

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DIESEL MOTORLARINDA DIESEL YAKITI-HAFİF YAKIT KARIŞIMLARININ
KULLANILMASININ YANMAYA VE MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİ

727554

Mak. Yük. Müh. Zehra ŞAHİN

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

“Doktor”

Ünvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

127554

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 08.08.2002

Tezin Savunma Tarihi : 15.11.2002

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Orhan DURGUN

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Kamil KAYGUSUZ

Jüri Üyesi : Yrd. Doç. Dr. Atilla BİLGİN

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Osman Kamil SAĞ

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Atila ÜLKÜ

Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Yusuf AYVAZ

Trabzon 2002

ÖNSÖZ

Dünya petrol kaynaklarının sınırlı oluşu, petrol tüketiminin hızlı artışı, motorlardan yayılan eksoz gazlarının atmosferi gittikçe daha fazla kirletmesi, petrol fiyatlarının artması nedenleriyle son yıllarda alternatif yakıtlarla ilgili çalışmalar veya motorlarda yakıt kullanımı ile ilgili değişik çözüm yöntemleri önem kazanmıştır. Fumigasyon, bu çözüm yöntemleri arasında yer almaktadır. Söz konusu yöntemde; setan sayısı düşük olan yakıtlar (örneğin etanol, benzin veya biyogaz) emme kanalından havanın içerisine püskürtülmektedir. Böylece Diesel motorlarında yakıt ile havanın daha iyi karışması ve yanmanın iyileşmesi sağlanmaktadır. Sunulan çalışmada da hafif yakıt (benzin ve etanol) fumigasyonu durumunun motor performansına ve eksoz gazlarına etkileri teorik olarak ayrıntılı bir biçimde incelenmiştir. Bu amaçla fumigasyon durumunda motor çevrimini hesaplayan bir matematik çevrim modeli geliştirilmiştir.

Sunulan çalışmasının konusunun belirlenmesi ve çalışmaların yürütülmesi sırasında yardımlarını esirgemeyen hocam sayın Prof. Dr. Orhan DURGUN'a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca tez izleme komitesinde bulunan hocalarım sayın Prof. Dr. Kamil KAYGUSUZ'a ve sayın Yrd. Doç. Dr. Atilla BİLGİN'e her türlü desteklerinden dolayı teşekkür ederim. Aynı zamanda, çalışmalar sırasındaki yardımlarından dolayı sayın Yrd. Doç. Dr. Hakan BAYRAKTAR'a ve tez çalışması sırasında manevi desteğini hiçbir zaman esirgemeyen arkadaşım sayın Arş. Gör. Dr. Şebnem TURHAL'a, kardeşlerim Kıymet ŞAHİN'e ve Turgay ŞAHİN'e ve manevi amcam araştırmacı yazar sayın Taha Aygün KANCA'ya teşekkür ederim. Ayrıca istediğim yayınları zamanında bana gönderen ve her türlü soruma internetten cevap veren sayın Prof. Dr. Ali SÜRME'ne, Doç. Dr. Jon Van GERPEN'e ve Dr. S. M. SHAHED'e teşekkür ederim. Son olarak 4 yıl boyunca tez çalışmalarım yürütülmesi için burs sağlayan TÜBİTAK' da teşekkürlerimi sunarım.

Trabzon, Ağustos 2002

Zehra ŞAHİN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	II
İÇİNDEKİLER.....	III
ÖZET.....	VII
SUMMARY.....	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	IX
TABLolar DİZİNİ.....	XIV
SEMBOLLER DİZİNİ.....	XVI
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Geleneksel Motor Yakıtları ve Diesel Motorlarında Kullanılabilen Alternatif Yakıtlar.....	2
1.2.1. Sıvı Yakıtlar.....	3
1.2.2. Gaz Yakıtlar.....	5
1.3. Diesel Motoru Çevrimlerinin Matematiksel Modelleri.....	6
1.3.1. Boyutlu Modeller.....	6
1.3.2. Termodinamik Esaslı Modeller.....	7
1.3.2.1. Tek Bölgeli Modeller.....	8
1.3.2.2. Çok Bölgeli Modeller.....	9
1.4. Termodinamik Çevrim Modelinde Kullanılan Alt Modeller.....	14
1.4.1. Demet Geometrisi.....	14
1.4.2. Yakıt-Hava Karışımı.....	17
1.4.3. Tutuşma Gecikmesi.....	19
1.4.4. Yanan Kütle Miktarının Belirlenmesi.....	19
1.4.5. Gazların Termodinamik Özelliklerinin Hesabı.....	21
1.4.6. Isı Transferi.....	22
1.4.7. Eksoz Gazları Emisyonları.....	23
1.5. Literatürde Fumigasyon Yöntemine İlişkin Çalışmalar.....	24
1.5.1. Deneysel Çalışmalar.....	24
1.5.2. Teorik Çalışmalar.....	25
1.6. Sunulan Çalışmanın Amacı.....	27

