Şekil 25 (b)'de ise % (14, 29 ve 44) kütleli doğal gaz oranları için hesaplanan CO ve NO egzoz emisyon değerlerinin SDY durumuna göre değişim oranları sunulmuştur. Şekil 25 (a)'dan görülebileceği gibi, doğal gaz kullanımı ile CO emisyonları artmış ve NO emisyonları ise azalmıştır. Şekil 25 (b)'de seçilen koşullar için SDY'ye göre CO emisyonundaki artışlar; % (14, 29 ve 44) kütleli doğal gaz oranları için sırasıyla % (54.51, 151.38 ve 1891.10) mertebelerinde olmuştur. NO emisyonunda ise % (14, 29 ve 44) kütleli doğal gaz oranları için sırasıyla % (18.62, 41.21 ve 94.16) düzeylerinde azalmalara ulaşılmıştır.

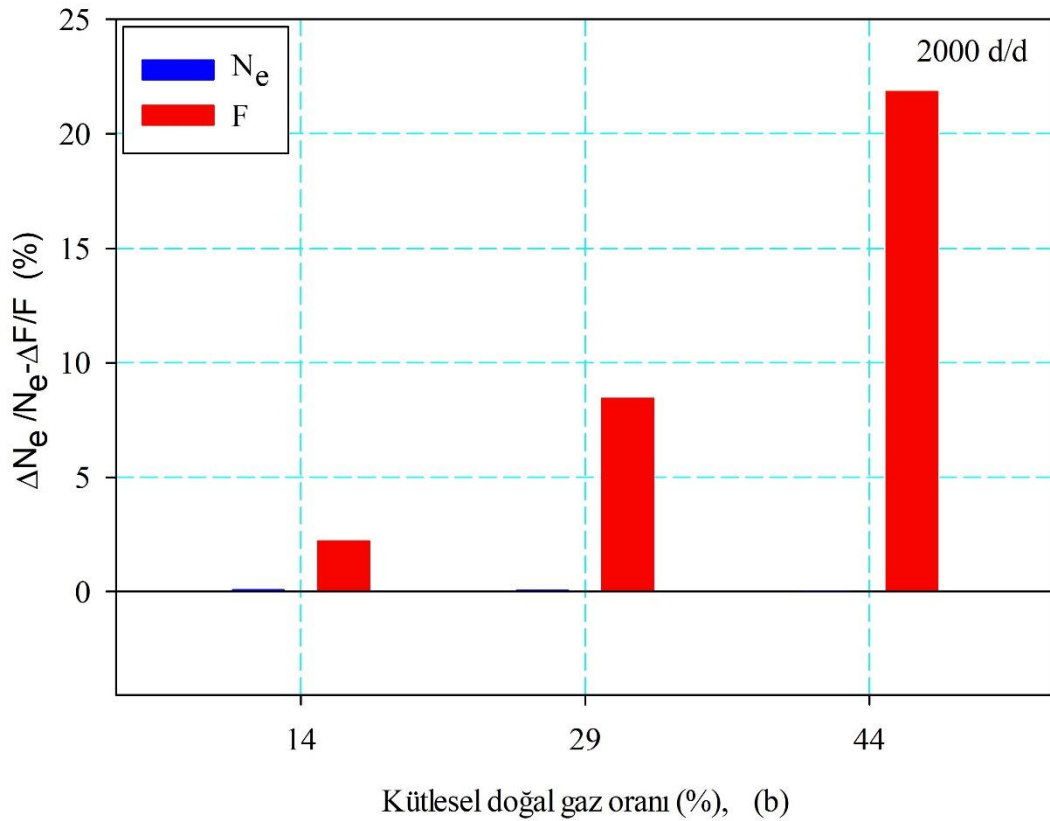
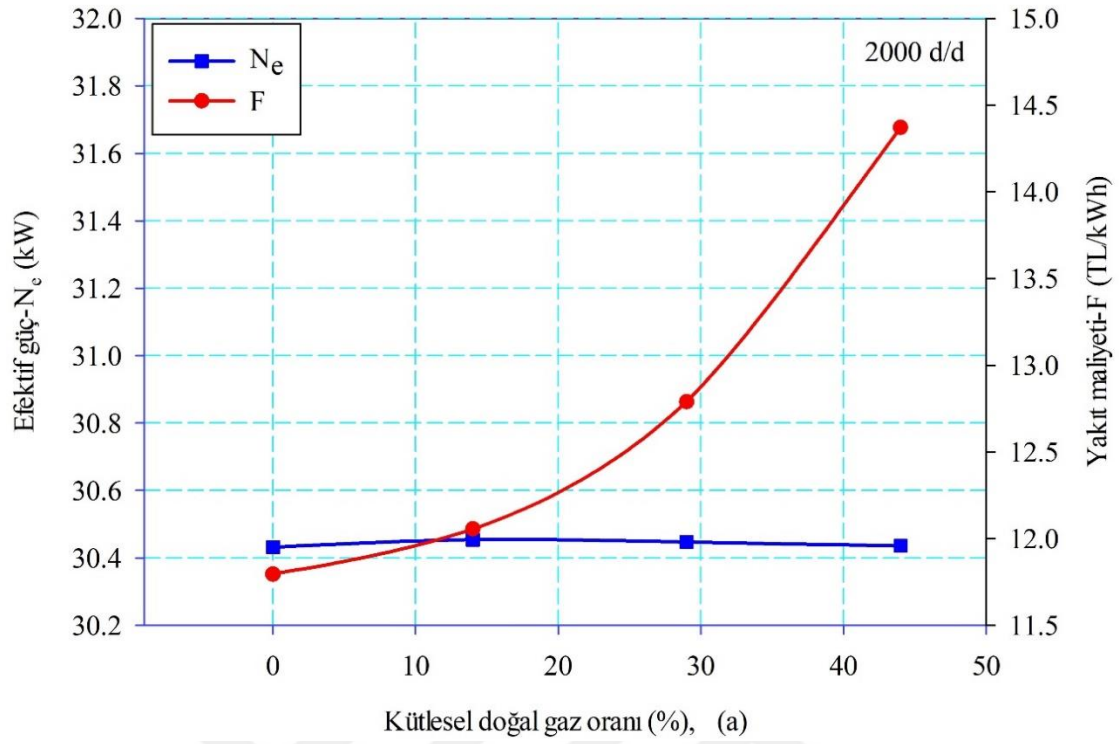
Literatürden bilindiği üzere NO emisyonunun oluşmasında hem yüksek dolgu sıcaklığı hem de hava fazlalık katsayısı etkili parametrelerdendir (Heywood, 1988). Doğal gaz kullanımı ile yanma sıcaklıklarının dolgunun artan özgül ısı değeri nedeniyle azaldığı ve bunun sonucunda da NO egzoz emisyonlarının azaldığı tahmin edilmektedir. Yukarıdaki paragraflarda açıklandığı gibi doğal gazın yanma hızı SDY'ye göre daha düşük olduğundan, doğal gaz, dizel yakıtı ve hava karışımının yanması genişleme işlemine doğru kaymaktadır. Bunun sonucunda da silindir sıcaklıklarının da dizel yakıtına göre daha düşük olduğu hesaplanmıştır. Düşük yanma sıcaklıkları da NO egzoz emisyonlarının daha düşük olmasına katkı sağlamıştır. Bunun yanında DG-DY çift yakıt durumunda doğal gaz emme havası içerisine eklenmektedir. Dizel yakıtı ise sıkıştırma sonunda doğal gaz-hava karışımı üzerine püskürtülmektedir. Doğal gazın emme havasına eklenmesi ile silindirdeki dolgunun hava fazlalık katsayısı azalır. Bu durumun NO emisyonlarının azalmasına katkı sağladığı düşünülmektedir. Ayrıca gaz yakıtların motorun volümetrik verimini azaltacağı çok iyi bilinmektedir. Volümetrik verimin azalması silindire alınacak hava miktarını azaltacağı için hava fazlalık katsayısı azalabilir. Ayrıca volümetrik verimin azalması ÖYT'nin artmasına da neden olur (Cheenkachorn vd., 2013; Durgun, 2022). Literatürde yapılan çalışmalarda da benzeri sonuçlar bulunmuştur (Papagiannakis vd., 2008; Abdelaal ve Hegab, 2012; Cheenkachorn vd., 2013; Liu vd., 2013; Egusquiza vd., 2009).

Literatürde yapılan araştırmalar, DG-DY çift yakıt uygulamalarında CO emisyonlarının arttığını göstermiştir (Karagöz vd., 2016; Abdalla vd., 2018). Örneğin, ağır hizmet dizel motorlarında yapılan bir çalışma sonunda Cheenkachorn vd. (2013), CO emisyonlarının önemli ölçüde arttığı bulunmuştur. Söz konusu çalışmada doğal gazın dizel yakıtı ile çift yakıt uygulamasının etkileri farklı devir sayılarında incelenmiştir. İlgili çalışmada, dizel yakıtı pilot yakıt olarak kullanılmıştır ve devir sayısı 1100 d/d'dan 1300 d/d'ya kadar artırıldığında doğal gaz oranı da % 69.33'ten % 77.90 oranına çıkarılmış ve bu çalışmada, 1300 d/d'da, doğal gaz kullanımı CO'ları % 233 oranında artış doğurduğu belirlenmiştir.

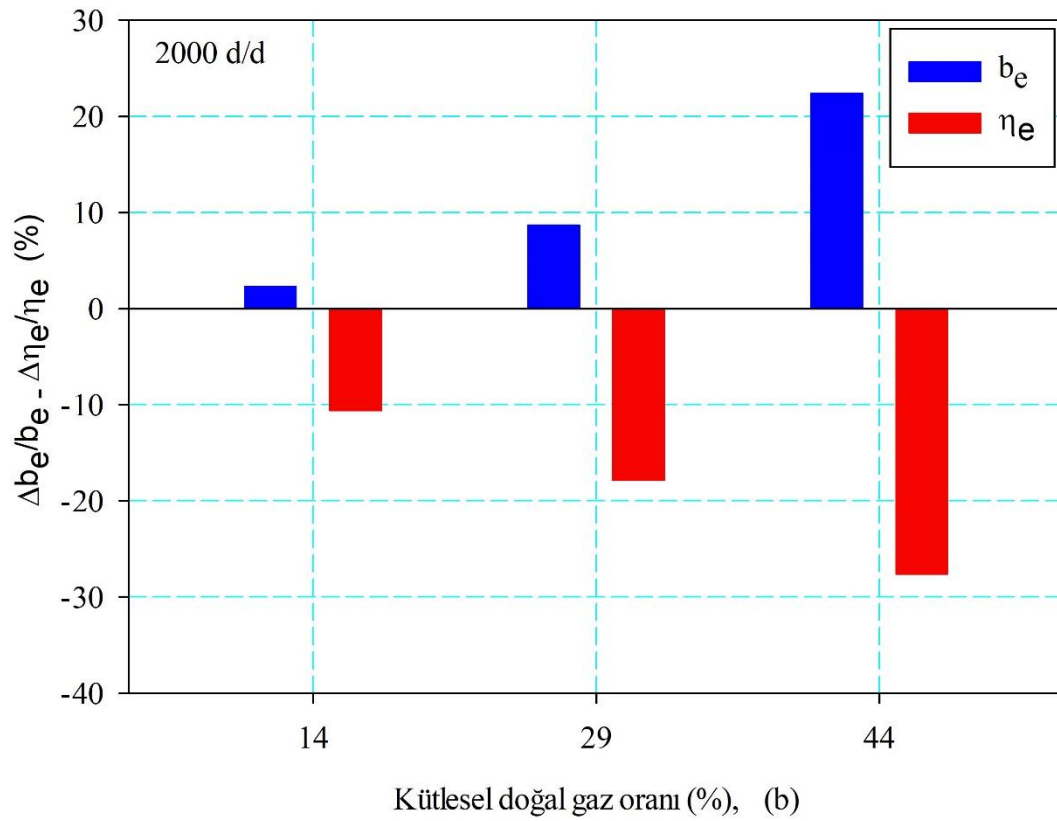
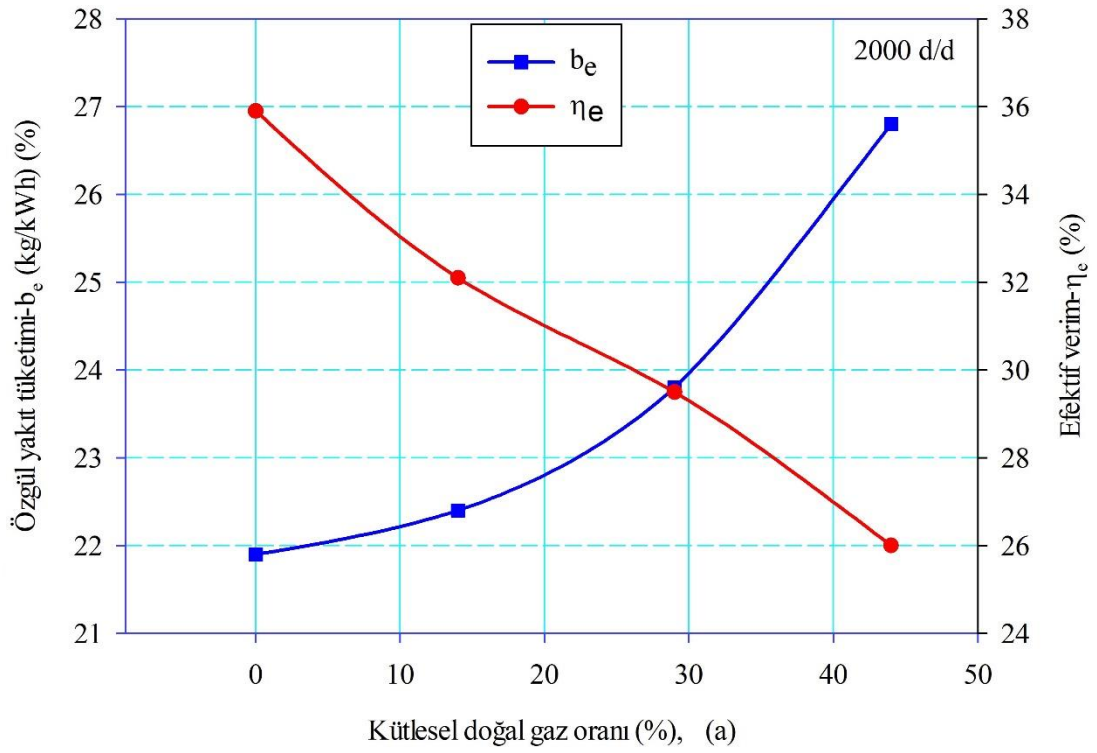
CO emisyonunun oluşumu, hava/yakıt oranına, yanma odasındaki yanmamış yakıt miktarına ve silindir dolgu sıcaklığına bağlıdır (Heywood, 1988). Silindir dolgusunda doğal gazın varlığı, karışımın toplam hava fazlalık katsayısının azalmasına neden olmakta, bu durumda CO emisyonunun oluşumunu desteklediği düşünülmektedir. Literatürde yapılan çalışmalarda DG-DY çift yakıt uygulamalarında, kısmi yük altında doğal gaz miktarının artırılmasının, CO emisyonunu artırdığı ve bunun yüksek motor hızlarında daha

belirgin duruma geldiği gözlemlenmiştir (Papagiannakis vd., 2008). Bu durum, doğal gazın yanmasının daha yavaş olmasından ve yanma işleminin genişleme işlemine doğru kaymasından kaynaklanmış olabilir. Bu durumda genişleme işlemi boyunca silindir dolgusunun sıcaklığı SDY'ye göre daha yüksek olacağı tahmin edilebilir ve böylece parçalanma reaksiyonlarının ve dolayısıyla CO emisyon miktarının da arttığı söylenebilir.