2.	YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	29
2.1.	Giriş.....	29
2.2.	Termodinamiğin Birinci Kanununun Açık bir Termodinamik Sisteme Uygulanması	30
2.3.	Diesel Motoru Çevrimleri İçin Matematiksel Modelin Kurulması.....	33
2.3.1.	Temel Varsayımlar	33
2.3.2.	Demet Geometrisi ve Demetin Bölgelere Ayrılması	36
2.3.2.1.	Demetin Boyu ve Açısı.....	36
2.3.2.2.	Gaz Jeti Yaklaşımı ve Damlacık Çapı.....	39
2.3.2.3.	Demetteki Yakıt-Hava Kütlesinin Belirlenmesi	40
2.3.2.4.	Bölgelerdeki Kütlelerin Hesaplanması	43
2.3.2.5.	Yeni Bir Bölgenin Oluşturulması.....	48
2.3.2.6.	Yeni Oluşturulan Bölgelerin Anlık Olarak Yanması ve Anlık Yanma Sonucu Silindir Dolgusunun Termodinamik Durumunun Belirlenmesi	49
2.3.3.	Isı Transferinin Hesabı	52
2.3.4.	Gazların Termodinamik Özelliklerinin Hesabı.....	55
2.3.4.1.	Düşük Sıcaklıklardaki Gaz Karışımının Termodinamik Özelliklerinin Hesaplanması	55
2.3.4.2.	Yüksek Sıcaklıktaki Yanma Ürünlerinin Yapısının ve Termodinamik Özelliklerin Hesaplanması	61
2.3.4.3.	Azot Oksitlerin Belirlenmesi	66
2.3.5.	Diesel Yakıtı-Hafif Yakıt Karışımları (Fumigasyonları) İçin Programda Yapılan Değişiklikler.....	68
2.3.5.1.	Fumigasyon Durumu İçin Emme ve Sıkıştırma İşlemi Boyunca Silindirdeki Dolgunun Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi.....	68
2.3.5.2.	Fumigasyon Durumunda Demet Çevresindeki Hava-Hafif Yakıtı Karışımının Anlık Olarak Yanması.....	69
2.3.5.3.	Hafif Yakıtın Yanması Sonucunda Meydana Gelen Yanma Ürünlerinin ve Gaz Karışımının Termodinamik Özelliklerinin Hesabı	70
2.3.5.4.	Fumigasyon Durumu İçin Yüksek Sıcaklıktaki Karışımın Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi	71
2.3.6.	Motor Çevriminin Hesaplanması	72
2.3.6.1.	Emme İşlemi	72

2.3.6.2. Sıkıştırma İşlemi	75
2.3.6.3. Yanma İşlemi	77
2.3.6.4. Genişleme İşlemi	80
2.3.6.5. Eksoz İşlemi	81
2.3.7. Motor Karakteristiklerinin Hesaplanması	81
2.3.7.1. Ortalama İndike Basınç ve İndike Verim	81
2.3.7.2. Ortalama Efektif Basınç	82
2.3.7.3. Efektif Güç	83
2.3.7.4. Mekanik Verim, Efektif Verim, Özgül Yakıt Tüketimi ve Döndürme Momenti	83
2.3.7.5. Fark Oranlarının Hesaplanması	84
2.3.7.6. Maliyet Analizi	85
2.3.8. Bilgisayar Programı	85
2.3.8.1. Bilgisayar Programının Tanımı	85
2.3.8.2. Bilgisayar Programının Akış Diyagramı	88
3. BÜLGULAR	90
3.1. Giriş	90
3.2. Sayısal Uygulamalar	91
3.3. Diesel Motoru Çevrimlerini Hesaplamak İçin Geliştirilen Matematiksel Modelin Doğruluğunun Kontrolü	92
3.4. Fumigasyon Durumu İçin Geliştirilen Çevrim Modelin Doğruluğunun Kontrolü	105
3.5. Benzin ve Etanol Fumigasyonu Durumlarında Motor Karakteristiklerinin ve Eksoz Gazları Emisyonlarının Değişimlerinin Teorik Olarak İncelenmesi	110
3.5.1. Benzin Fumigasyonu	112
3.5.1.1. Değişken Ekivalans Oranlarında Benzin Fumigasyonu	112
3.5.1.2. Sabit Ekivalans Oranlarında Benzin Fumigasyonu	122
3.5.2. Etanol Fumigasyonu	133
3.5.2.1. Değişken Ekivalans Oranlarında Etanol Fumigasyonu	133
3.5.2.2. Sabit Ekivalans Oranlarında Etanol Fumigasyonu	143
4. İRDELEME	154
4.1. Giriş	154

4.2.	Diesel Motoru Çevrimlerini Hesaplayan Bilgisayar Programının Doğruluk Düzeyi	154
4.3.	Fumigasyon Durumu İçin Geliştirilen Çevrim Modelinin Doğruluğunun Kontrolü	158
4.4.	Benzin ve Etanol Fumigasyonu Durumlarında Teorik Olarak Hesaplanan Motor Karakteristiklerinin ve Eksoz Gazları Emisyonlarının Değişimlerinin İncelenmesi	159
4.4.1.	Benzin Fumigasyonu	161
4.4.2.	Etanol Fumigasyonu	163
5.	SONUÇLAR	167
6.	ÖNERİLER	172
7.	KAYNAKLAR	175
	ÖZGEÇMİŞ	183



ÖZET

Geleneksel motor yakıtları, sınırlı doğa kaynaklarına dayanan doğal ham petrolden üretilmektedir. Taşıt motorlarının toplam yakıt tüketimleri ve yakıt fiyatları sürekli olarak artmaktadır. Ayrıca daha temiz ve verimli motor istekleri, alternatif yakıtların veya mevcut yakıtların geliştirilmesinin araştırılmasını gerektirmektedir. Son yıllarda; fumigasyon, Diesel motorlarında en çekici yöntemlerden biri durumuna gelmiştir. Fumigasyon, alternatif yakıtın karbürasyon ve buharlaştırma ile motora gönderildiği veya alternatif yakıtın havanın içerisine püskürtüldüğü bir yöntemdir.

Sunulan çalışmada; farklı oranlardaki benzin ve etanol fumigasyonunun, motor performansı ve eksoz gazları emisyonları üzerindeki etkilerinin teorik olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla Diesel motoru çevrimi için Termodinamiğin Birinci Kanununa dayanan bir matematiksel model geliştirilmiştir. Söz konusu model, demetin oluşumu, yakıt-hava karışımı, girdap, ısı transferi ve emisyon modelleri gibi alt modellerden oluşan sanki boyutlu çok bölgeli yanma modeli kavramlarını içermektedir.

Saf Diesel yakıtı ve farklı fumigasyon oranlarındaki Diesel yakıtı-benzin/etanol karışımlarının yakıt olarak kullanıldığı dört ve altı silindirli turbojarşlı iki farklı Diesel motorunun performans parametreleri ve eksoz gazları emisyonları teorik olarak hesaplanmıştır. Değişken ekivalans oranlarında benzin fumigasyonu attıkça efektif güç, özgül yakıt tüketimi (ÖYT) ve karbon monoksit (CO) oranı artmaktadır. Öte yandan, efektif verim ve azot oksit (NO) konsantrasyonu azalmaktadır. Sabit ekivalans oranlarında benzin fumigasyonu attıkça efektif güç, efektif verim ve CO oranı artmaktadır. Bununla birlikte, ÖYT ve NO konsantrasyonu azalmaktadır. Değişken ekivalans oranlarında etanol fumigasyonu attıkça efektif güç, efektif verim ve CO oranı artmaktadır. Bunun yanında, ÖYT ve NO konsantrasyonu ise azalmaktadır. Sabit ekivalans oranlarında etanol fumigasyonu attıkça efektif güç, efektif verim ve NO konsantrasyonu genel olarak artmaktadır. Bu durumda, ÖYT önemli ölçüde artmaktadır ve CO oranı genel olarak artma eğilimi göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Diesel Motoru Çevrim Modellemesi, Çok Bölgeli Yanma Modeli, Fumigasyon, Alternatif Yakıtlar, Demet Geometrisi, Çift Yakıtlı Motorlar

SUMMARY

Effects of Using Diesel Fuel-Light Fuel Blends on Combustion and Engine Performance in Diesel Engines

The conventional engine fuels are derived from crude oil based on limited natural sources. The fuel cost and total fuel consumption of the vehicle engines gradually increase. Furthermore, the demand for cleaner and more efficient engines requires to research the alternative fuels and to improve the fuel quality. In recent years, fumigation has become one of the most attractive methods for Diesel engines. Fumigation is a method by which alternative fuel is introduced into the engine by carbureting and vaporizing or injecting alternative fuel into the intake air stream.

In the presented study, theoretical investigation of the effects of different gasoline and ethanol fumigation ratios on the engine performance and the exhaust emissions is aimed. For this purpose, a mathematical Diesel engine cycle model based on the First Law of Thermodynamics has been developed. This model includes a quasi-dimensional multi-zone combustion-modeling concept which consists of several sub-models such as spray formation, air-fuel mixing, swirl, heat transfer and emission models.

The engine performance parameters and exhaust emissions for two different turbocharged Diesel engines having four and six cylinders fueled with pure Diesel fuel and Diesel fuel-gasoline/ethanol blends at different fumigation ratios have been predicted. Increasing gasoline fumigation at varied equivalence ratios increases the effective power, specific fuel consumption (SFC), carbon monoxide (CO) ratio while decrease effective efficiency and nitric oxide (NO) concentration. With increasing ratio of gasoline fumigation at constant equivalence ratios effective power, effective efficiency and CO ratio increase, however SFC and NO concentration decrease. Increasing ethanol fumigation at varied equivalence ratios increases the effective power, effective efficiency and CO ratio, however it decreases SFC and NO concentration. Effective efficiency, effective power and NO concentration increase generally by increasing the ethanol fumigation at constant equivalence ratios. In this case, SFC increases significantly and CO ratio exhibits generally increment tendency.