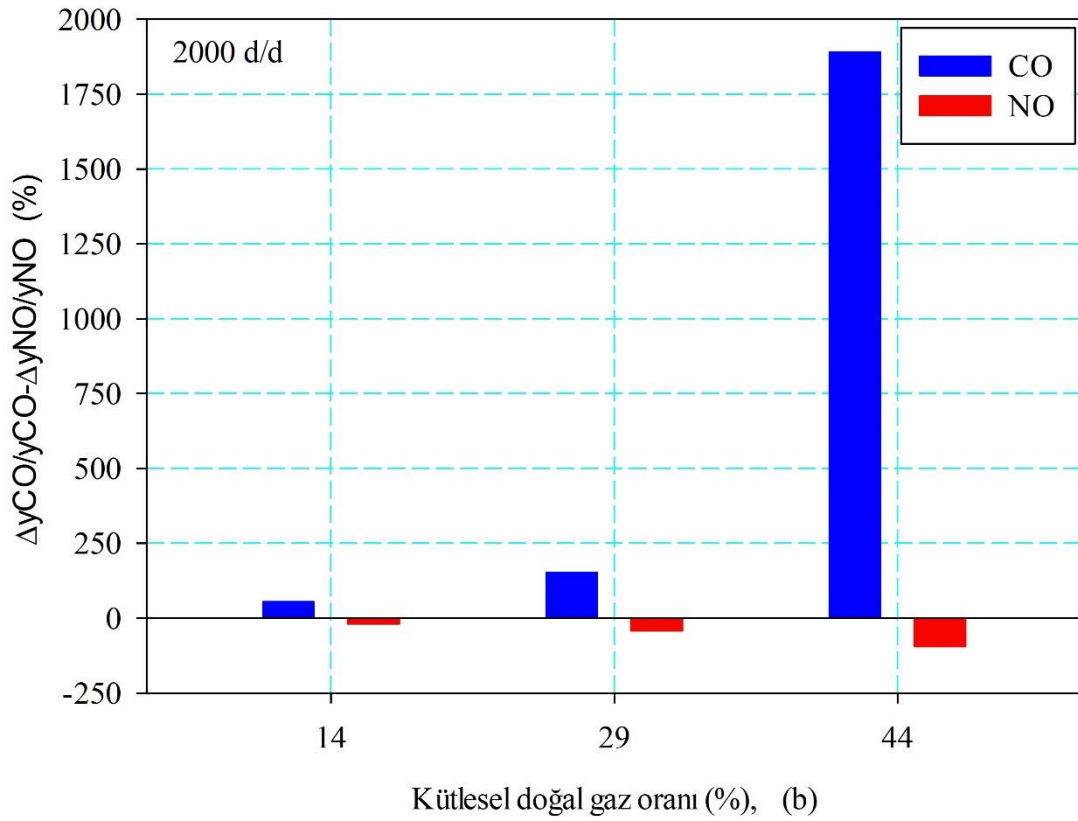
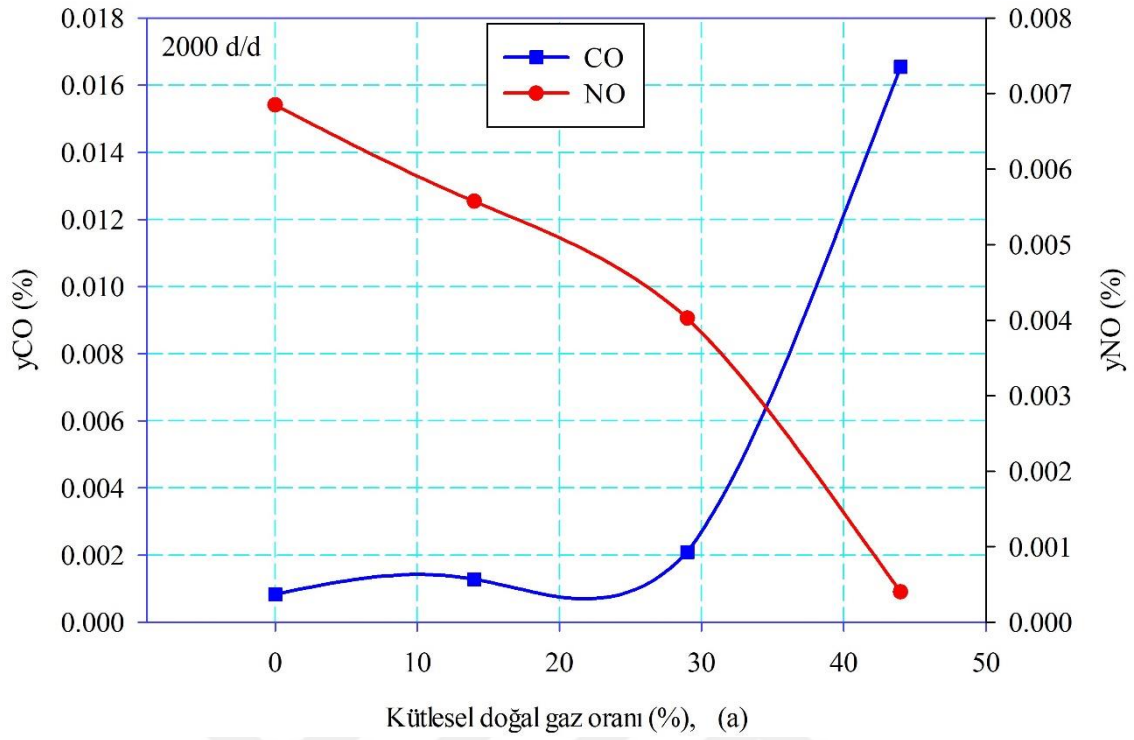
Kurniawan vd. (2019) çift yakıtlı sistemlerde yanma sürecinin karmaşık olduğunu özellikle de doğal gazın kullanılmaya başlanmasıyla birlikte, genellikle optimum yanma verimliliğine ulaşmada zorluklarla karşılaşıldığını açıklamışlardır. Bu karmaşıklığın ve yanma verimliliğinin CO emisyonlarını artıracaklarını vurgulamışlardır. DG-DY çift yakıtlı yöntemin uygulanması ile NO_x ve is emisyonlarını azaltmak için umut verici bir yol sunmaktadır. Ancak ilgili yöntem CO emisyonunu artırmaktadır. Literatürde yapılan DG-DY çift yakıtlı çalışmalarda yakıt püskürtme zamanlamasının, yük koşullarının ve kullanılan doğal gaz oranlarının CO'nun oluşumunu artırdığı görülmüştür (Gharehghani vd., 2012; Sun vd., 2015; Dai vd., 2020). Bu nedenle son yıllarda yapılan çalışmalarda DG-DY çift yakıt uygulaması ile ilgili çalışmalarda yakıt püskürtme zamanlamasının optimizasyonu vb. gibi çalışmalar yaygınlaşmıştır (Ghomashi vd., 2015).



Şekil 23. (a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan EG'nin ve yakıt maliyetinin kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan EG ve yakıt maliyeti değerlerinde SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri



Şekil 24. (a) 2000 d/d’da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan ÖYT’nin ve EV’in kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d’da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan ÖYT ve EV değerlerinde SDY’ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri



Şekil 25. (a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan CO ve NO emisyonlarının hacimsel oranlarının kütlesel doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan CO ve NO emisyonlarında SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri

3.4.2. Saf Dizel Yakıtı Durumundaki Ekivalans Oranı Değeri İçin Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulaması

Doğal gaz kullanımı ile ilgili ikinci uygulamada; 2000 d/d'da, SDY durumunda, tam gazda ve tam yükteki 0.707'lik ekivalans oranı değerini sağlayacak şekilde DG-DY çift yakıt uygulamasının etkileri teorik olarak incelenmiştir. Bu uygulamada da yukarıda açıklandığı gibi Renault K9K700 DP dizel motoru kullanılmıştır. 2000 d/d devir sayısında 0.707'lik ekivalans oranı değerini sağlayacak şekilde emme havasına eklenen doğal gaz miktarı ayarlanarak püskürtülen dizel yakıtı azaltılmıştır. Söz konusu uygulamada 0.707'lik ekivalans oranı değeri sağlanacak şekilde emme havasına 3 farklı % (5, 14 ve 22, kütleli) oranda doğal gaz eklenmiştir ve bu durumda püskürtülen dizel yakıt miktarı SDY durumuna göre kütleli olarak % (12, 23 ve 32) oranlarında azaltılmıştır. Burada dizel yakıt miktarını azaltmak amacı ile dizel yakıtının püskürtülmesi süresi kısaltılmıştır. Bu uygulamadaki karışım oranlarını göstermek için uygulanan her bir durumda dizel yakıt ve doğal gazın kütle miktarları Tablo 23'de verilmektedir.

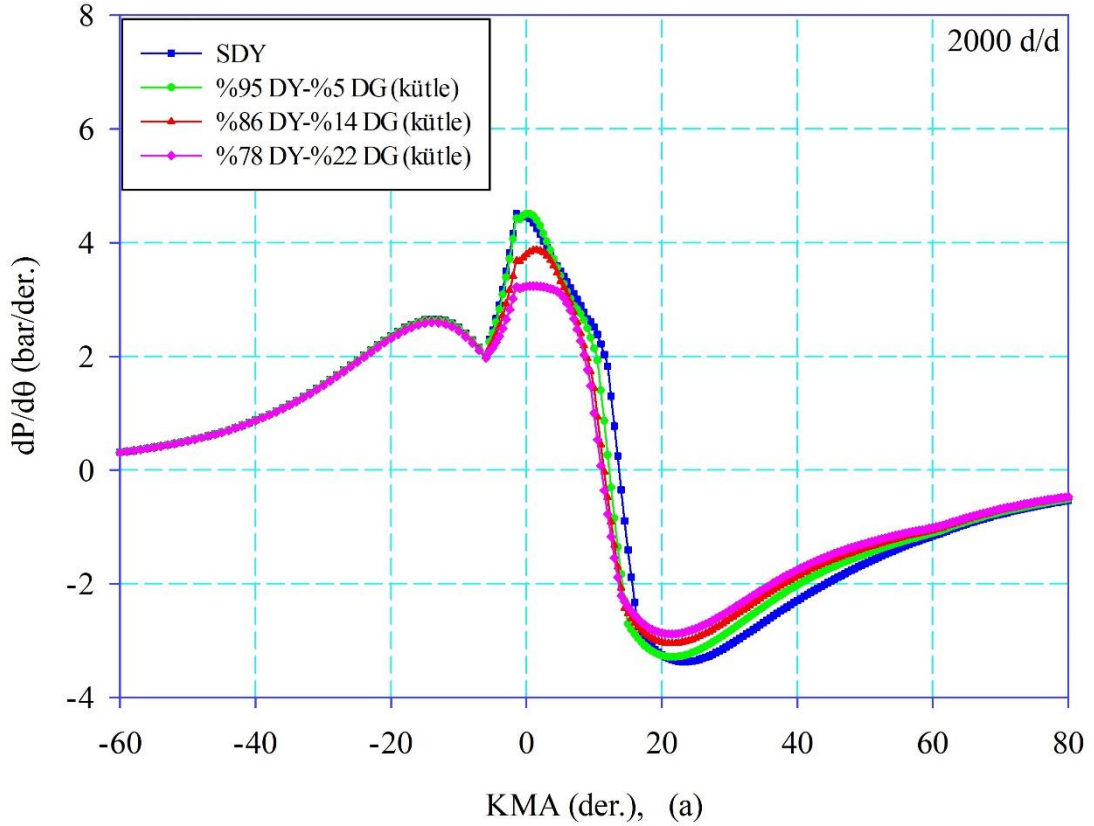
Tablo 23. SDY'deki ekivalans oranında her bir uygulama için çevrim başına harcanan dizel yakıtı ve doğal gaz miktarları

	Dizel yakıt kütlesi (kg/çevrim)	Doğal gaz		
		Kütle (kg/çevrim)	Çift yakıttaki kütleli oranı-S (%)	Toplam yakıt enerjisine doğal gaz katkısı (%)
Uygulama-1	$2.7825 \cdot 10^{-5}$	-	0	0
Uygulama-2	$2.4559 \cdot 10^{-5}$	$1.3819 \cdot 10^{-6}$	5	6
Uygulama-3	$2.1294 \cdot 10^{-5}$	$3.4023 \cdot 10^{-6}$	14	15
Uygulama-4	$1.8845 \cdot 10^{-5}$	$5.2318 \cdot 10^{-6}$	22	24

Şekil 26 (a ve b)'de; 2000 d/d'da, SDY için tam gaz ve tam yük değerinde teorik modelden elde edilen basınç değişimi ve basınç değerlerinin, Şekil 26 (c)'de ise açığa çıkan ısı oranı değerlerinin, farklı kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. SDY durumunda maksimum silindir basıncı 14° KMA'da 150.621 bar olarak belirlenmiştir. % (5, 14 ve 22) kütleli doğal gaz oranları için maksimum basınçlar sırasıyla (146.035, 137.246 ve 130.878) bar şeklinde elde edilmiştir.

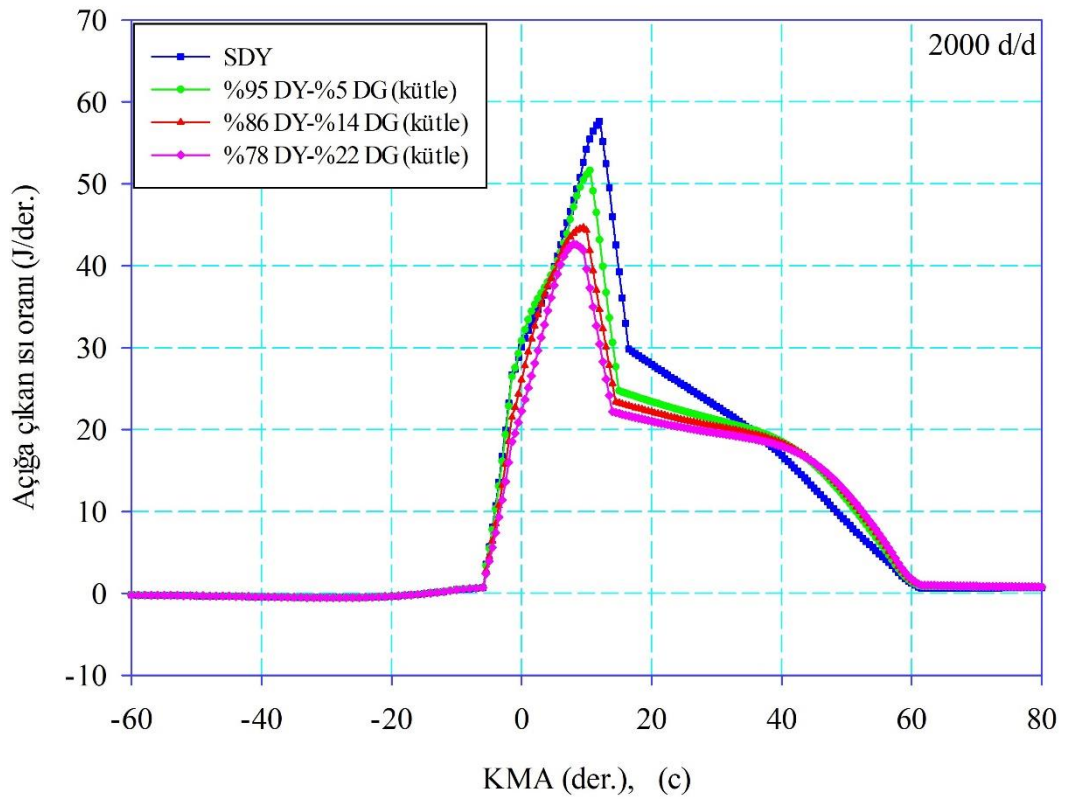
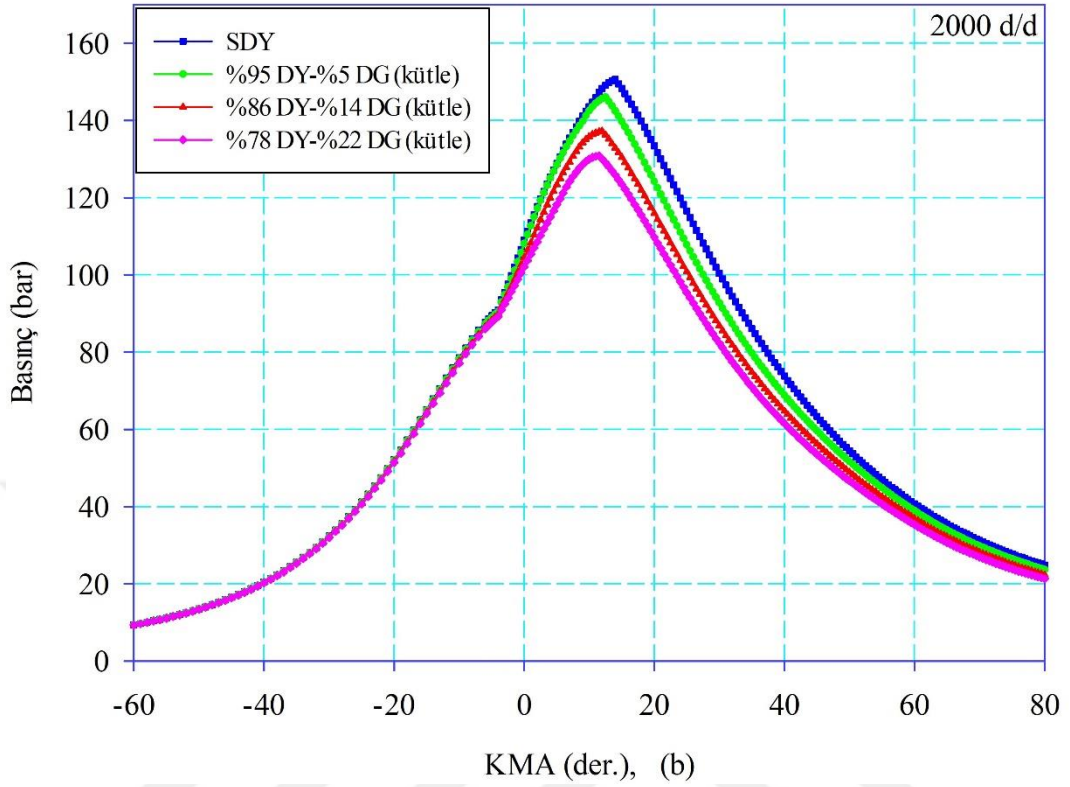
Bu basınçların oluştuğu krank mili açıları ise sırasıyla (13, 12 ve 11.5)° KMA'dır. Buradan seçilen tüm doğal gaz oranları için, silindir basıncı değerlerinin azaldığı ve maksimum basınçların oluştuğu KMA değerlerinin ise SDY'ye göre ÜÖN'ye daha yakın olduğu görülmektedir. SDY durumunda maksimum açığa çıkan ısı oranı 12° KMA'da 57.657 J/der. olarak belirlenmiştir. % (5, 14 ve 22) kütleli doğal gaz oranlarındaki açığa çıkan maksimum ısı oranları sırasıyla (51.622, 44.663 ve 42.647) J/der. şeklinde elde edilmiştir. İlgili açığa çıkan maksimum ısı oranlarının oluştuğu krank mili açıları ise sırasıyla (11, 10 ve 8)° KMA'dır.

Bu durum için yapılan teorik uygulamalarda incelenen motor performans karakteristikleri; efektif güç (EG), özgül yakıt tüketimi (ÖYT) ve efektif verim (EV)'dir. Ayrıca çift yakıt kullanımının maliyet analizi de güncel dizel yakıtı ve doğal gaz birim fiyatları göz önüne alınarak irdelenmiştir. Böylece 2000 d/d'da; tam gaz ve tam yük için ilgili karakteristiklerin ve yakıt maliyetinin % (5, 14 ve 22) kütleli doğal gaz oranları için değişimleri incelenmiştir.



Şekil 26. 2000 d/d'da; SDY'deki 0.707 ekivalans oranını sağlayacak şekilde uygulanan farklı kütleli doğal gaz oranlarında elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranı değerlerinin KMA'na göre değişimleri ve SDY'deki teorik sonuçlarla karşılaştırılması

Şekil 26'nın devamı



Şekil 27 (a)'da EG'nin ve yakıt maliyetinin kütleli doğa gaz oranlarına göre değişimleri gösterilmiştir. Şekil 27 (b)'de ise tam gaz ve tam yük durumunda uygulanan % (5, 14 ve 22) doğa gaz oranları için bulunan EG ve yakıt maliyet değerlerinin SDY durumuna göre değişimleri bar grafikleri şeklinde sunulmuştur. Şekil 27 (a)'dan görülebileceği gibi EG seçilen tüm doğa gaz oranları için azalmıştır. Yakıt maliyetinin düşük doğa gaz oranlarında azaldığı ancak doğa gaz oranı arttıkça artmaya başladığı ve yüksek doğa gaz oranlarında ise artışın daha da yükseldiği görülmüştür. Şekil 27 (b)'de, doğa gaz oranı arttıkça EG'deki azalma oranlarının arttığı, yakıt maliyetinin arttığı görülebilir. EG'deki azalma; % (5, 14 ve 22) kütleli doğa gaz oranlarında sırasıyla % (5.72, 11.80 ve 16.69) oranlarında olmuştur. Yakıt maliyetinde ise; % 5 kütleli doğa gaz oranında % 0.94 oranında azalma olmuştur, ancak % (14 ve 22) kütleli doğa gaz oranlarında sırasıyla % (0.83 ve 3.96) oranlarında artışlar belirlenmiştir.

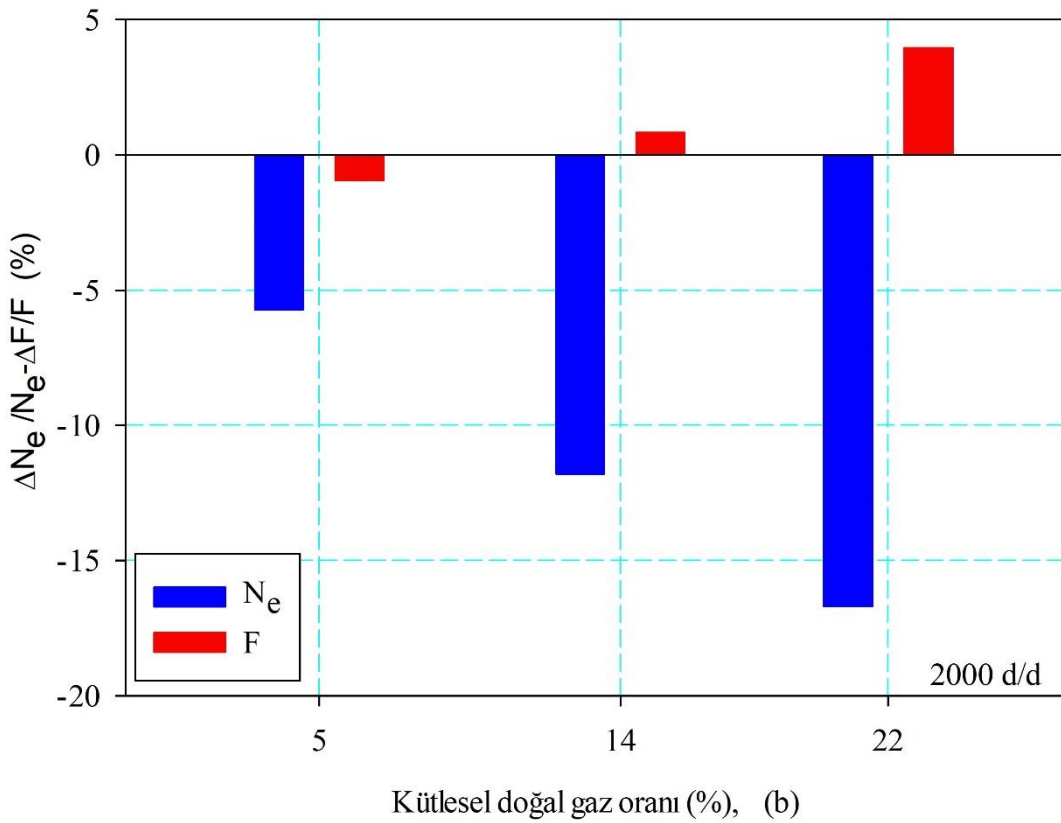
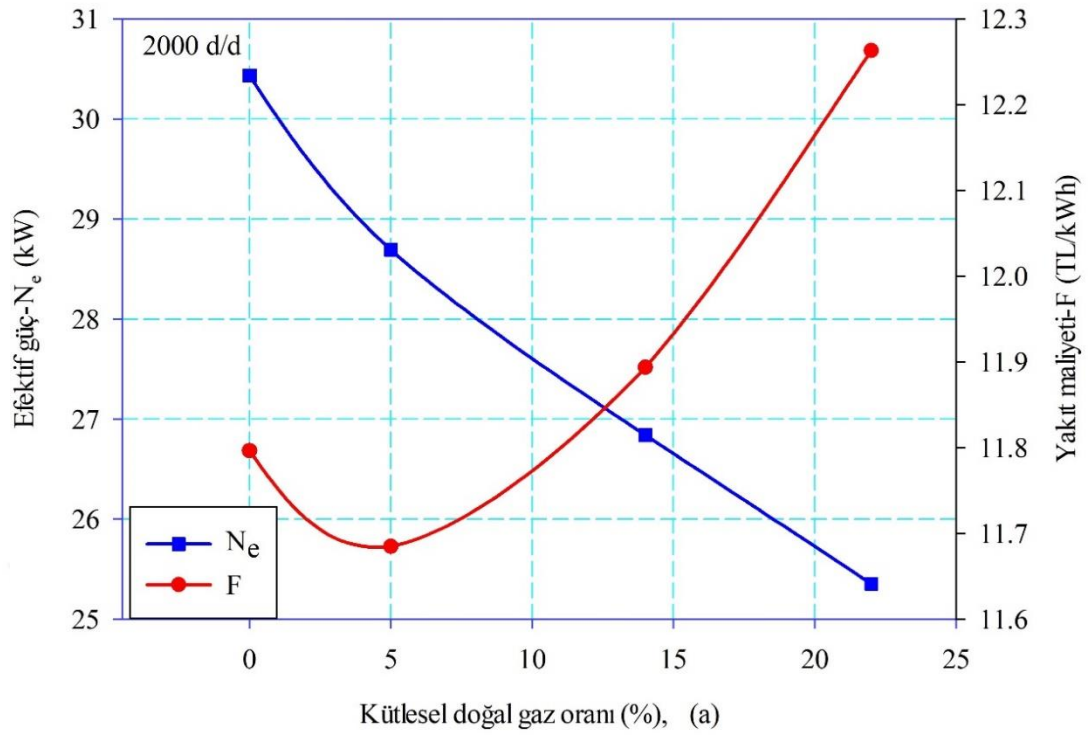
Şekil 28 (a)'da tam gaz ve tam yük için ÖYT'nin ve EV'in kütleli doğa gaz oranlarına göre değişimleri gösterilmiştir. Şekil 28 (b)'de ise % (5, 14 ve 22) kütleli doğa gaz oranları için bulunan ÖYT ve EV değerlerinin SDY durumuna göre değişim oranları bar grafikleri şeklinde sunulmuştur. Şekil 28 (a)'dan görülebileceği gibi ÖYT; % 5 kütleli doğa gaz oranında azalmıştır, ancak % (14 ve 22) kütleli doğa gaz oranlarında ise artmıştır. EV ise seçilen tüm doğa gaz oranlarında azalmıştır. Şekil 28 (b)'de seçilen tüm tam gaz ve tam yük değeri için SDY'ne göre ÖYT'de; % 5 doğa gaz oranında % 0.91 azalma sağlanmıştır, ancak % (14 ve 22) kütleli doğa gaz oranlarında sırasıyla % (0.91 ve 4.11) mertebelerinde artma olmuştur. EV de ise % (5, 14 ve 22) kütleli doğa gaz oranlarında sırasıyla % (4.74, 9.47 ve 13.65) oranlarında azalmalar olmuştur.

Motor karakteristikleri açısından % 5 gibi düşük oranın ÖYT'yi iyileştirdiği, ancak dizel yakıtındaki azalmaya karşın EG'nin de azaldığı görülmüştür. Aynı zamanda yakıt maliyeti de söz konusu oran için azalmıştır. Böylece % 5 doğa gaz oranı motor karakteristikleri açısından önerilebilir.

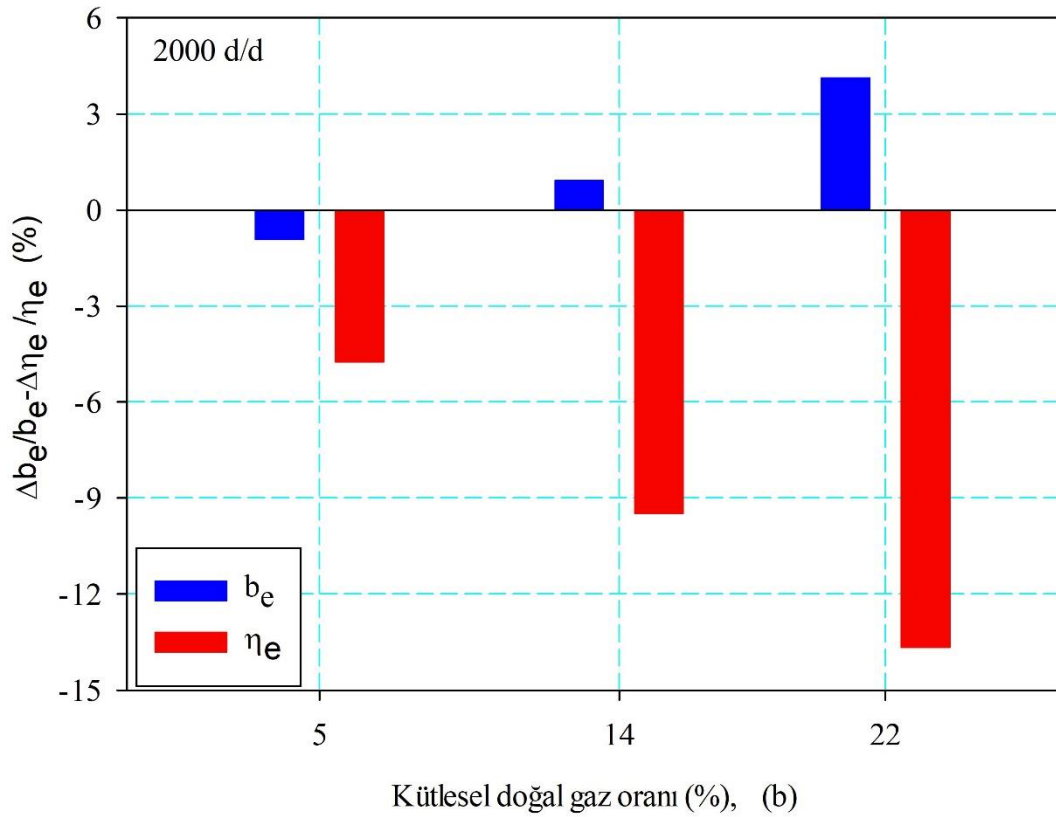
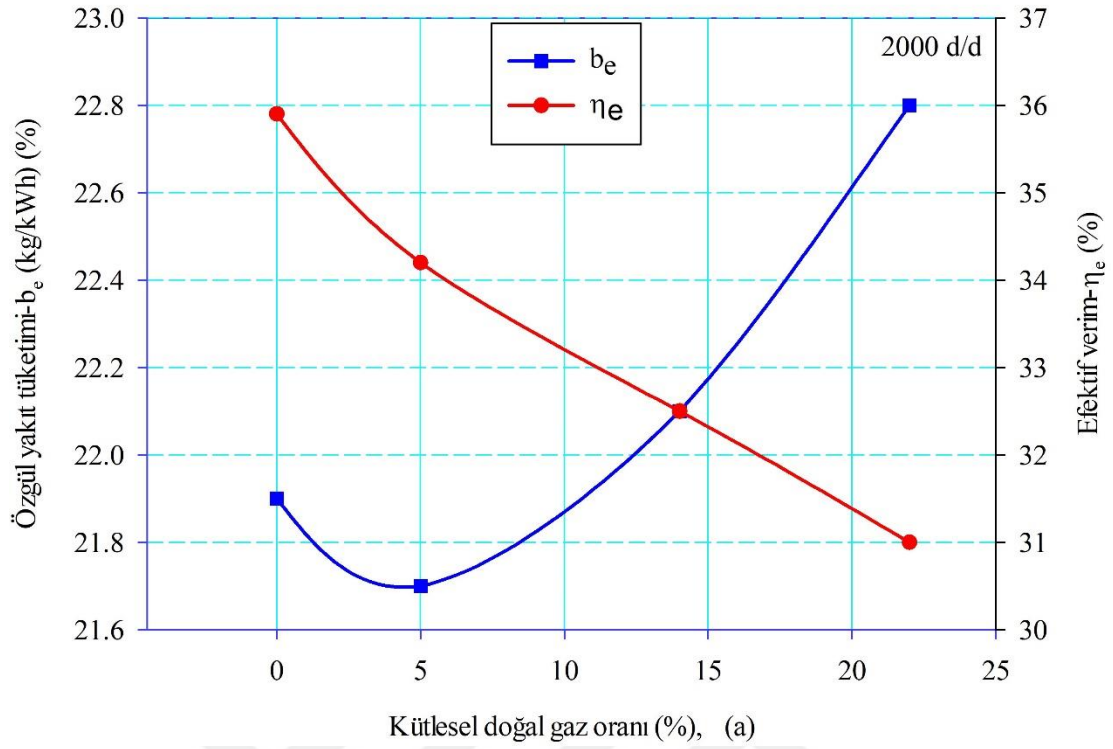
Şekil 29 (a)'da tam gaz ve tam yük değeri, belirtilen doğa gaz oranlarında CO ve NO emisyonlarının hacimsel oranlarının değişimleri gösterilmiştir. Şekil 29 (b)'de ise % (5, 14 ve 22) kütleli doğa gaz oranları için bulunan CO ve NO egzoz emisyon değerlerinin SDY durumuna göre değişim oranları bar grafikleri şeklinde gösterilmiştir. Şekil 29 (a)'dan görülebileceği gibi bu doğa gaz uygulamasında CO ve NO egzoz emisyonları azalmıştır. Şekil 29 (b)'de seçilen % (5, 14 ve 22) doğa gaz oranları için CO emisyonunda sırasıyla % (54.27, 82.31 ve 92.50) azalmalar olduğu görülmektedir. NO emisyonunda ise

% (5, 14 ve 22) doğal gaz oranlarında sırasıyla % (22.23, 42.64 ve 56.41) azalmalar belirlenmiştir.