Key Words: Diesel Engine Cycles Modeling, Multi-Zone Combustion Modeling, Fumigation, Alternative Fuels, Spray Geometry, Dual Fueled Engines

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa no

Şekil 1.	Çok bölgeli yanma modelinin şematik gösterimi.....	11
Şekil 2.	Hava çekilmesi ve yanma bölgelerinin ardışık değerlendirilmesinin şematik gösterimi.....	13
Şekil 3.	Demeti karakterize eden önemli parametreler	16
Şekil 4.	DP Diesel motorlarında yanma işleminin şematik gösterimi; ön karışmış hızlı yanma fazı ve daha sonra karışım kontrollü yavaş yanma fazı	20
Şekil 5.	DP Diesel motorlarında yanma fazlarının gösterimi	21
Şekil 6.	Wakuri tarafından verilen, demet açısının yoğunluk oranlarına göre değişimini gösteren eğri.....	38
Şekil 7.	Demetteki Diesel yakıtı konsantrasyonu dağılımı.....	41
Şekil 8.	Demetin bölgelere ayrılmasının gösterilmesi.....	46
Şekil 9.	Sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin Bazari tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması.....	93
Şekil 10.	Sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin Dent tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması.....	93
Şekil 11.	Sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin Dent tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması.....	94
Şekil 12.	Sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin Gupta tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması.....	94
Şekil 13.	Sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin Li tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması.....	95
Şekil 14.	Sunulan modelden elde edilen tutuşma gecikmesi değerlerinin Li tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması .	95
Şekil 15.	Sunulan modelden elde edilen efektif verim değerlerinin Ayvaz'ın deneysel sonuçları ile karşılaştırılması.	100
Şekil 16.	Sunulan modelden elde edilen efektif güç değerlerinin Ayvaz'ın deneysel sonuçları ile karşılaştırılması.	100
Şekil 17.	Sunulan modelden elde edilen efektif verim değerlerinin Kızıltan'ın deneysel sonuçları ile karşılaştırılması.	101

Şekil 18.	Sunulan modelden elde edilen efektif güç değerlerinin Kızıltan'ın deneysel sonuçları ile karşılaştırılması.	101
Şekil 19.	Sunulan modelden elde edilen efektif verim değerlerinin Kızıltan'ın deneysel sonuçları ile karşılaştırılması.	102
Şekil 20.	Sunulan modelden elde edilen efektif güç değerlerinin Kızıltan'ın deneysel sonuçları ile karşılaştırılması.	102
Şekil 21.	Basınç ve sıcaklığın krank mili açısına göre değişimi.....	103
Şekil 22.	Basınç ve sıcaklığın krank mili açısına göre değişimi.....	103
Şekil 23.	Farklı etanol fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif verim değerlerinin Kızıltan tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması	106
Şekil 24.	Farklı etanol fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif verim değerlerinin Kızıltan tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması	106
Şekil 25.	Farklı etanol fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif güç değerlerinin Kızıltan tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması.....	107
Şekil 26.	Farklı etanol fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif güç değerlerinin Kızıltan tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması.....	107
Şekil 27.	Farklı benzin fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif verim değerlerinin Ayvaz tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması.....	108
Şekil 28.	Farklı benzin fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif verim değerlerinin Ayvaz tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması	108
Şekil 29.	Farklı benzin fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif güç değerlerinin Ayvaz tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması.....	109
Şekil 30.	Farklı benzin fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif güç değerlerinin Ayvaz tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması.....	109
Şekil 31.	Ekivalans oranının farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi ...	113

Şekil 32.	Efektif gücün farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	114
Şekil 33.	Efektif gücün farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	114
Şekil 34.	Efektif verimin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi	115
Şekil 35.	Efektif verimin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi	115
Şekil 36.	Özgül yakıt tüketiminin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	116
Şekil 37.	Özgül yakıt tüketiminin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	116
Şekil 38.	Yanma süresinin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi	117
Şekil 39.	Tutuşma gecikmesinin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	117
Şekil 40.	Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi.....	118
Şekil 41.	Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan basınçların krank mili açısına göre değişimi	118
Şekil 42.	y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi...	119
Şekil 43.	y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi...	119
Şekil 44.	NO konsantrasyonunun farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	120
Şekil 45.	Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan NO konsantrasyonunun krank mili açısına göre değişimi.....	120
Şekil46.	Püskürtme basıncının farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	123
Şekil 47.	Efektif gücün farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	124
Şekil 48.	Efektif gücün farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	124
Şekil 49.	Efektif verimin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi	125
Şekil 50.	Efektif verimin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi	125
Şekil 51.	Özgül yakıt tüketiminin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	126
Şekil 52.	Özgül yakıt tüketiminin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	126
Şekil 53.	Tutuşma gecikmesi ve yanma süresinin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi	127