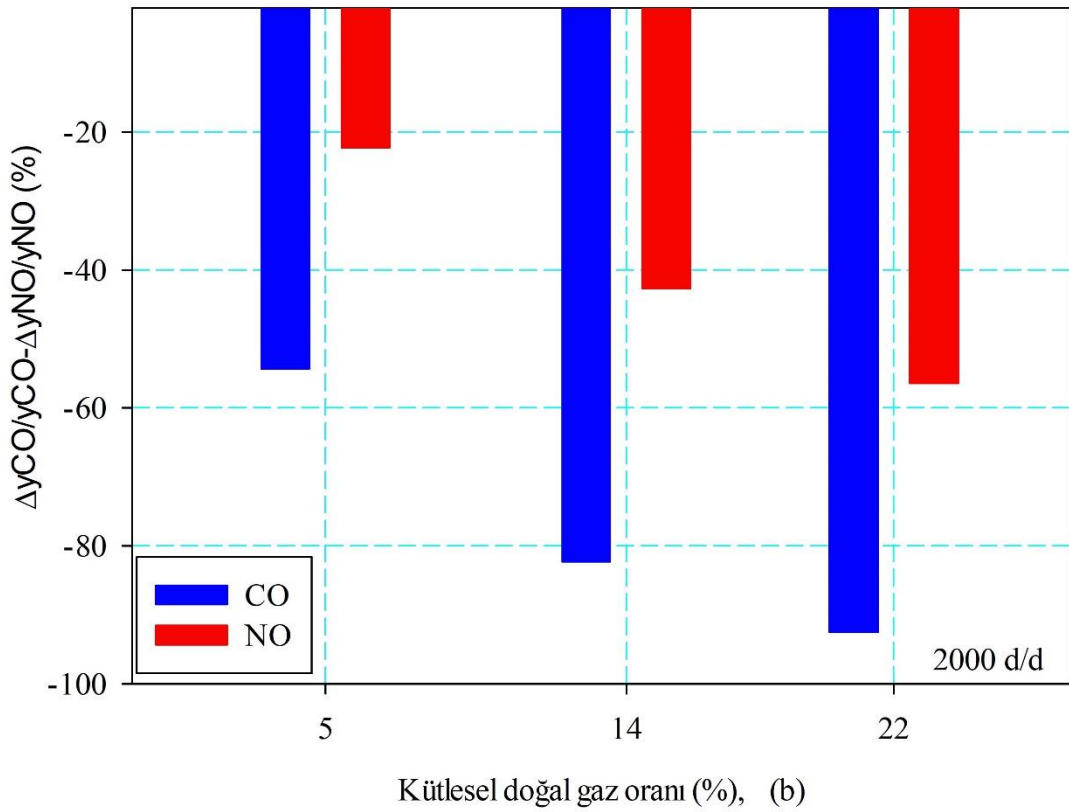
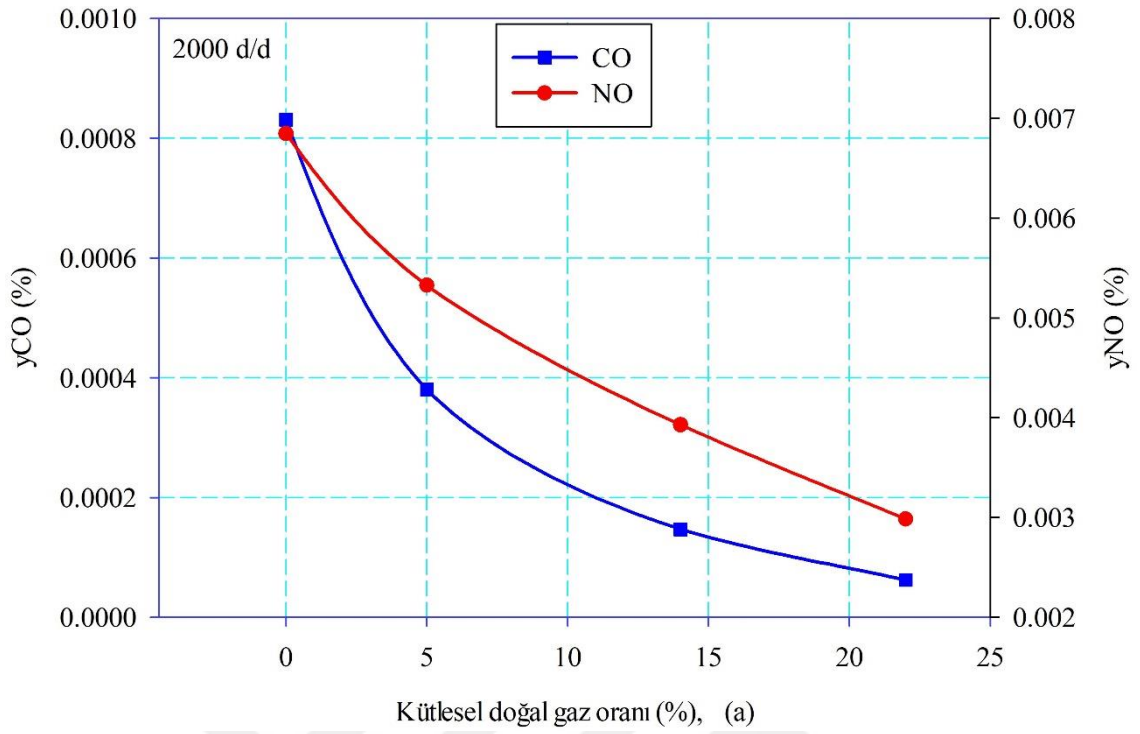
Önceden de belirtildiği gibi; SDY durumundaki 0.707 ekivalans oranını sağlayacak şekilde emme havasına doğal gaz eklenmiştir ve bu arada aynı ekivalans oranını sağlamak için püskürtülen dizel yakıtı miktarı azaltılmıştır. Bu uygulamada SDY durumundaki 0.707 ekivalans oranını sağlamak için seçilen doğal gaz oranları % (5, 14 ve 22) gibi düşük oranlar olmuştur. Bu nedenle özellikle % 5 gibi düşük oranda emme havasına doğal gaz eklenmesi hem motor performansı hem de egzoz emisyonları açısından yararlı olmuştur. Doğal gaz oranının artması ile egzoz emisyonları açısından olumlu sonuçlar elde edilirken EG, ÖYT ve EV açısından sonuçlar kötüleşmiştir. Buradaki uygulamada püskürtme zamanlaması değiştirilmemiştir. Yalnızca püskürtülen dizel yakıtını azaltmak için püskürtülen dizel yakıtının püskürtülme süresi kısaltılmıştır. Püskürtme zamanlamasında uygun düzenleme yapılırsa motor performans karakteristiklerinin de bir ölçüde iyileştirilebileceği öngörülebilir. İleride bu konu ile ilgili sayısal ve deneysel çalışmaların yapılması planlanmaktadır.



Şekil 27. (a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan EG'nin ve yakıt maliyetinin kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan EG ve yakıt maliyeti değerlerinde SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri



Şekil 28. (a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan ÖYT'nin ve EV'in kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan ÖYT ve EV değerlerinde SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri



Şekil 29. (a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan CO ve NO emisyonlarının hacimsel oranlarının kütlesel doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan CO ve NO emisyonlarında SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri

3.4.3. Püskürtülen Dizel Yakıtı Miktarında Değişiklik Yapılmadan Düşük Oranlarda Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulaması

Bu uygulamada püskürtülen dizel yakıtı miktarı değiştirilmeden emme havasına düşük oranlarda doğal gaz eklenmiştir. Dizel yakıt miktarında değişiklik olmadığı için püskürtme süresinde de herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Bu uygulamada; seçilen ve gerçekleştirilen hesaplamalarda kullanılan doğal gazın ve dizel yakıtının kütle miktarları Tablo 24'te verilmiştir. Burada yanma odasına püskürtülen dizel yakıtı miktarı değiştirilmediğinden emme havasına eklenen doğal gaz oranları düşük tutulmuştur. Söz konusu uygulamada, motorun 2000 d/d devir sayısında tam gaz ve tam yük altında çalıştığı düşünülerek, emme havasına beş farklı oranda doğal gaz ekleme durumları için değişik sayısal uygulamalar yapılmıştır.

Tablo 24. Püskürtülen dizel yakıtı miktarında değişiklik yapılmadan her bir uygulama için çevrim başına harcanan dizel yakıtı ve doğal gaz miktarları

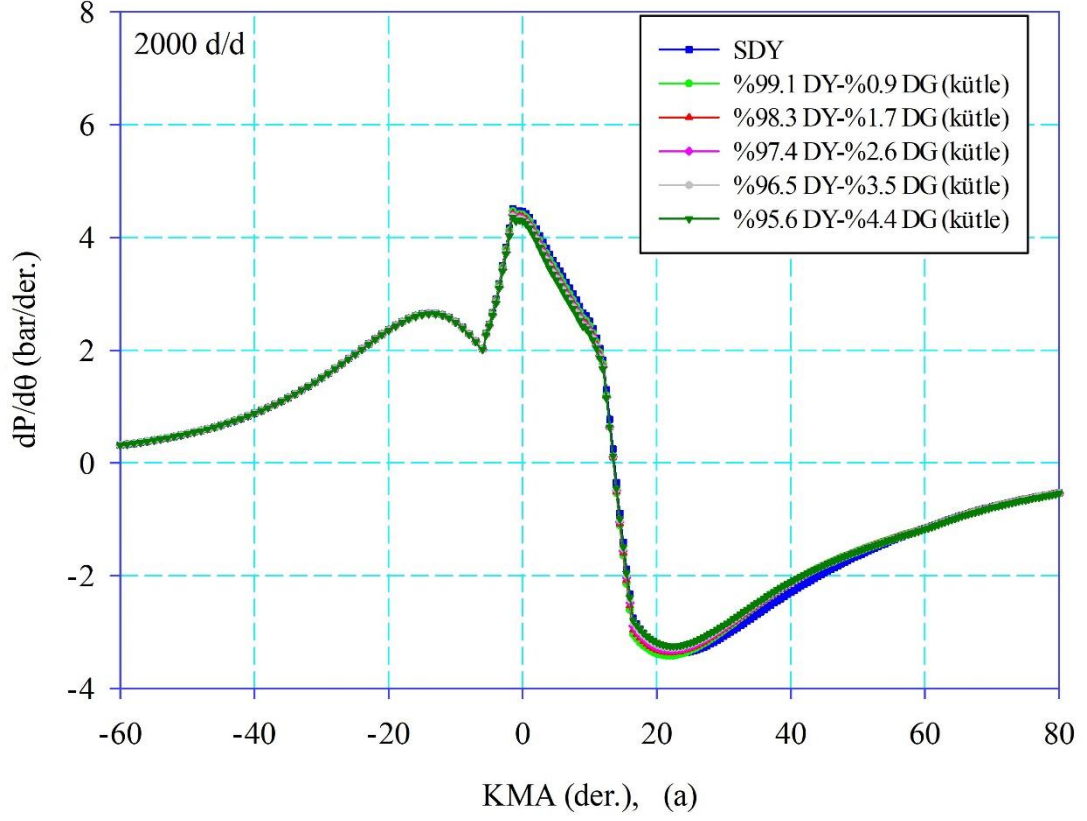
	Dizel yakıtı kütlesi (kg/çevrim)	Doğal gaz		
		Kütle (kg/çevrim)	Çift yakıttaki kütlesel (ek) oran-S (%)	Toplam yakıt enerjisine doğal gaz katkısı (%)
Uygulama-1	$2.7825 \cdot 10^{-5}$	-	0	0
Uygulama-2	$2.7825 \cdot 10^{-5}$	$2.4500 \cdot 10^{-7}$	0.9	1
Uygulama-3	$2.7825 \cdot 10^{-5}$	$4.9536 \cdot 10^{-7}$	1.7	2
Uygulama-4	$2.7825 \cdot 10^{-5}$	$7.5131 \cdot 10^{-7}$	2.6	3
Uygulama-5	$2.7825 \cdot 10^{-5}$	$1.0111 \cdot 10^{-6}$	3.5	4
Uygulama-6	$2.7825 \cdot 10^{-5}$	$1.2770 \cdot 10^{-6}$	4.4	5

Şekil 30 (a ve b)'de; 2000 d/d'da, tam gaz ve tam yük değerinde SDY ve emme havasına eklenen beş farklı doğal gaz oranı için teorik modelden elde edilen basınç değişimi ve basınç değerleri, Şekil 30 (c)'de ise açığa çıkan ısı oranı değerleri sunulmuştur. SDY durumunda maksimum silindir basıncı 14° KMA'da 150.621 bar olarak belirlenmiştir. % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) ek doğal gaz kütlesel oranlarındaki maksimum basınçlar sırasıyla (149.198, 148.350, 147.687, 147.116 ve 146.590) bar şeklinde elde edilmiştir. İlgili basınçların meydana geldiği krank mili açıları ise tümünde 14° KMA

olmuştur. Buradan seçilen tüm doğal gaz oranları için silindir basıncı değerlerinin azaldığı görülebilir. Seçilen tüm doğal gaz oranlar için hesaplanan maksimum basınçların meydana geldiği açılar SDY ile aynı çıkmıştır. SDY durumunda açığa çıkan maksimum ısı oranı 12° KMA'da 57.657 J/der. olarak belirlenmiştir. % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğal gaz oranlarındaki açığa çıkan maksimum ısı oranları sırasıyla (56.735, 56.276, 55.951, 55.684 ve 55.445) J/der. şeklinde elde edilmiştir. Seçilen doğal gaz oranları için açığa çıkan maksimum ısı oranlarının meydana geldiği krank mili açısı ise 12° KMA şeklinde belirlenmiştir ve bu değer SDY durumunda elde edilen maksimum açığa çıkan ısıya eşit çıkmıştır.

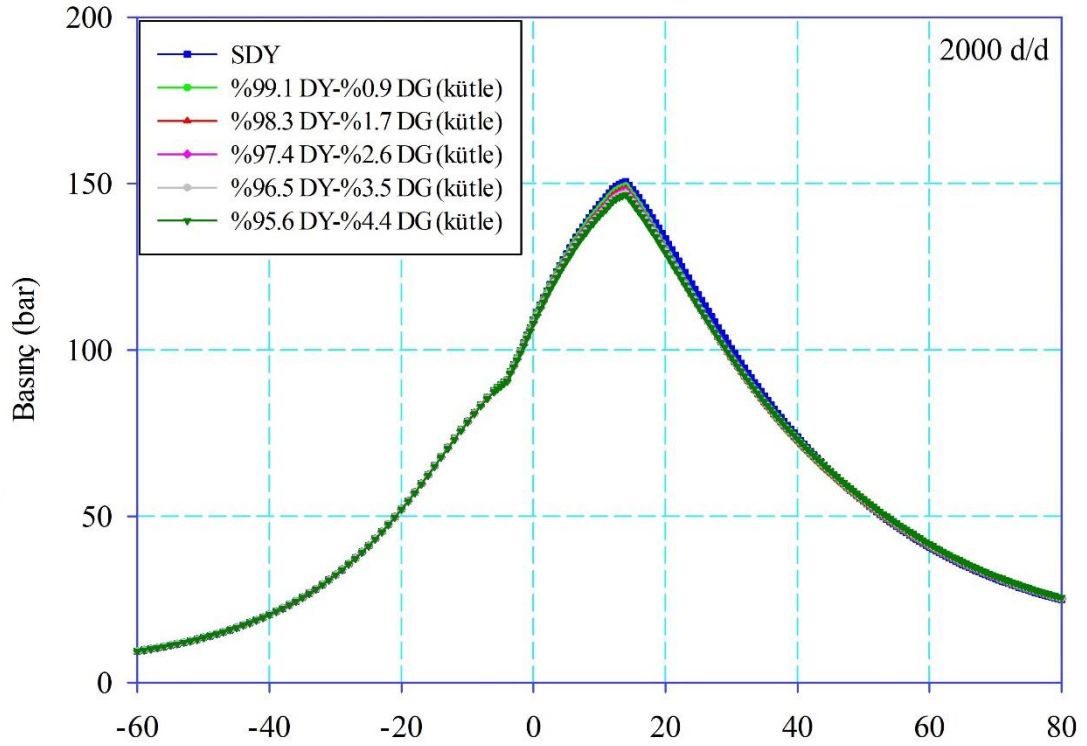
Yukarıdaki ayrıntılı irdelemelerden veya literatürden; çift yakıtlı uygulamalarda silindir basıncı ve açığa çıkan ısı oranları incelendiğinde yakıt püskürtme stratejilerinin ve yanma odası geometrisinin düzenlenmesinin önemli olduğu ortaya çıkmaktadır. Benzer şekilde Li vd. (2017) üç boyutlu akışkanlar dinamiği çevrim modelini geliştirerek DG-DY çift yakıt uygulamasının ana yanma ve son yanma evreleri boyunca metan gazının yanmasını incelemişlerdir. Söz konusu çevrim modeli; 910 d/d devir sayısında 4.05 bar efektif basıncı elde edecek yük değerinde deney motoru için uygulanmıştır. Püskürtülen dizel yakıtı ile doğal gaz-hava karışımının ana yanma aşaması boyunca yanması ile metan gazının % 43-53 oranında yandığını belirlemişlerdir. Bu oran son yanma evresinde ise %17-29 oranında olmuştur. Egzoz supabı açıldığında ise emme işleminde silindire alınan metanın % 27-35'i yanmadan kaldığı belirlenmiştir. Yazarlar metanın yanmasını iyileştirmek için motor optimizasyonunda bazı konulara dikkat edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Bunlardan birincisi püskürtülen dizel yakıtı ile karışan doğal gaz-hava karışımının volümetrik veriminin artırılmasıdır. Bu amaçla yakıt demeti açısını, enjektör delik sayısını ve enjektör delik çapını ayarlanarak yakıt demetinin boyutunun ve hacminin artırılması gerekmektedir. Öte yandan; pilot dizel yakıtının atomizasyonu, buharlaşması ve silindir dolgusuyla karışımı için yeterli sürenin oluşması için tutuşma gecikmesi süresinin artırılması düşünülebilir. Bunun için dizel yakıtının ana püskürtmesinden önce az bir miktar dizel yakıtının ön püskürtülmesi şeklinde çoklu püskürtme sistemi uygulanabilir. İkinci iyileştirme ise; yanmış bölgelerin, yanmamış silindir dolgusuna doğru ilerlemesinin özellikle silindir merkezine doğru olan hareketin iyileştirilmesidir. Bunun için piston üst tablasının geometrisinin söz konusu hareketi sağlayacak şekilde yeniden dizaynı gerekmektedir. Ayrıca yanma ürünlerinin yanmamış silindir dolgusuyla karışımının da,

yanmış ürünlerinin sıcaklığının yüksek olduğu genişleme işleminin erken aşamalarında gerçekleşmesi sağlanmış olacaktır.