Şekil 54.	Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi	127
Şekil 55.	Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan basınçların krank mili açısına göre değişimi	128
Şekil 56.	y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi...	128
Şekil 57.	y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi...	129
Şekil 58.	NO konsantrasyonunun farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	129
Şekil 59.	NO konsantrasyonunun farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	130
Şekil 60.	Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan NO konsantrasyonunun krank mili açısına göre değişimi.....	130
Şekil 61.	Ekivalans oranının farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi....	134
Şekil 62.	Efektif gücün farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	135
Şekil 63.	Efektif gücün farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	135
Şekil 64.	Efektif verimin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi	136
Şekil 65.	Efektif verimin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi	136
Şekil 66.	Özgül yakıt tüketiminin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	137
Şekil 67.	Tutuşma gecikmesinin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	137
Şekil 68.	Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi	138
Şekil 69.	Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan basınçların krank mili açısına göre değişimi.	138
Şekil 70.	y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi....	139
Şekil 71.	y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi....	139
Şekil 72.	NO konsantrasyonunun farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi.....	140
Şekil 73.	Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan NO konsantrasyonunun krank mili açısına göre değişimi.....	140
Şekil 74.	Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan NO konsantrasyonunun krank mili açısına göre değişimi.....	141

Şekil 75. Püskürtme basıncının farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi	144
Şekil 76. Özgül yakıt tüketiminin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi	145
Şekil 77. Özgül yakıt tüketiminin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi	145
Şekil 78. Efektif gücün farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi	146
Şekil 79. Efektif gücün farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi	146
Şekil 80. Efektif verimin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi	147
Şekil 81. Efektif verimin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi	147
Şekil 82. Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi	148
Şekil 83. Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan basınçların krank mili açısına göre değişimi	148
Şekil 84. NO konsantrasyonunun farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi	149
Şekil 85. NO konsantrasyonunun farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi	149
Şekil 86. Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan NO konsantrasyonunun krank mili açısına göre değişimi	150
Şekil 87. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi ...	150
Şekil 88. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi ...	151
Şekil 89. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi ...	151

TABLolar DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 1.	Düşük sıcaklıktaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesabı için gerekli katsayılar	56
Tablo 2.	Çeşitli yakıtların termodinamik özelliklerinin hesabı için kullanılan polinom fonksiyonlarındaki katsayılar	56
Tablo 3.	Yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesaplandığı polinom fonksiyonlarındaki katsayılar	62
Tablo 4.	Azot oksitlerin oluşum mekanizmaları ile ilgili hız sabitleri	67
Tablo 5.	Teorik hesaplarda kullanılan motorların bazı özellikleri	91
Tablo 6.	Diesel yakıtı, benzin ve etanolün bazı temel özellikleri	92
Tablo 7.	Sunulan modelden elde edilen sonuçların Kızıltan tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	97
Tablo 8.	Sunulan modelden elde edilen sonuçların Kızıltan tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	98
Tablo 9.	Sunulan modelden elde edilen sonuçların Ayvaz tarafında verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	99
Tablo 10.	Sunulan modelden elde edilen sonuçların Ottikkutti ve Durgun tarafından geliştirilen teorik modellerden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması.....	99
Tablo 11.	Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları	121
Tablo 12.	Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları	121
Tablo 13.	Farklı benzin fumigasyon oranlarında $\Delta[\text{NO}]/[\text{NO}]$ ve $\Delta y_{\text{CO}}/y_{\text{CO}}$ oranlarının değişimleri	121
Tablo 14.	Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları	131
Tablo 15.	Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları	131

Tablo 16. Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları	131
Tablo 17. Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları	132
Tablo 18. Farklı benzin fumigasyon oranlarında $\Delta[\text{NO}]/[\text{NO}]$ ve $\Delta y_{\text{CO}}/y_{\text{CO}}$ oranlarının değişimleri	132
Tablo 19. Farklı benzin fumigasyon oranlarında $\Delta[\text{NO}]/[\text{NO}]$ ve $\Delta y_{\text{CO}}/y_{\text{CO}}$ oranlarının değişimleri	132
Tablo 20. Farklı etanol fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları	141
Tablo 21. Farklı etanol fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları	142
Tablo 22. Farklı etanol fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları	142
Tablo 23. Farklı etanol fumigasyon oranlarında $\Delta[\text{NO}]/[\text{NO}]$ ve $\Delta y_{\text{CO}}/y_{\text{CO}}$ oranlarının değişimleri	143
Tablo 24. Farklı etanol fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları	152
Tablo 25. Farklı etanol fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları	152
Tablo 26. Farklı etanol fumigasyon oranlarında $\Delta[\text{NO}]/[\text{NO}]$ ve $\Delta y_{\text{CO}}/y_{\text{CO}}$ oranlarının değişimleri	153

SEMBOLLER DİZİNİ

A	: Demetin çevresindeki hava veya hava-hafif yakıt karışımı bölgesi
A_s	: Anlık toplam silindir iç yüzey alanı (m^2)
b_e	: Özgül yakıt tüketimi (kg/kWh)
B_i	: Demette yanmış bölgeler
c_d	: Püskürtücünün daralma katsayısı
c_m	: Demet eksenini boyunca yakıt konsantrasyonu
c_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı (kJ/kgK)
c_v	: Sabit hacimdeki özgül ısı (kJ/kgK)
C	: Demetteki yakıtça zengin öz bölgesi
d_n	: Meme çapı (m)
D	: Silindir çapı (m)
DP	: Direkt püskürtmeli
$D_{soç}$: Sauter ortalama çapı (μm)
F_{st}	: Stokiyometrik yakıt-hava oranı
h	: Entalpi (kJ/kg)
H	: Strok uzunluğu (m)
H_u	: Yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg)
k	: Isıl iletkenlik katsayısı (kJ/msK)
KMA	: Krank mili açısı ($^\circ$)
L_b	: Biyel boyu (m)
L_n	: Meme boyu (m)
m	: Toplam kütle (kg)
M_d	: Döndürme momenti (Nm)
$M_{w,k}$: Karışımın molekül kütlesi ($kg/kmol$)
n	: Devir sayısı (dev/dak)
n_N	: Nominal devir sayısı (dev/dak)
N_e	: Efektif güç (kW)
Nu	: Nusselt sayısı
p	: Anlık silindir basıncı (bar)
p_{me}	: Ortalama efektif basınç (bar)

p_{mi}	: Ortalama indike basınç (bar)
$p_{m,m}$: Mekanik kayıplar ortalama basıncı (MPa)
p_p	: Püskürtme basıncı (bar)
Pr	: Prandtl sayısı
Re	: Reynolds sayısı
R_k	: Karışımın gaz sabiti (kJ/kgK)
R_u	: Üniversal gaz sabiti (kJ/kmK)
r_s	: Girdap faktörü
s	: Entropi (kJ/kg)
t	: Zaman (s)
T	: Sıcaklık (K)
T_w	: Duvar sıcaklığı (K)
U	: İç enerji (kJ)
$ÜÖN$: Üst ölü nokta
V	: Anlık silindir hacmi (m ³)
V_c	: Ölü hacim (m ³)
$V_{p,m}$: Ortalama piston hızı (m/s)
V_y	: Bir çevrim boyunca püskürtülen yakıt miktarı (mm ³)
w	: Açısal hız (rad/s)
W	: İş (kJ)
X_L	: Demetin kuyruk kısmının memeden olan uzaklığı (m)
X_t	: Demetin yanma odasına girme derinliği (demet boyu) (m)
y_i	: Yanma ürünlerinin mol oranı
Z	: Silindir sayısı
α	: Diesel yakıtının demetteki dağılma faktörü
Δp	: Meme (püskürtücü) boyunca oluşan basınç düşüşü (bar)
ε	: Sıkıştırma oranı
η_i	: İndike verim
η_e	: Efektif verim
η_v	: Volümetrik verim
θ	: Krank mili açısı (°)
θ_d	: Demet açısı (°)

θ_s	: Püskürtme avansı ($^\circ$)
μ	: Dinamik viskozite (kg/ms)
ν	: Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
ϕ	: Ekiyalans oranı
ϕ_{ed}	: Ek doldurma katsayısı



1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Diesel motorları yakıt tüketimlerinin düşük olması nedeniyle otomobillerde, özellikle ticari karayolu taşırlarında ve deniz taşımacılığında yaygın biçimde kullanılmaktadır. Bu motorlarda son 20 yıldır turboşarj donanımlarının kullanımının artması verimlerinin ve güçlerinin iyileşmesini sağlamıştır. Diesel motorları; yakıt tüketimleri düşük olmakla birlikte, eksoz gazları içerisinde fazla oranda NO_x ve parçacık kirleticilerinin bulunması ve yüksek gürültü düzeyleri nedenleriyle önemli derecede çevre kirliliğine yol açmaktadırlar [1]. Ayrıca sınırlı petrol kaynaklarına dayanan yakıtları hızlı bir şekilde azalmaktadır. Bundan dolayı, son yıllarda, hem benzin, hem de Diesel motorlarından kaynaklanan çevre kirliliğini azaltmaya ve söz konusu motorlarda kullanılabilir alternatif yakıtlara yönelik çalışmalar gittikçe artmaktadır.

Son yıllarda Diesel motorlarında alternatif yakıtlara ilişkin değişik çalışmalar yapılmaktadır [2-24]. Söz konusu çalışmalar; Diesel yakıtına değişik oranlarda alternatif yakıtların doğrudan (direkt olarak) karıştırılması (karışım), kendi kendine tutuşma özelliği az olan alternatif yakıt-hava karışımının püskürtülen Diesel yakıtı demeti ile tutuşturulması (çift yakıtlı uygulamalar) ve bir karbüratörde hazırlanan fakir alternatif yakıt-hava karışımı üzerine silindir içinde Diesel yakıtının püskürtülmesi (fumigasyon) şeklinde üç gruba ayrılabilir. Diesel motorlarında Diesel yakıtına doğrudan alternatif yakıtların karıştırılması [4-10] ve çift yakıtlı çalışmalar [11-14] çok yaygın olarak yapılmaktadır. Bununla birlikte fumigasyon yöntemi diğer yöntemlere göre daha yenidir ve bu yöntemle ilgili çalışmalar [2, 15-23] son yıllarda yaygınlaşmıştır.