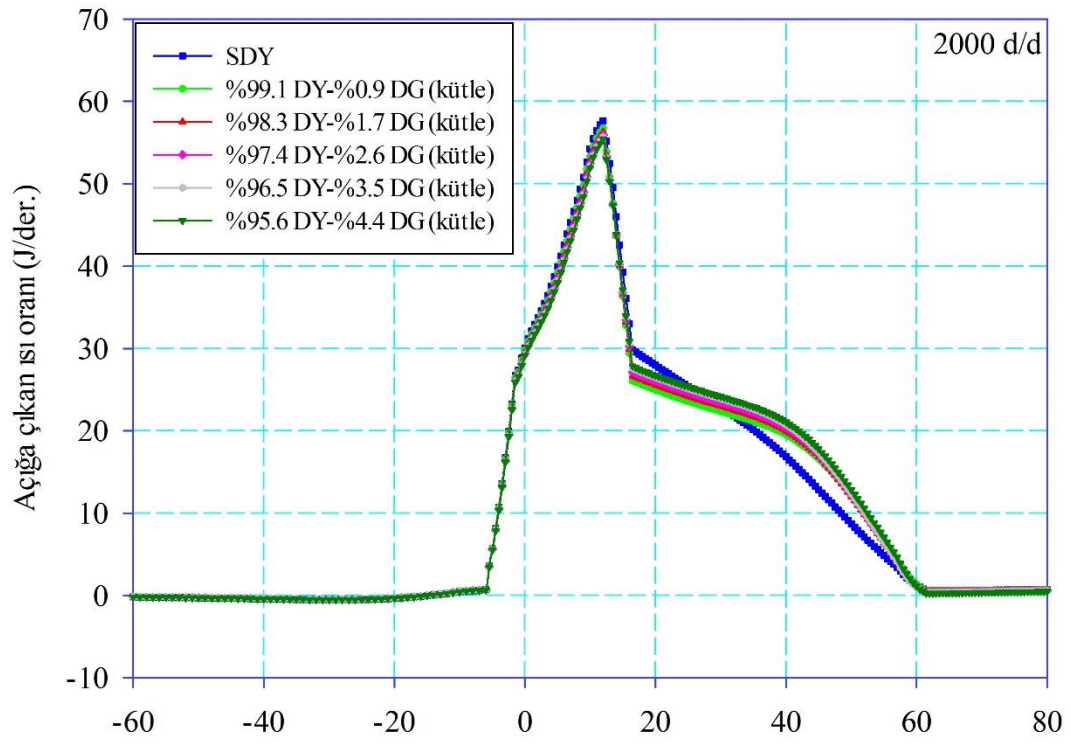


Şekil 30. 2000 d/d'da; SDY ve emme havasına düşük oranda doğal gaz eklenmesi durumunda elde edilen a) silindir basıncı değişim oranının, b) silindir basıncının, c) açığa çıkan ısı oranının KMA'ya göre değişimleri

Şekil 30'un devamı



KMA (der.), (b)



KMA (der.), (c)

Bu senaryo için yapılan teorik uygulamalarda incelenen motorun performans karakteristikleri; EG, ÖYT ve EV ve yakıt maliyetidir. Burada da 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında belirtilen karakteristiklerin % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğa gaz oranlarına göre değişimleri incelenmiştir ve değişik eğriler şeklinde sunulmuştur. Ayrıca CO ve NO emisyonlarının hacimsel oranlarının kütleli doğa gaz oranına göre değişimleri de incelenmiştir. Burada sunulan CO ve NO emisyonlarının hacimsel oranları 150° KMA'larında hesaplanan değerlerdir.

Şekil 31 (a)'da EG'nin ve yakıt maliyetinin kütleli doğa gaz oranlarına göre değişimleri gösterilmiştir. Şekil 31 (b)'de ise % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) doğa gaz oranları için bulunan EG ve yakıt maliyeti değerlerinin SDY'ye göre değişim oranları, bar grafikleri şeklinde sunulmuştur. Şekil 31 (a)'dan görülebileceği gibi bu uygulamada dizel yakıtı miktarı değiştirilmediğinden doğa gaz oranı arttıkça EG de artmıştır. Doğal olarak yakıt maliyeti de doğa gaz oranı arttıkça artmıştır. Şekil 31 (b)'de tam gaz ve tam yük için SDY'ye göre EG'de; % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğa gaz oranlarında sırasıyla % (0.28, 1.44, 2.05, 2.68 ve 3.32) oranlarında artışlar belirlenmiştir. Yakıt maliyetinde ise % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğa gaz oranlarında sırasıyla % (0, 0.45, 0.9, 1.36 ve 1.34) oranlarında artışlar olmuştur.

Şekil 32 (a)'da tam gazda ve tam yük altında hesaplanan ÖYT'nin ve EV'in kütleli doğa gaz oranlarına göre değişimleri gösterilmiştir. Şekil 32 (b)'de ise % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğa gaz oranları için bulunan ÖYT ve EV değerlerinin SDY durumuna göre değişim oranları sunulmuştur. Şekil 32 (a)'dan görülebileceği gibi ÖYT; seçilen tüm doğa gaz oranlarında artmıştır. EV ise tüm doğa gaz oranlarında azalmıştır. Şekil 32 (b)'deki bar grafiğinin değerlendirilmesi sonunda, ÖYT'de SDY'ye göre % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğa gaz oranlarında sırasıyla % (0, 0.46, 0.91, 1.37 ve 1.37) düzeylerinde artışlar belirlenmiştir. EV de ise % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğa gaz oranlarında sırasıyla % (1.39, 3.06, 4.18, 5.29 ve 6.13) düzeylerinde azalmalar bulunmuştur.

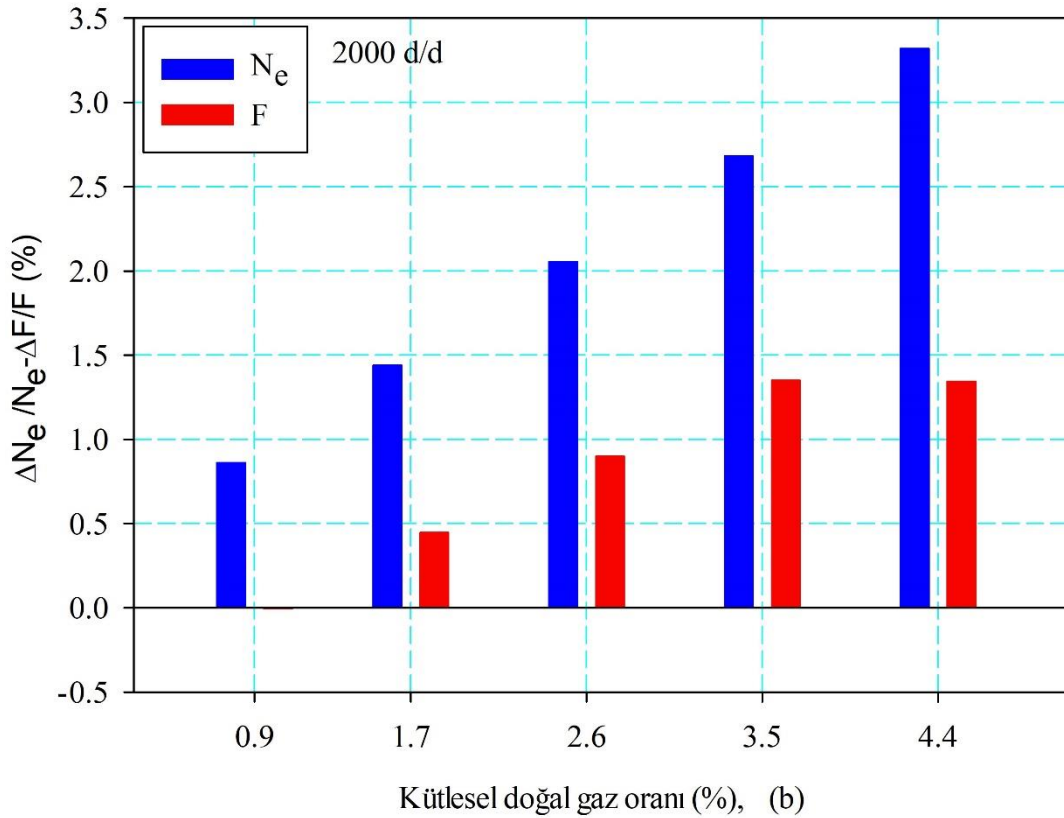
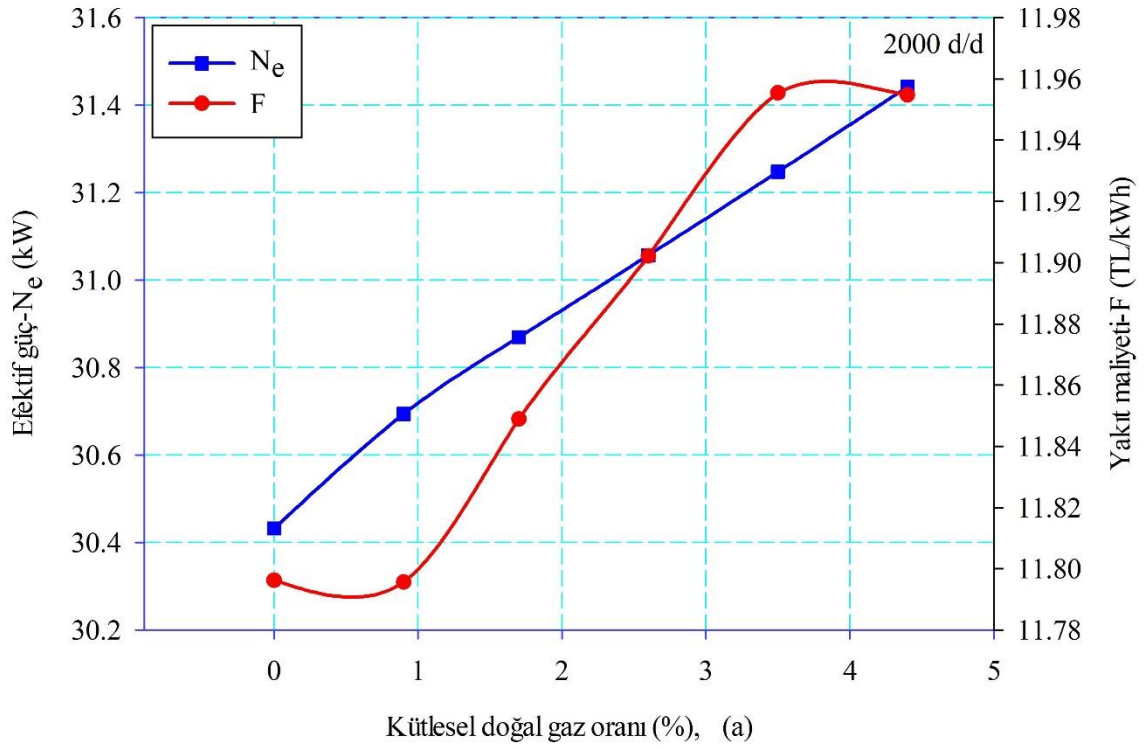
Şekil 33 (a)'da tam gazda ve tam yük altında, belirtilen doğa gaz oranlarında CO ve NO egzoz emisyonlarının hacimsel oranlarının değişimleri gösterilmiştir. Şekil 33 (b)'de ise % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğa gaz oranları için hesaplanan CO ve NO egzoz emisyon değerlerinin SDY durumuna göre değişim oranları sunulmuştur. Şekil 33 (a)'dan görülebileceği gibi doğa gaz kullanımı ile CO egzoz emisyonu artmış, NO egzoz emisyonu ise azalmıştır. Şekil 33 (b)'deki bar grafiğinin değerlendirilmesi sonunda, CO'da

SDY'ye göre % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğal gaz oranlarında sırasıyla % (19.37, 36.58, 56.56, 79.30 ve 105.17) düzeylerinde artışlar hesaplanmıştır. NO'da ise % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğal gaz oranlarında sırasıyla % (0.76 ve 0.19) düzeylerinde artma, % (0.29, 0.73 ve 1.27) düzeylerinde azalmalar bulunmuştur. Söz konusu uygulamadaki motor performans karakteristikleri ve egzoz emisyonlarının hacimsel değişimleri Tablo 25'de verilmiştir.

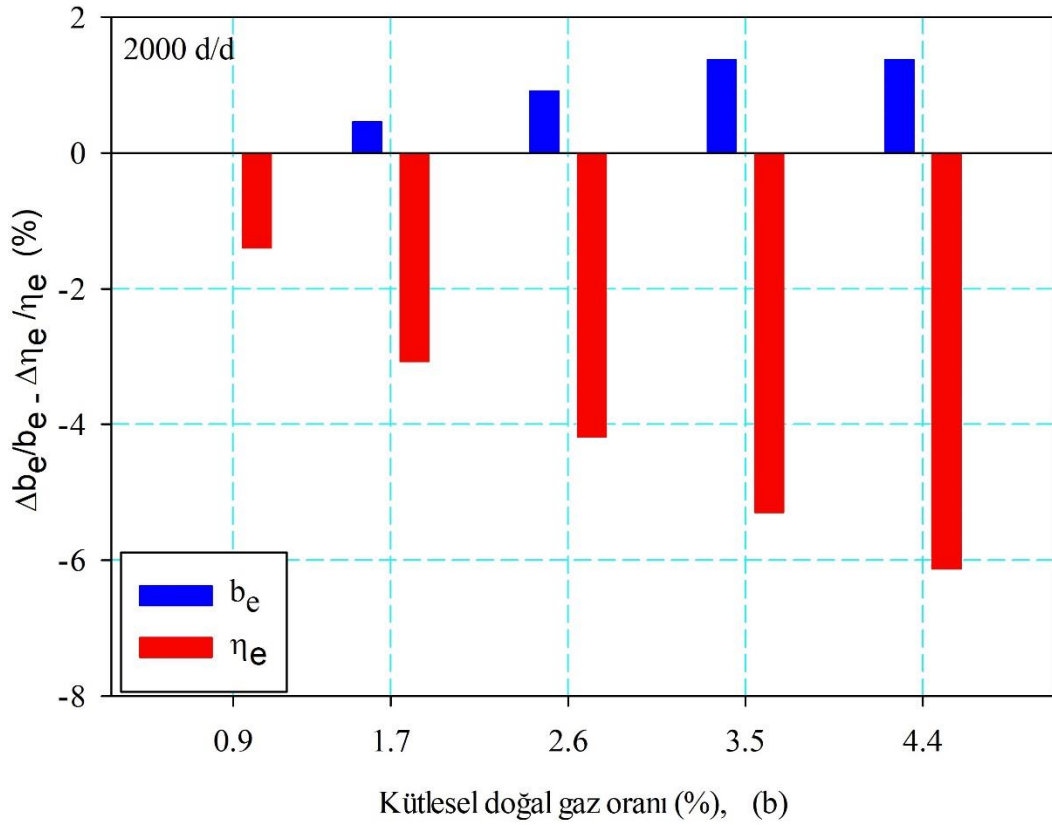
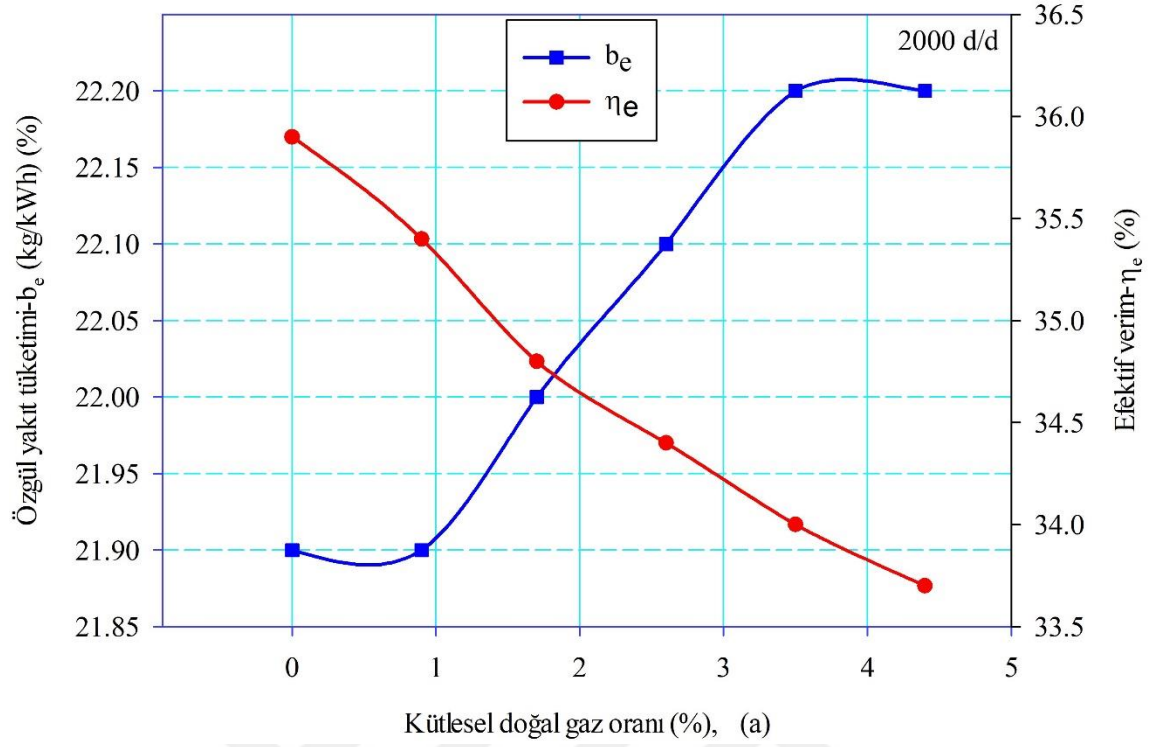
Bu uygulamada dizel yakıtı miktarının değiştirilmediği unutulmamalıdır. Dizel yakıtına ek olarak yalnızca emme havasına düşük oranlarda doğal gaz eklenmiştir. Sonuç olarak bu yöntemle ek doğal gazın kullanımı durumunda motor performans karakteristiklerinde ve egzoz emisyonlarında kayda değer iyileşmeler sağlanamamıştır. Daha iyi sonuçlara ulaşabilmek için dizel yakıtının püskürtme avansında optimum motor performansı ve egzoz emisyonlarına ulaşacak şekilde düzenleme yapılması önerilebilir.