Fumigasyon yöntemi, mevcut Diesel motorlarında herhangi bir değişiklik yapmadan emme kanalına basit bir karbüratör eklenerek gerçekleştirilebildiği için ekonomik olmakta ve basit olarak uygulanabilmektedir. Literatürde geçen çeşitli çalışmalarda, söz konusu teknik uygulanarak eksoz gazları emisyonlarında önemli düzeyde bir azalmanın olduğu değişik bilim adamları tarafından belirtilmektedir [2, 17, 19, 20]. Ayrıca Diesel motorlarında alternatif yakıt olarak benzin fumigasyonu durumunda motorun yanma veriminin ve efektif veriminin arttığı ve yakıt tüketiminin ise azaldığı deneysel olarak belirlenmiştir [15, 16].

Alternatif yakıtların motorlarda kullanılması sonucunda motor performansının ve eksoz gazları emisyonlarının nasıl etkilendiğini belirlemek için birçok deneysel ve teorik çalışmalar yapılmaktadır. Ancak deneysel çalışmalar pahalı ve zaman alıcı olduğundan, özellikle son yıllarda bilgisayarların gelişmesi ile teorik çalışmalar yaygınlaşmış ve önem kazanmıştır. Böylece motor tasarımındaki veya motor yakıtlarındaki her hangi bir değişikliğin motor performansı ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri daha kısa sürede ve daha ekonomik bir şekilde teorik olarak belirlenebilmektedir.

Motorlarda alternatif yakıtların kullanılmasının veya motor tasarımındaki her hangi bir değişikliğin motor performansı ve eksoz gazlarının yapısı üzerindeki etkilerinin teorik olarak gerçekçi bir şekilde belirlenebilmesi için motor çevriminin doğru bir şekilde hesaplanması gerekmektedir. Çok karmaşık kimyasal ve termodinamik olayların görüldüğü motor çevrimi; emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve eksoz işlemlerinden oluşmaktadır. Motor çevriminin gerçekçi bir şekilde belirlenmesi bu işlemlerin; özellikle yanma işleminin daha gerçekçi yaklaşımlarla modellenmesine bağlıdır [24].

Bu çalışmada; Diesel motorlarında hafif yakıt (benzin ve etanol) fumigasyonunun motor performansına, yanmaya ve eksoz gazları emisyonlarına etkilerinin belirlenmesi ve bunun için de Diesel motoru çevrimlerini hesaplayan bir bilgisayar modelinin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Özellikle motor çevriminin en önemli işlemi olan yanma işleminin modellenmesinde püskürtülen yakıt demetinin çok sayıda bölgeye ayrıldığı bir termodinamik çevrim modeli kullanılmıştır.

1.2. Geleneksel Motor Yakıtları ve Diesel Motorlarında Kullanılabilen Alternatif Yakıtlar

İçten yanmalı motorlar, yakıtın içerdiği kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren pistonlu makinalardır. Bu dönüşümde en önemli aşama motorun devir sayısına bağlı olarak (0.01-0.001) s gibi çok kısa bir sürenin ayrıldığı yanma işlemidir [24]. Yakıtın bu süre içerisinde etkin olarak yanabilmesi için bazı özellikleri sağlaması gerekmektedir. Diesel motorlarında kullanılan yakıtlar; püskürtüldükten sonra hava içinde ince parçalara ayrılabilmeli ve hava ile tam karışabilmeli, bol ve ucuz şekilde sağlanabilmeli, kolay depolanabilmeli ve nakledilebilmeli, mümkün olduğu kadar az çevre kirliliği yaratmalı, yanma sonunda yanma donanımına zarar veren bileşikler oluşturmamalı, ısı kapasiteleri mümkün olduğu kadar yüksek olmalı ve yangın tehlikesi az olmalıdır [4, 25].

Motorların çoğunda ham petrolün damıtılması ile elde edilen sıvı yakıtlar kullanılmaktadır ve motorlar 1970'lere kadar bu yakıtlara uygun olacak şekilde geliştirilmiştir. Özellikle 1973 petrol krizinin ardından ve daha sonra 1991 Körfez savaşından sonra dünya petrol fiyatları aşırı derecede yükselmiştir [26]. Her yıl trafiğe çıkan araç sayısının artması hem çevre kirliliğini hem de yakıt tüketimini hızlı bir şekilde artırmaktadır. Günümüzdeki tüketim eğilimleri ve kaynak belirlemeleri göz önüne alındığında doğal gazın 123, ham petrolün 67 ve kömürün ise 230 yıllık kaynakları olduğu tahmin edilmektedir. Bu durumda yakıt kaynaklarının yakın bir gelecekte tükeneceği gerçeği ile yüz yüze kalınmaktadır [6, 27]. Ayrıca yapılan bir tahmine göre her yıl atmosfere yaklaşık 200 milyon tondan fazla karbon monoksit (CO), 146 milyon ton kükürt dioksit (SO₂) ve 53 milyon ton azot oksit (NO_x) emisyonu atılmaktadır [6]. Bu kirleticilerin büyük bir bölümü motorlu taşıtlardan kaynaklanmaktadır.