Tablo 25. 2000 d/d'de püskürtülen dizel yakıtı miktarında değişiklik yapılmadan düşük oranlarda DG-DY çift yakıt uygulamasında EG, ÖYT, EV, yakıt maliyeti ve CO, NO emisyonlarının SDY durumuna göre artma veya azalma oranları

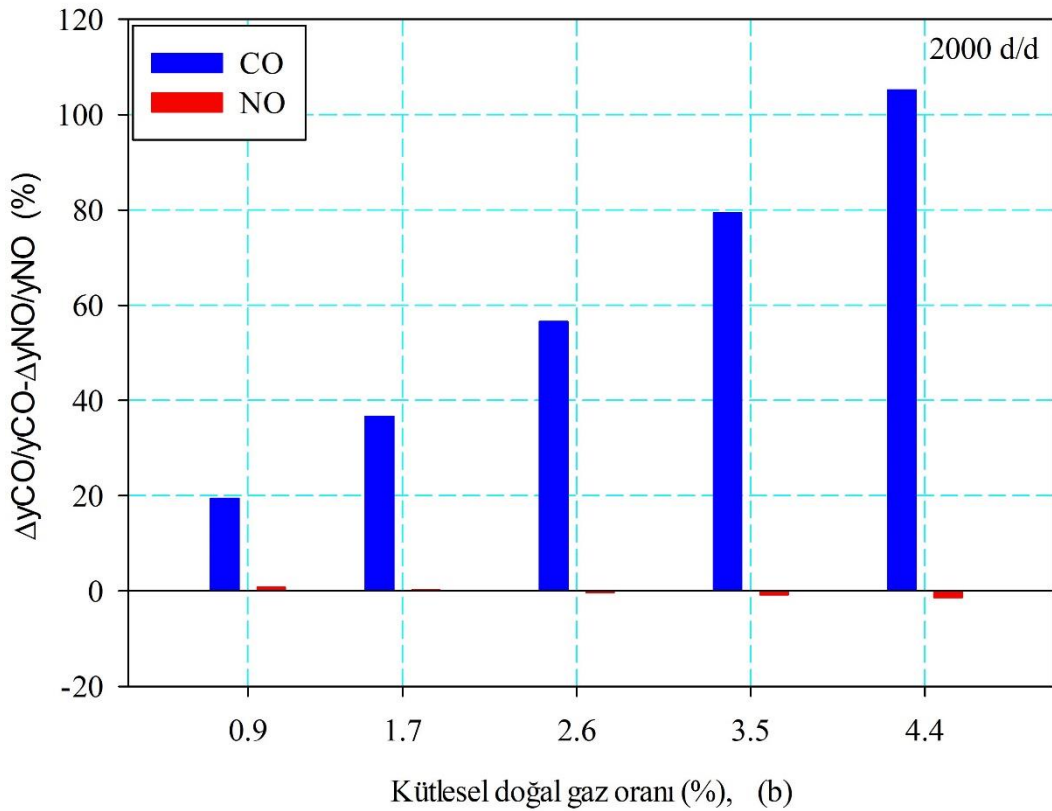
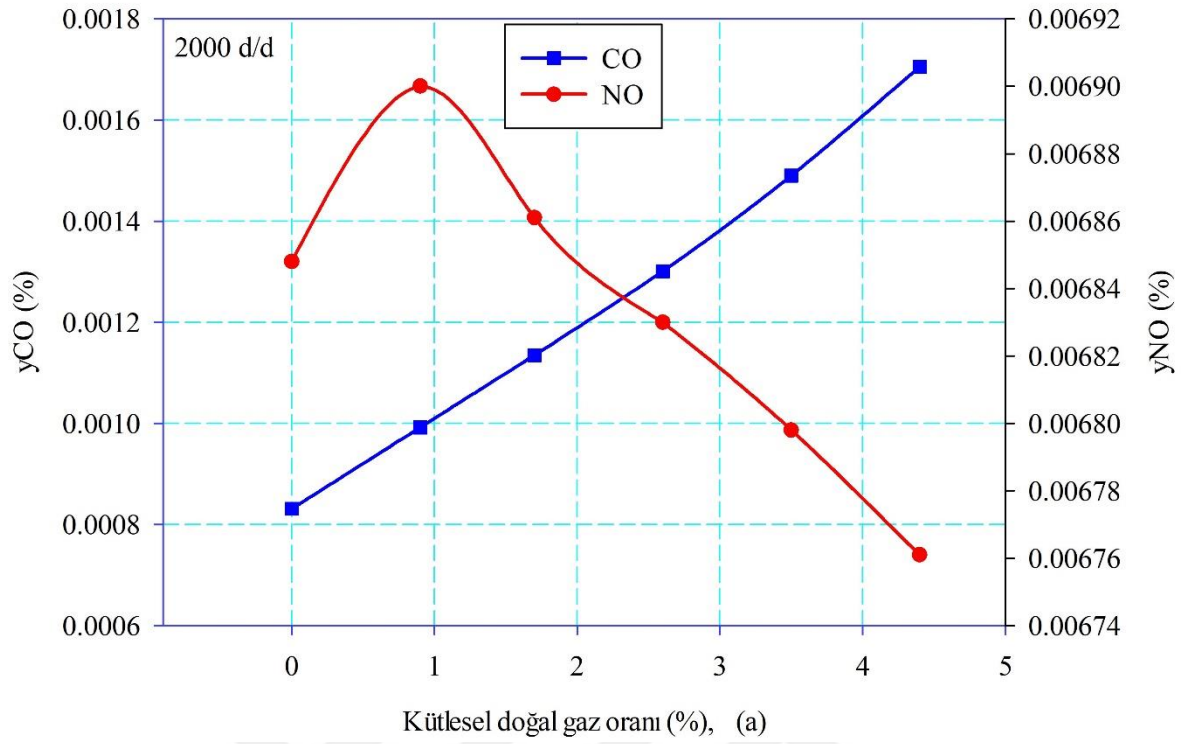
n=2000 d/d	Sıkıştırma oranı, $\varepsilon = 18.25$					
Kütleli doğal gaz oranı (%)	$\Delta EG/EG$ (%)	$\Delta ÖYT/ÖYT$ (%)	$\Delta EV/EV$ (%)	Yakıt maliyeti ($\Delta F/F$) (%)	$\Delta yCO/yCO$ (%)	$\Delta yNO/yNO$ (%)
SDY	—	—	—	—	—	—
0.9	0.86	0.00	-1.39	0.00	19.37	0.76
1.7	1.44	0.46	-3.06	0.45	36.58	0.19
2.6	2.05	0.91	-4.18	0.90	56.56	-0.29
3.5	2.68	1.37	-5.29	1.35	79.30	-0.73
4.4	3.32	1.37	-6.13	1.34	105.17	-1.27



Şekil 31. (a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan EG'nin ve yakıt maliyetinin kütlesel doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan EG ve yakıt maliyeti değerlerinde SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri



Şekil 32. (a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan ÖYT'nin ve EV'in kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan ÖYT ve EV değerlerinde SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri



Şekil 33. (a) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında hesaplanan CO ve NO emisyonlarının hacimsel oranlarının kütleli doğal gaz oranına göre değişimleri, (b) 2000 d/d'da; tam gazda ve tam yük altında farklı doğal gaz oranları için hesaplanan CO ve NO emisyonlarında SDY'ye göre oluşan artma veya azalma oranlarının bar grafikleri

4. SONUÇLAR

Sunulan tez çalışmasında, dizel motoru çevrimini, saf dizel yakıtı (SDY) ve doğal gaz-dizel yakıtı (DG-DY) çift yakıt uygulamaları için hesaplama yapabilen termodinamik esaslı çok bölgeli bir çevrim modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen modelinin doğruluk kontrolü hem SDY hem de DG-DY çift yakıt uygulaması için gerçekleştirilmiştir. Bunun ardından güncel bir otomobil dizel motorunda üç farklı yöntemde doğal gaz kullanımının etkileri sayısal olarak incelenmiştir ve motor karakteristikleri ve egzoz emisyonları açısından değişik sayısal değerlendirmeler yapılmıştır. Teorik çalışmada örnek uygulamalar için KTÜ Makine Mühendisliği Bölümü İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarında mevcut olan Renault marka K9K700 tipi common-rail püskürtme sistemli, turboşarjlı bir direkt püskürtmeli otomobil dizel motoru kullanılmıştır. Sayısal uygulamalarda, devir sayısı otomobil dizel motorlarının çoğunlukla çalıştığı 2000 d/d olarak seçilmiştir. Bu devir sayısı, aynı zamanda örnek olarak seçilen motorun maksimum döndürme momentini ürettiği devir sayısıdır.

DG-DY çift yakıt uygulaması için gerçek motorlarda kolayca uygulanabilecek farklı üç yöntem düşünülmüştür ve uygulanmıştır. 1. uygulamada; 2000 d/d'da, SDY durumundaki tam gazda ve tam yük altında elde edilen 30.5 kW efektif güç (EG) değeri sağlanacak şekilde DY-DG çift yakıt uygulaması teorik olarak incelenmiştir. Bu uygulamada, 2000 d/d devir sayısında, 30.5 kW güç sağlanacak şekilde emme havasına eklenen doğal gaz miktarı artırılmış, püskürtülen dizel yakıtı miktarı ise uygun şekilde azaltılmıştır. 2. uygulamada ise 2000 d/d'da, SDY durumundaki tam gazda ve tam yük altındaki ekivalans oranı 0.707 değeri sağlanacak şekilde DG-DY çift yakıt uygulaması teorik olarak incelenmiştir. Bu uygulamada da 2000 d/d devir sayısında, ekivalans oranı 0.707 sağlanacak şekilde emme havasına eklenen doğal gaz miktarı artırılmış, bu arada püskürtülen dizel yakıtı miktarı azaltılmıştır. 3. uygulamada ise yine 2000 d/d'da, emme havasına düşük oranlarda doğal gaz eklenmiştir ve püskürtülen dizel yakıtı miktarında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır.

Aşağıda sonuçlar sunulurken; önce geliştirilen modelin SDY ve DG-DY çift yakıt durumlarını doğru olarak hesapladığını göstermek amacı ile doğruluk kontrolü ile ilgili sayısal sonuçlardan bazı örnekler verilmiştir. Daha sonra, doğal gaz kullanımı ile ilgili gerçekleştirilen 3 farklı uygulamanın sonuçları ayrı ayrı sunulmuştur.

a. Geliştirilen Modelin Saf Dizel Yakıtı ve Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Durumları İçin Doğruluk Kontrolü:

a1. 2000 d/d'da; SDY durumunda maksimum basınç değeri; deneysel olarak 11° KMA'da, 150.710 bar olarak ölçülmüştür. Sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değeri ise 14° KMA'da, 150.621 bar şeklinde hesaplanmıştır. Buradan sunulan modelin maksimum silindir basıncı deneysel değere çok yakın şekilde hesaplayabildiği anlaşılmış, sayısal ve deneysel değerler arasındaki farkın % 0.06 (-) olduğu görülmüştür. Açığa çıkan maksimum ısı oranı deneysel olarak 9° KMA'da, 55.822 J/der. olarak belirlenmiştir. Geliştirilen modelden ise açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri 12° KMA'da, 57.657 J/der. şeklinde hesaplanmıştır. Böylece açığa çıkan maksimum ısı oranları arasındaki farkın % 3.29 olduğu görülmüştür. Bunlara ek olarak, sunulan modelin SDY durumu için motor performans karakteristiklerini de ortalama % 0.46 (-) doğruluğunda hesaplayabildiği belirlenmiştir.

Sunulan çalışmada, söz konusu deney motoru için 4000 d/d devir sayısında da SDY durumu için model sonuçlarının kontrolü için yapılan karşılaştırmalarda benzer hata oranları bulunmuştur. SDY durumunda maksimum basınç değeri deneysel olarak 6° KMA'da, 156.950 bar şeklinde ölçülmüştür. Sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değeri ise 8.5° KMA'da, 145.874 bar şeklinde hesaplanmıştır. Buradan sunulan modelin maksimum silindir basıncını da deneysel veriye oldukça yakın şekilde hesaplayabildiği anlaşılmış, sayısal ve deneysel değerler arasındaki farkın % 7.06 (-) olduğu görülmüştür. Açığa çıkan maksimum ısı oranı deneysel olarak 9° KMA'da, 32.867 J/der. olarak belirlenmiştir. Geliştirilen modelden ise açığa çıkan ısı oranının maksimum değerinin 19° KMA'da, 35.408 J/der. olduğu hesaplanmıştır. Böylece açığa çıkan maksimum ısı oranları arasındaki farkın % 7.73 olduğu görülmüştür. Bunlara ek olarak, sunulan modelin SDY durumu için motor performans karakteristiklerini de ortalama % 0.27 (-) hata oranı ile hesaplayabildiği belirlenmiştir.

a2. Geliştirilen modelden SDY için elde edilen sonuçlar literatürde doğruluğu kanıtlanmış sayısal ve deneysel sonuçlarla da karşılaştırılmış ve bu modelin dizel motoru çevrimini ve motor performans karakteristiklerini yeterli doğrulukta hesapladığı görülmüştür. Örneğin; Papagiannakis vd. (2008), 2000 d/d devir sayısında SDY durumunda bir deney motorunda maksimum basınç değerini deneysel olarak 6.3° KMA'da,

71.607 bar olarak ölçmüşlerdir. Geliştirilen teorik modelden elde edilen maksimum basınç değeri ise 8.5° KMA'da, 71.194 bar şeklinde hesaplanmıştır. Buradan sunulan modelin maksimum silindir basıncı değerini deneysel değere çok yakın şekilde hesapladığı belirlenmiştir ve sayısal sonuç ile Papagiannakis vd. (2008)'in deneysel ölçümü arasındaki farkın % 0.58 (-) olduğu görülmüştür. Benzer şekilde yazarlar tarafında gerçekleştirilen deneysel çalışmada 2000 d/d devir sayısında açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri -3° KMA'da, 29.182 J/der. olarak belirlenmiştir. SDY durumu için geliştirilen termodinamik esaslı modelden ise, açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri 6.5° KMA'da, 28.549 J/der. şeklinde hesaplanmıştır. Böylece açığa çıkan maksimum ısı oranları arasındaki farkın % 2.17 (-) olduğu görülmüştür. Bunlara ek olarak, sunulan modelin SDY durumu için motor performans karakteristiklerini de yazarların deneysel motor performans karakteristiklerine çok yakın hesapladığı, sayısal ve deneysel sonuçlar arasında ortalama % 0.45 düzeyinde fark olduğu belirlenmiştir.

a3. Emme havasına doğal gaz eklenmesi durumunda da sunulan model dizel motoru çevrimini, yanma parametrelerini ve motor performans karakteristiklerini yeterli duyarlılıkta hesapladığı görülmüştür. Örneğin, Papagiannakis vd. (2008), 2000 d/d devir sayısında, % 27 kütleli doğal gaz oranında ve % 80 yük altında, en yüksek silindir basıncını deneysel olarak 6.5° KMA'da, 66.071 bar şeklinde ölçmüşlerdir. Sunulan modelden ise söz konusu koşullarda maksimum silindir basıncı 8.5° KMA'da, 74.995 bar olarak hesaplanmıştır. Böylece; deneysel çalışma ile sunulan model arasındaki fark % 13.51 olmuştur. Ayrıca; 2000 d/d devir sayısında, % 27 kütleli doğal gaz oranı için, sunulan modelden hesaplanan motor performans karakteristikleri ile Papagiannakis vd. (2008) tarafından verilen deneysel değerler arasında ortalama farkın % 3.11 (-) olduğu belirlenmiştir.

Bir diğer DG-DY çift yakıtlı uygulamasında, Li vd. (2017) tarafından 910 d/d devir sayısında % 25 enerji katkı oranında ve düşük yük altında maksimum silindir basıncı deneysel olarak 7.7° KMA'da, 61.187 bar şeklinde ölçülmüş, yazarların sayısal modelinden hesaplanan değerin 5.6° KMA'da, 61.650 bar olduğu açıklanmıştır. Sunulan modelden ise maksimum silindir basıncı 3° KMA'da, 73.438 bar olarak hesaplanmıştır. Böylece Li vd.'nin (2017) sayısal ve deneysel maksimum silindir basınçları arasındaki fark %0.76 iken bu fark sunulan model için % 20.02 olmuştur. Aynı çalışmada açığa çıkan maksimum ısı oranı deneysel olarak 0.2° KMA'da, 248.550 J/der. ve sayısal olarak 0° KMA'da, 432.480 J/der. şeklinde verilmiştir. İlgili çalışmada deneysel ve sayısal sonuç

arasındaki farkın % 74 olmasına karşın aynı koşullar için geliştirilen modelle deneysel çalışma arasındaki fark % 2.57 (-) olmuştur. Ayrıca, 910 d/d devir sayısı ve % 25 enerji katkı oranı için, sunulan modelden hesaplanan motor performans karakteristikleri ile Li vd. (2017) tarafından verilen deneysel motor performans karakteristikleri arasında maksimum fark % 1.55 (-) olarak belirlenmiştir. Böylece sunulan modelin DG-DY çift yakıt durumunda da dizel motoru çevrimlerini ve motor performans karakteristiklerini yeterli duyarlılıkta hesapladığı görülmüştür.

b. Saf Dizel Yakıtı Durumundaki Güç Değeri İçin Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulaması:

Doğal gaz kullanımı ile ilgili ilk uygulamada; 2000 d/d'da, SDY durumunda, tam gazda ve tam yük altında elde edilen 30.5 kW'lık EG değeri sağlanacak şekilde DG-DY çift yakıt kullanımı teorik olarak incelenmiştir. Söz konusu uygulamada 30.5 kW'lık güç sağlanacak şekilde emme havasına 3 farklı % (14, 29 ve 44, kütleli) oranlarında doğal gaz eklenmiştir ve bu durumlarda püskürtülen dizel yakıt miktarı SDY durumuna göre kütleli olarak % (12, 23 ve 32) oranlarında azaltılmıştır. Bu sayısal uygulama sonunda bulunan sonuçlar aşağıda kısaca özetlenmiştir.

b1. 2000 d/d devir sayısında 30.5 kW'lık EG değerinde DG-DY çift yakıt durumunda, basınç değerlerinin azaldığı görülmüştür. Örneğin % (14, 29 ve 44) doğal gaz oranlarında, SDY'ye göre maksimum basınç değerlerindeki azalma oranları sırasıyla % 4.17, % 11.43 ve % 17.14 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, söz konusu uygulamada açığa çıkan ısı oranı değerlerinin de azaldığı belirlenmiştir. Örneğin % (14, 29 ve 44) doğal gaz oranlarında, açığa çıkan maksimum ısı oranları SDY'ye göre sırasıyla % 11.17, % 23.57 ve % 26.67 oranlarında azalmıştır.

b2. 2000 d/d devir sayısında, % (14, 29 ve 44) kütleli doğal gaz oranlarında, ÖYT, yakıt maliyeti ve CO egzoz emisyonunun hacimsel oranları artmış, buna karşın EV ve NO emisyonunun hacimsel oranları azalmıştır. % (14, 29 ve 44) doğal gaz oranlarının ÖYT değerleri SDY'ye göre sırasıyla % 2.28, % 8.68 ve % 22.37 oranlarında artmıştır. Aynı koşullarda yakıt maliyeti değerleri ise SDY'ye göre sırasıyla % 2.20, % 8.43 ve % 21.83 oranlarında artmıştır. Bununla birlikte, % (14, 29 ve 44) doğal gaz oranlarının EV değerleri SDY'ye göre sırasıyla % 10.58, % 17.83 ve % 27.58 oranlarında azalmıştır. Egzoz emisyonları açısından % (14, 29 ve 44) kütleli doğal gaz oranlarının CO emisyonu

SDY'ye göre sırasıyla % 54.51, % 151.38 ve % 1891.10 oranlarında artmıştır. Buna karşın % (14, 29 ve 44) kütleli doğal gaz oranları için NO egzoz emisyonunun hacimsel oranları SDY'ye göre sırasıyla % 18.62, % 41.21 ve % 94.16 oranlarında azalmıştır. Buradan, 2000 d/d devir sayısında SDY'deki 30.5 kW'lık efektif güce ulaşmak için dizel yakıt miktarı azaltılıp emme havasına eklenen doğal gaz miktarı artırıldığında ÖYT'nin ve dolayısıyla yakıt maliyetin arttığı, egzoz emisyonlarından CO'nun hacimsel oranının önemli düzeyde arttığı, NO'nun hacimsel oranının ise önemli derecede azaldığı görülmüştür.

c. Saf Dizel Yakıt Durumundaki Ekvallans Oranı Değeri İçin Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulaması:

Doğal gaz kullanımı ile ilgili ikinci uygulamada; 2000 d/d'da, SDY durumunda, tam gazda ve tam yük altında 0.707'lik ekvallans oranı değeri sağlanacak şekilde DG-DY çift yakıt uygulamasının etkileri teorik olarak incelenmiştir. Bu uygulamada SDY'deki 0.707'lik ekvallans oranı değeri sağlanacak şekilde emme havasına 3 farklı % (4, 14 ve 22, kütleli) oranlarında doğal gaz eklenmiştir ve bu durumda püskürtülen dizel yakıt miktarı SDY durumuna göre kütleli olarak % (12, 23 ve 32) oranlarında azaltılmıştır. Bu sayısal uygulama sonucunda ulaşılan sonuçlar aşağıda kısaca özetlenmiştir.

c1. 2000 d/d devir sayısında 0.707 sabit ekvallans oranında DG-DY çift yakıt durumunda, basınç değerlerinin azaldığı görülmüştür. % (5, 14 ve 22) kütleli doğal gaz oranlarında, SDY'ye göre maksimum basınç değerlerindeki azalma oranları sırasıyla % 3.04, % 8.88 ve % 13.11 olarak belirlenmiştir. Öte yandan, söz konusu uygulama ile açığa çıkan ısı oranı değerlerinin de azaldığı belirlenmiştir. % (5, 14 ve 22) kütleli doğal gaz oranlarında, açığa çıkan maksimum ısı oranları SDY'ye göre sırasıyla % 10.47, % 22.54 ve % 26.03 azalmıştır.

c2. 2000 d/d devir sayısında, DG-DY çift yakıt durumunda EG değerleri de azalmıştır. Örneğin % (5, 14 ve 22) kütleli doğal gaz oranlarının EG değerleri sırasıyla, % 5.72, % 11.80 ve % 16.69 oranlarında azalmıştır. Buna karşın SDY'deki 0.707 ekvallans oranında uygulanan DG-DY çift yakıt uygulamasında, ÖYT, SDY'ye göre % 5 doğal gaz oranında % 0.91 oranında azalmıştır. % 14 ve % 22 kütleli doğal gaz oranlarında ise sırasıyla % 0.91 ve % 4.11 düzeylerinde artmıştır. Öte yandan, % (5, 14 ve 22) kütleli doğal gaz oranlarının EV değerleri SDY'ye göre sırasıyla % 4.74, % 9.47 ve % 13.65 oranlarında azalmıştır. Aynı koşullarda yakıt maliyeti değerleri ise SDY'ye göre % 5 doğal

gaz oranında % 0.94 oranında azalmış, % 14 ve % 22 kütleli doğal gaz oranlarında ise sırasıyla % 0.83 ve % 3.96 düzeylerinde artmıştır. Bununla birlikte; % (5, 14 ve 22) kütleli doğal gaz oranlarında CO ve NO egzoz emisyonları hacimsel oranları belirgin şekilde azalmıştır. Örneğin CO emisyonları SDY'ye göre sırasıyla % 54.27, % 82.31 ve % 92.50 oranlarında azalmıştır. Aynı şekilde NO emisyonunun hacimsel oranları SDY'ye göre sırasıyla % 22.23, % 42.64 ve % 56.41 oranlarında azalmıştır. Buradan 2000 d/d devir sayısında SDY'deki 0.707 ekivalans oranını sağlayacak şekilde dizel yakıtı miktarı azaltılıp doğal gaz miktarının artırıldığı çift yakıt uygulaması ile ÖYT değerlerinde pek fazla kötüleşme olmaksızın CO ve NO egzoz emisyonlarının hacimsel oranlarının önemli düzeylerde düştüğü belirlenmiştir. Ancak bu uygulamada SDY'ye göre EG değerleri azalmıştır. Sonuç olarak Renault K9K700 direkt püskürtmeli turboşarjlı dizel motorunda; 2000 d/d devir sayısında SDY'deki 0.707 ekivalans oranında motor performans karakteristiklerinde kötüleşme görünürken, egzoz emisyonları açısından daha çevreci sonuçlar elde edilmiştir. Söz konusu motorda bu senaryonun % 5 gibi düşük doğal gaz oranlarında uygulanması önerilebilir.

d. Püskürtülen Dizel Yakıtı Miktarında Değişiklik Yapılmadan Düşük Oranlarda Doğal Gaz-Dizel Yakıtı Çift Yakıt Uygulaması:

Bu uygulamada püskürtülen dizel yakıt miktarı değiştirilmeden emme havasına düşük oranlarda doğal gaz eklenmesinin etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Burada, motorun, 2000 d/d devir sayısında tam gazda ve tam yük altında çalıştığı düşünülerek yanma odasına püskürtülen dizel yakıtı miktarı değiştirilmeden emme havasına % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) gibi düşük kütleli oranlarda doğal gaz eklenmiştir. Bu uygulama sonucunda ulaşılan sayısal sonuçlar aşağıda kısaca özetlenmiştir.

d1. 2000 d/d devir sayısında gerçekleştirilen bu sayısal uygulamada, emme havasına eklenen doğal gazın basınç değerlerini azalttığı görülmüştür. % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğal gaz oranlarında, SDY'ye göre maksimum basınç değerlerindeki azalma oranları sırasıyla % 0.94, % 1.51, % 1.95, % 2.33 ve % 2.68 olarak belirlenmiştir. Söz konusu uygulama ile açığa çıkan ısı oranı değerlerinin de azaldığı görülmüştür. Örneğin % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğal gaz oranlarında, açığa çıkan maksimum ısı oranları SDY'ye göre sırasıyla % 1.60, % 2.39, % 2.96, % 3.42 ve % 3.84 oranlarında azalmıştır.

d2. Bu senaryoda emme havasına eklenen doğal gaz beklendiği gibi EG'yi artırmıştır. Örneğin % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğal gaz oranlarında EG değerleri sırasıyla, % 0.86, % 1.44, % 2.05, % 2.68 ve % 3.32 oranlarında artmıştır. Öte yandan burada ÖYT, % 0.9 doğal gaz oranında değişmemiş, ancak % (1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğal gaz oranlarında sırasıyla % 0.46, % 0.91, % 1.37 ve % 1.37 düzeylerinde artmıştır. Emme havasına eklenen doğal gaz EV'yi de düşürmüştür; % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğal gaz oranlarının EV değerleri SDY'ye göre sırasıyla % 1.39, % 3.06, % 4.18, % 5.29 ve % 6.13 oranlarında azalmıştır. Aynı koşullarda yakıt maliyeti değerleri ise SDY'ye göre % 0.9 doğal gaz oranında değişmemiş, ancak % (1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğal gaz oranlarında ise sırasıyla % 0.45, % 0.90, % 1.35 ve % 1.34 düzeylerinde artmıştır. Egzoz emisyonları açısından ise şöyle sonuçlar elde edilmiştir: % (0.9, 1.7, 2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğal gaz oranlarında CO emisyonu değerleri SDY'ye göre sırasıyla % 19.37, % 36.58, % 56.56, % 79.30 ve % 105.17 oranlarında artmıştır. % 0.9 ve % 1.7 kütleli doğal gaz oranlarında da NO emisyonunun hacimsel oranı değerleri SDY'ye göre sırasıyla % 0.76 ve % 0.19 oranlarında artmıştır. Fakat, % (2.6, 3.5 ve 4.4) kütleli doğal gaz oranlarında ise NO emisyonu değerleri SDY'ye göre sırasıyla % 0.26, % 0.73 ve % 1.27 oranlarında azalmıştır. Buradan, 2000 d/d devir sayısında yanma odasına püskürtülen yakıt miktarı değiştirilmeden emme havasına düşük oranlarda doğal gazın eklendiği senaryoda kütleli doğal gaz oranı arttıkça EG'nin, ÖYT'nin ve dolayısıyla yakıt maliyetinin arttığı, egzoz emisyonlarından CO'nun hacimsel oranının önemli ölçüde arttığı, NO'nun hacimsel oranının ise kısmen azaldığı belirlenmiştir.

5. ÖNERİLER

Sunulan çalışmada geliştirilen termodinamik esaslı çevrim modeli kullanılarak hem SDY hem de doğal gaz-dizel yakıtı (DG-DY) çift yakıt için yapılan sayısal uygulamalardan ve bu uygulamaların değerlendirilmelerinden elde edilen sonuçlara ve gözlemlere dayanılarak aşağıda sıralanan önerilerde bulunabilir. Söz konusu önerilerin ilerideki çalışmalarda uygulanması durumunda, tüm koşulların hesaba katılmış olacağı düşüncesiyle, yanma ve motor performans karakteristikleri ile egzoz emisyonlarının daha gerçekçi şekilde hesaplanabileceği düşünülmektedir.

1. Sunulan tez çalışmasında DG-DY çift yakıtlı motor uygulaması; Renault K9K700 tipi dizel motorunda momentin maksimum olduğu 2000 d/d devir sayısında tam gazda ve tam yük altında yalnızca sanki boyutlu termodinamik esaslı çok bölgeli bir model geliştirilerek teorik olarak incelenmiştir. Söz konusu motorun laboratuvar ortamında çift yakıtlı motor olarak çalışması için gerekli uyarlamalar yapılarak elde edilen sayısal sonuçların doğruluğunun, deneysel sonuçlarla karşılaştırmalar yapılarak, irdelenmesi önerilebilir.
2. Sunulan çalışmada püskürtülen dizel yakıtın ilerlemesini ve açısını hesaplamak için bir dizi ampirik bağıntı kullanılmıştır. Bu bağıntılar özellikle düşük hızlı, düşük sıkıştırma oranlı ve mekanik püskürtme donanımına sahip motorlarda yapılan deneysel çalışmalar sonucunda geliştirilmiştir. Söz konusu bağıntıların, yüksek hızlı ve yüksek sıkıştırma oranlı modern common-rail püskürtme sistemli taşıt motorları için yeniden düzenlenmesi gerekmektedir.
3. Burada yanma odasının içerisinde koni şeklinde gelişen yakıt demeti çok sayıda bölgeye ayrılmaktadır. Ancak bu bölgeler arasında ısı transferinin olmadığı var sayılmıştır. Ayrıca silindir duvarlarıyla meydana gelen ısı transferi için Woschni (1968) tarafından geliştirilmiş olan ampirik bir bağıntı kullanılmıştır. Sunulan çalışmaya daha ayrıntılı hesabın yapılabildiği bir ısı transferi modelinin eklenmesi durumunda daha doğru sonuçların elde edilebileceği düşünülmektedir.
4. Sunulan çalışmada kullanılan duvar modeli, birkaç varsayıma dayanmaktadır. Ekivalans oranı stokiyometrik oranın altında olan tek bir bölge varsayımı mevcut modelin karakteristik özelliğidir. Ayrıca söz konusu modelde duvar bölgesi zamanla büyür ve bölgenin yüzey alanı kademeli olarak artar, bu da yakıtça fakir

bölgeden aktarılan hava ve çift yakıtlı durumda ise doğal gaz-hava karışımının kütleinde orantılı bir artışa yol açar. Ancak bu durum geliştirilen modelde göz ardı edilmiştir. Bu özellik göz önünde bulundurularak, mevcut duvar bölgesi modeli iyileştirilerek yanmayı, motor karakteristiklerini ve egzoz emisyonlarını tahmin yeteneği artırılabilir.

5. Sunulan modelde doğal gaz-hava karışımının ön karışimli yanma aşaması göz ardı edilmiştir. Modelin daha doğru tahmin yeteneği kazanması için yakıt demetindeki doğal gaz-hava karışımının ön karışimli yanma aşamasının da modellenmesi gerekmektedir.
6. Sunulan modelde, emme ve egzoz işlemleri basit yaklaşımlarla modellenmiştir. Emme ve egzoz işlemlerini biraz daha doğru ve ayrıntılı bir şekilde modellemek için akışkanlar mekaniğine dayalı daha ayrıntılı bir hesap yöntemi geliştirilebilir.
7. Sunulan modelde bir önceki çevrimden kalan artık egzoz gazlarının hesaba katılması gerekmektedir. Artık egzoz gazlarının silindir dolgu sıcaklığını artıracakı öngörülebilir. Bu durumda hem SDY hem de DG-DY çift yakıtlı durum için sonuçların daha doğru hesaplanacakı düşünülebilir. Ayrıca gerektiğinde ara soğutmanın da göz önüne alınması uygun olur.
8. Sunulan modelde, CO ve NO emisyonlarının hacimsel oranlarını hesaplamak için kimyasal denge yaklaşımı kullanılmıştır. Yine de NO emisyonlarının daha kapsamlı bir şekilde hesaplanması için Zeldovich mekanizması modele eklenebilir. Bunun yanında, CO, yanmamış hidrokarbonlar ve is emisyonlarının hesaplanması için çevrime bir sayısal hesap yöntemi eklenebilir.
9. Sunulan çalışmada, çok silindirli motorlarda her silindirde benzer olayların meydana geldiği varsayıldığından, bir silindir için bulunan sonuçlar Z silindir sayısı ile çarpılarak motor toplam performansı belirlenmiştir. Aslında, emme ve egzoz işlemleri boyunca, emme ve egzoz manifoldlarında, silindirler arası etkileşimler göz önüne alınmalı ve her silindir için ayrı ayrı hesap yapılmalıdır.
10. DG-DY çift yakıt uygulamaları ile ilgili sunulan sonuçlar yalnızca bir devir sayısında, tam gazda ve tam yük altında teorik olarak incelenmiştir. Hem deneysel hem de teorik olarak farklı devirlerde, farklı yükler altında ve değişik doğal gaz oranlarında da yanma ve motor performans karakteristiklerinin, yakıt maliyetinin ve egzoz emisyonlarının deneysel ve sayısal olarak araştırılması önerilebilir. Böylece daha ayrıntılı ve genelleştirilmiş sonuçlara ulaşılabilir.

Ancak özellikle, fazla sayıda ayrıntılı deneysel çalışmanın maliyetinin epeyce yüksek olduğu da unutulmamalıdır.

- 11.** Mekanik kayıplar ortalama basıncının, güncel stasyonier, gemi ve taşıt motorları için yeni ampirik bağıntılar geliştirilerek daha doğru şekilde belirlenmesi motor performans karakteristiklerinin doğruluğunu artırabilir.



6. KAYNAKLAR

- Abdalla, T., Wang, Q., & Xiaoqiang, T. (2018). The Study On Dual Fuel Spray and Characteristics of Combustion of Diesel, Natural Gas and Dual Fuel. *Journal of Energy Conservation*, 1(1), s. 14-30.
- Abdelaal, M. M., & Hegab, A. H. (2012). Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR. *Energy conversion and management*, 64, s. 301-312.
- Aksu, O. N. (2013). *Turboşarjlı Bir Dizel Motorunda n-Bütanol-Dizel Yakıtı Karışımlarının Kullanılmasının Motor Karakteristikleri ve Eksoz Emisyonları Üzerindeki Etkilerinin DeneySEL İncelenmesi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Trabzon.
- Annand, W. (1963). Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 177(1), s. 973-996.
- Cheenkachorn, K., Poompipatpong, C., & Ho, C. G. (2013). Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas). *Energy*, 53, s. 52-57.
- Chigier, N. A. (1979). The atomization and burning of liquid fuel sprays. *Energy and Combustion Science* (s. 183-200). içinde Elsevier.
- Chiu, W., Shahed, S., & Lyn, W. (1976). A transient spray mixing model for diesel combustion. *SAE Transactions*, s. 502-512.
- Çakmak, A., Kapusuz, M., & Özcan, H. (2023). Experimental research on ethyl acetate as novel oxygenated fuel in the spark-ignition (SI) engine. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 45(1), s. 178-193.
- Dai, X., Singh, S., Krishnan, S. R., & Srinivasan, K. K. (2020). Numerical study of combustion characteristics and emissions of a diesel-methane dual-fuel engine for a wide range of injection timings. *International journal of engine research*, 21(5), s. 781-793.
- Dent, J. (1971). A basis for the comparison of various experimental methods for studying spray penetration. *SAE Transactions*, s. 1881-1884.
- Ding, Y., Xiang, L., Li, J., Cui, H., & Zhang, Y. (2018). Modeling of Thermodynamic Properties of Diesel Fuel and in-Cylinder Gas for Diesel Engine Combustion Investigation. *Energy & Fuels*, 32(12), s. 12871-12883. doi:10.1021/acs.energyfuels.8b02570
- Durgun, O. (1991). Motor Çevrimleri İçin Pratik Bir Yöntem. *TMMOB Mühendis ve Makina Dergisi*, 383, s. 18-29.

- Durgun, O. (2011). *Motor Termodinamiği Yüksek Lisans Ders Notları* (Cilt Basılmamış). Trabzon: K.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü.
- Durgun, O. (2022). *İçten Yanmalı Motorlar, Temel İlkeler* (2 b.). İstanbul: TMMOB Gemi Mühendisleri Odası.
- Durgun, O., Şahin, Z., & Bayram, C. (2009). *Dizel Motorlarında Hafif Yakıt Fumigasyonunun Etkilerinin ve Mekanik Kayıpların DeneySEL ve Teorik İncelenmesi*. DPT Proje Raporu, Proje.
- Egusquiza, J. C., Braga, S. L., & Braga, C. V. (2009). Performance and gaseous emissions characteristics of a natural gas/diesel dual fuel turbocharged and aftercooled engine. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 31, s. 142-150.
- Fagundez, J. L., Golke, D., Martins, M. E., & Salau, N. P. (2019). An investigation on performance and combustion characteristics of pure n-butanol and a blend of n-butanol/ethanol as fuels in a spark ignition engine. *Energy*, 176, s. 521-530.
- Fei, Y., Zhang, F., Dong, T., & Wang, S. (2017). Control -Oriented Modeling and Experimental Study on Low Temperature Combustion for Diesel Engine. doi:10.2991/caai-17.2017.13
- Ferguson, C. R., & Kirkpatrick, A. T. (2015). *Internal combustion engines: applied thermosciences*. John Wiley & Sons.
- Gharehghani, A., Mirsalim, S. M., & Jazayeri, S. A. (2012). Numerical and experimental investigation of combustion and knock in a dual fuel gas/diesel compression ignition engine. *Journal of Combustion*, 2012(1), s. 504590.
- Ghomashi, H., Olley, P., Mason, B., & Ebrahimi, M. K. (2015). Simulating the influence of injection timing, premixed ratio, and inlet temperature on natural gas/diesel dual-fuel HCCI combustion in a diesel engine. *International Journal of Powertrains*, 4(1), s. 36-52.
- Gordon, S. (1976). *Computer program for calculation of complex chemical equilibrium compositions, rocket performance, incident and reflected shocks, and Chapman-Jouquet detonations* (Cilt 273). Scientific and Technical Information Office, National Aeronautics and Space Administration.
- Gu, J., Song, Y., Wang, Y., Meng, W., Shi, L., & Deng, K. (2022). Prediction of heat release and NOx emissions for direct-injection diesel engines using an innovative zero-dimensional multi-phase combustion model. *Fuel*, 329, s. 125438.
- Gutierrez, R. H., Belchior, C. R., Vaz, L. A., & Monteiro, U. A. (2018). Diagnostic Methodology in Four-Stroke Marine Diesel Engine by Identifying Operational Parameters. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 40, s. 1-10. doi:10.1007/s40430-018-1416-x

- Gürbüz, H. (2023). Simulation analysis of cycle skipping strategy in SI engine fueled with ethanol gasoline mixture. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 12(2), s. 51-56.
- Hardenberg, H., & Hase, F. (1979). An empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct-injection diesel engines. *SAE Transactions*, s. 1823-1834.
- Hay, N., & Jones, P. (1972). *Comparison of the various correlations for spray penetration*. SAE Technical Paper.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-hill.
- Higgins, B. S., Mueller, C. J., & Siebers, D. L. (1999). Measurements of fuel effects on liquid-phase penetration in dl sprays. *SAE transactions*, s. 630-643.
- Hiroyasu, H. (1980). Supplementary comments: fuel spray characterization in diesel engines. *Comustion Modeling in Reciprocating Engines Editecd*, s. 369-408.
- Hiroyasu, H., & Arai, M. (1990). Structures of fuel sprays in diesel engines. *SAE transactions*, s. 1050-1061.
- Imran, S., Emberson, D. R., Diez, A., Wen, D. S., Crookes, R. J., & Korakianitis, T. (2014). Natural gas fueled compression ignition engine performance and emissions maps with diesel and RME pilot fuels. *Applied Energy*, 124, s. 354-365.
- Iodice, P., & Cardone, M. (2021). Ethanol/gasoline blends as alternative fuel in last generation spark-ignition engines: a review on CO and HC engine out emissions. *Energies*, 14(13), s. 4034.
- Jeshvaghani, H. S., Fallahipanah, M., Gahruei, M. H., & Chen, L. (2013). Performance Analysis of Diesel Engines Fueled by Biodiesel Blends via Thermodynamic Simulation of an Air-Standard Diesel Cycle. *International Journal of Environmental Science and Technology*. doi:10.1007/s13762-013-0274-4
- Kalogirou, S. A. (2003). Artificial intelligence for the modeling and control of combustion processes: a review. *Progress in energy and combustion science*, 29(6), s. 515-566.
- Karagöz, Y., Sandalcı, T., Köylü, Ü. O., Dalkılıç, A. S., & Wongwises, S. (2016). Effect of the use of natural gas-diesel fuel mixture on performance, emissions, and combustion characteristics of a compression ignition engine. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(4), s. 1687814016643228.
- Khovakh, M. (1979). *Motor Vehicles Engines, Third Printing*. Moscow: MIR Publishers.
- Kolchin, A., & Demidov, V. (1980). *Design of Automotive Engines*. Moscow: MIR Publishers.
- Krishnan, S. R., Srinivasan, K. K., Singh, S., Bell, S. R., Midkiff, K. C., Gong, W., . . . Willi, M. (2004). Strategies for reduced NO x emissions in pilot-ignited natural gas engines. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 126(3), s. 665-671.

- Kumar, S. (2013). Effect of Pilot Fuel Quantity on the Performance and Emission Characteristics of a Pre-Mixed CNG - Diesel Dual Fuel Mode Engine. *Iosr Journal of Mechanical and Civil Engineering*. doi:10.9790/1684-0920109
- Kurniawan, M. A., Yuvenda, D., & Sudarmanta, B. (2019). The Effects CNG Injection Timing on Engine Performance and Emissions of A Diesel Dual Fuel Engine. *IPTEK The Journal for Technology and Science*, 30(2), s. 64-67.
- Lei, Y., Wu, Y., Qiu, T., Zhou, D., Lian, X., & Jin, W. (2022). Experimental Study of Dual-Fuel Diesel/Natural Gas High-Pressure Injection. *Acs Omega*. doi:10.1021/acsomega.2c05468
- Li, Y., Li, H., Guo, H., Li, Y., & Yao, M. (2017). A numerical investigation on methane combustion and emissions from a natural gas-diesel dual fuel engine using CFD model. *Applied Energy*, 205, s. 153-162.
- Lipkea, W. H., & DeJoode, A. D. (1994). Direct injection diesel engine soot modeling: formulation and results. *SAE transactions*, s. 1042-1059.
- Liu, J., Yang, F., Wang, H., Ouyang, M., & Hao, S. (2013). Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing. *Applied Energy*, 110, s. 201-206.
- Liu, Z., & Karim, G. A. (1997). Simulation of combustion processes in gas-fuelled diesel engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 211(2), s. 159-169.
- Lounici, M. S., Loubar, K., Tarabet, L., Balistrrou, M., Niculescu, D.-C., & Tazerout, M. (2014). Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions. *Energy*, 64, s. 200-211.
- Luo, J., Liu, Z., Wang, J., Xu, H., Tie, Y., Yang, D., . . . Wang, H. (2022). Investigation of hydrogen addition on the combustion, performance, and emission characteristics of a heavy-duty engine fueled with diesel/natural gas. *Energy*, 260, s. 125082.
- Masimalai, S., & Subramanian, A. (2017). An Experimental Assessment on the Influence of High Octane Fuels on Biofuel Based Dual Fuel Engine Performance, Emission, and Combustion. *Thermal Science*. doi:10.2298/tsci161110323m
- Murphy, A. J., Norman, A., Pazouki, K., & Trodden, D. (2015). Thermodynamic Simulation for the Investigation of Marine Diesel Engines. *Ocean Engineering*. doi:10.1016/j.oceaneng.2015.04.004
- Naber, J. D., & Siebers, D. L. (1996). Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of diesel sprays. *SAE transactions*, s. 82-111.
- Neshat, E., Honnery, D., & Saray, R. K. (2017). Multi-zone model for diesel engine simulation based on chemical kinetics mechanism. *Applied Thermal Engineering*, 121, s. 351-360.

- Neshat, E., Nazemian, M., & Honnery, D. (2019). Thermodynamic Modeling and Validation of In-cylinder Flow in Diesel Engines. *Environmental Progress & Sustainable Energy*. doi:10.1002/ep.13204
- Olikara, C., & Borman, G. L. (1975). *A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products with some applications to IC engines*. SAE Technical Paper.
- Ottikkutti, P. (1989). *Multizone modeling of a fumigated diesel engine*. Iowa State University, Retrospective Theses and Dissertations .
- Papagiannakis, R. G., & Hountalas, D. T. (2003). Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 23(3), s. 353-365.
- Papagiannakis, R. G., & Hountalas, D. T. (2004). Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas. *Energy conversion and management*, 45(18-19), s. 2971-2987.
- Papagiannakis, R. G., Hountalas, D. T., & Kotsiopoulos, P. N. (2005). Experimental and theoretical analysis of the combustion and pollutants formation mechanisms in dual fuel DI diesel engines. *SAE Technical Paper*.
- Papagiannakis, R. G., Hountalas, D. T., Rakopoulos, C. D., & Rakopoulos, D. C. (2008). *Combustion and performance characteristics of a DI diesel engine operating from low to high natural gas supplement ratios at various operating conditions*. SAE Technical Paper.
- Polk, A. C., Gibson, C. M., Shoemaker, N. T., Srinivasan, K., & Krishnan, S. R. (2013). Analysis of Ignition Behavior in a Turbocharged Direct Injection Dual Fuel Engine Using Propane and Methane as Primary Fuels. *Journal of Energy Resources Technology*. doi:10.1115/1.4023482
- Rakopoulos, C. D., Rakopoulos, D. C., Giakoumis, E. G., & Kyritsis, D. C. (2004). Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction. *Energy conversion and management*, 45(9-10), s. 1471-1495.
- Ramadhass, A. S., Jayaraj, S., & Muraleedharan, C. (2008). Dual Fuel Mode Operation in Diesel Engines Using Renewable Fuels: Rubber Seed Oil and Coir-Pith Producer Gas. *Renewable Energy*. doi:10.1016/j.renene.2007.11.013
- Ramos, J. (1989). *Internal Combustion Engine Modeling*. Hemisphere Publishing Corporation.
- Reitz, R. D., & Bracco, F. B. (1979). *On the dependence of spray angle and other spray parameters on nozzle design and operating conditions*. SAE technical paper.
- Semin, Ismail, A., & Bakar, R. A. (2008). Comparative Performance of Direct Injection Diesel Engines Fueled Using Compressed Natural Gas and Diesel Fuel Based on

- GT-POWER Simulation. *American Journal of Applied Sciences*. doi:10.3844/ajassp.2008.540.547
- Shah, A., Thipse, S. S., Tyagi, A., Rairikar, S. D., Kavthekar, K. P., Marathe, N. V., & Mandloi, P. (2011). Literature review and simulation of dual fuel diesel-CNG engines.
- Srinivasan, K. K., Krishnan, S. R., & Qi, Y. (2014). Cyclic combustion variations in dual fuel partially premixed pilot-ignited natural gas engines. *Journal of energy resources technology*, 136(1), s. 012003.
- Stewart, J., & Clarke, A. (2010). A three-zone heat-release rate model for dual-fuel combustion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 224(11), s. 2423-2434.
- Stone, R. (1999). *Introduction to internal combustion engines*. Springer.
- Sudeshkumar, P. M., & Devaradjane, G. (2011). Development of a Simulation Model for Compression Ignition Engine Running With Ignition Improved Blend. *Thermal Science*. doi:10.2298/tsci100717043s
- Sun, L., Liu, Y., Zeng, K., Yang, R., & Hang, Z. (2015). Combustion performance and stability of a dual-fuel diesel--natural-gas engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 229(2), s. 235-246.
- Şahin, Z. (2002). *Dizel Motorlarında Dizel Yakıtı-Hafif Yakıt Karışımlarının Kullanılmasının Yanmaya ve Motor Performansına Etkisi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Trabzon.
- Şahin, Z., Aksu, O. N., & Bayram, C. (2021). The effects of n-butanol/gasoline blends and 2.5% n-butanol/gasoline blend with 9% water injection into the intake air on the SIE engine performance and exhaust emissions. *Fuel*, 303, s. 121210.
- Tashev, A., & Stoyanov, Y. (2024). Analysis of the CNG impact on some of the combustion parameters of dual-fuel compression ignition engines. *AIP Conference Proceedings*, 3078.
- Téré, D., Christian, T. G., Kayaba, H., Zongo, S., Zakarie, K. S., Sayouba, S., . . . Béré, A. (2021). Review and Synthesis of Literature on Single and Multizone Thermodynamic Combustion in a Diesel Engine. *Physical Science International Journal*. doi:10.9734/psij/2021/v25i1230294
- Valencia, G., Penaloza, C. A., & Forero, J. D. (2020). Combustion and Performance Study of Low-Displacement Compression Ignition Engines Operating With Diesel–Biodiesel Blends. *Applied Sciences*. doi:10.3390/app10030907
- Wakuri, Y., Fujii, M., Amitani, T., & Tsuneya, R. (1960). Studies on the penetration of fuel spray in a diesel engine. *Bulletin of JSME*, 3(9), s. 123-130.

- Wang, Y. (2020). A novel two-zone thermodynamic model for spark-ignition engines based on an idealized thermodynamic process. *Energies*, 13(15), s. 3801.
- Wei, L., & Geng, P. (2016). A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. *Fuel Processing Technology*, 142, s. 264-278.
- Whitehouse, N. D., & Way, R. (1969). Rate of heat release in diesel engines and its correlation with fuel injection data. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*. 184, s. 17-27. London, England: SAGE Publications Sage UK.
- Woschni, G. (1968). *A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine*, s. 3065-3083.
- Zhang, W., Zhang, H., Zhang, M., Zhenqiang, F., Zilei, Y., & Yuehao, G. (2017). SCR Tail Gas Treatment of Marine Diesel Engine Based on Optimization of Catalyst Structure. doi:10.25236/matmce.2017.17
- Zhou, H., Zhao, H.-W., Huang, Y.-P., Wei, J.-H., & Peng, Y.-H. (2019). Effects of Injection Timing on Combustion and Emission Performance of Dual-Fuel Diesel Engine Under Low to Medium Load Conditions. *Energies*. doi:10.3390/en12122349
- Zhu, Z., Li, Y., & Shi, C. (2022). Effect of natural gas energy fractions on combustion performance and emission characteristics in an optical CI engine fueled with natural gas/diesel dual-fuel. *Fuel*, 307, s. 121842.

ÖZGEÇMİŞ

Lise öğrenimini Araklı Anadolu Öğretmen Lisesi'nde tamamladı. 2000 yılında Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümünü kazandı. 2004 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü Lisans Programından dereceyle mezun olduktan sonra özel sektörde Gemi İnşaatı Mühendisi olarak göreve başladı. 2004-2007 yılları arasında İstanbul-Tuzla Torlak Tersanesinde, 2007-2008 yılları arasında Ordu-Ünye Karadeniz Tersanesinde, 2008-2009 yılları arasında Kastamonu-Cide Tersanesinde, 2009-2010 yılları arasında Yalova-Altınova Beşiktaş Tersanesinde Planlama ve Proje Mühendisi olarak görev yapmıştır. 2009-2010 Eğitim ve Öğretim Güz Yarıyılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine başlamıştır. 2010 Aralık ayından itibaren Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Abdullah Kanca Meslek Yüksekokulu Gemi İnşaatı Programı'nda Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır. 2012-2013 Eğitim ve Öğretim Yılı Güz Döneminde K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü'nde yüksek lisans eğitimini tamamlamıştır. Evli ve iki çocuk babasıdır ve iyi derecede İngilizce bilmektedir.

Şahin, Z., & Aksu, O. N. (2015). Experimental investigation of the effects of using low ratio n-butanol/diesel fuel blends on engine performance and exhaust emissions in a turbocharged DI diesel engine. *Renewable Energy*, 77, 279-290.

Şahin, Z., Durgun, O., & Aksu, O. N. (2015). Experimental investigation of n-butanol/diesel fuel blends and n-butanol fumigation–evaluation of engine performance, exhaust emissions, heat release and flammability analysis. *Energy conversion and management*, 103, 778-789.

Şahin, Z., Aksu, O. N., & Bayram, C. (2021). The effects of n-butanol/gasoline blends and 2.5% n-butanol/gasoline blend with 9% water injection into the intake air on the SIE engine performance and exhaust emissions. *Fuel*, 303, 121210.