Yukarıda özetlenen nedenlerden dolayı bilim adamları sınırlı petrol yakıtlarının yerini alabilecek ve daha az çevre kirliliği doğuracak alternatif yakıtlarla ilgili çalışmalarını yaygın bir şekilde yapmaktadırlar [2-24, 26, 28]. Bu kapsamda petrol esaslı yakıtların daha ekonomik kullanılması için Diesel motorlarında yanmanın iyileştirilmesi ile ilgili çalışmalar da sürmektedir. Söz konusu iyileştirmeler arasında püskürtücünün (injektörün) şekli ve püskürtücü sayısı, yanma odasının şekli ve turboşarj sistemleri yer almaktadır.

Diesel motorlarında kullanılabilen alternatif yakıtlar sıvı ve gaz yakıtlar şeklinde iki gruba ayrılabilir [29]. Bu yakıtların ana özellikleri aşağıda kısaca özetlenmiştir.

1.2.1. Sıvı Yakıtlar

Diesel motorlarında kullanılacak alternatif sıvı yakıtlar, taşkömüründen elde edilen yapay sıvı motor yakıtları ve alkollerden oluşmaktadırlar. Taşkömüründen sentez yolu ile metanol ve yapay petrol gibi sıvı motor yakıtları üretilmektedir [29]. Örneğin, kömürden sentetik benzin üretmek için kömür önce gazlaştırılır, ardından bu gazlardan sıvı yakıt elde edilir [24]. Bu şekilde sentez yolu ile sıvı yakıt üretmek pahalı bir yöntem olduğu için fazla tercih edilmemektedir [29].

Motorlarda sıvı yakıt olarak kullanılan etanol ve metanol gibi alkoller; doğal kaynaklardan fermantasyon yolu ile veya destrüktif damıtma yöntemi ile yapay olarak üretilen organik bileşiklerdir. Etanol (C₂H₅OH); şeker, şekere çevrilebilen selüloz ve nişasta gibi maddelerin fermantasyonu sonunda elde edilen etanol (etil alkol) en yaygın

alkol türüdür. Etanol üretimine uygun başlıca tarımsal hammaddeler; şeker kamışı, şeker pancarı, patates ve diğer tarım ürünleridir. Metanol (CH_3OH); odun veya kömür gibi fosillerin ısı altında damıtılmaları yolu ile veya CO ve H_2 'nin katalitik ortamda sentezi sonunda elde edilmektedirler. Ayrıca bazı kimyasal işlemler sonunda doğal gazdan da metanol elde edilebilmektedir [29].

Her iki tür alkol de, bazı yapısal özellikleri nedeni ile, motorlarda saf olarak kullanım açısından pek çekici değildir. Ancak bazı yararlı etkileri göz önüne alınarak petrol yakıtlarına belirli oranda karıştırılarak motorlarda kullanımları uygun görülmektedir.

Alkollerin oktan sayılarının yüksek olduğundan benzine belirli oranlarda karıştırılarak kullanıldıklarında verimin arttığı ve eksoz gazları emisyonlarının azaldığı belirlenmiştir [24, 26, 28]. Bu nedenle alkoller benzin motorları için tercih edilen alternatif yakıtlar arasında yer almaktadır. Fakat alkoller benzer şekilde Diesel yakıtına karıştırılarak kullanıldığında aşağıdaki olumsuzluklarla karşılaşmaktadır [2, 3, 20].

1. Alkollerin setan sayıları düşüktür. Oysa Diesel motorlarında yakıtın kendi kendine daha kolay tutuşabilmesi ve tutuşma gecikmesi süresinin kısa olması için yüksek setan sayılı yakıtlar (45-50) tercih edilmektedir. Alkollerin kendi kendine tutuşma özelliği düşük olduğu için tutuşma gecikmesi süresi artmaktadır. Bu durumda tutuşma gecikmesi sonucu yanmadan biriken buharlaşmış yakıt miktarı fazla olur ve söz konusu yakıtın hızlı bir şekilde yanması Diesel vuruntusuna yol açabilir.

2. Alkoller Diesel yakıtı ile homojen bir şekilde karışmamaktadır.

3. Diesel yakıtının Diesel motorlarında, özellikle püskürtme donanımında, yağlayıcı etkisinden de yararlanılmaktadır. Oysa alkollerin yağlayıcı özellikleri çok düşüktür.

4. Alkollerin ısı değerleri Diesel yakıtınınkinden daha düşüktür. Bu nedenle aynı gücü elde edebilmek için daha fazla alkol kullanmak gerekmektedir.

Bu olumsuzlukları gidermek üzere alkollerin Diesel motorlarında kullanımı ile ilgili değişik teknikler geliştirilmiştir. Bunlar arasında en yaygın olarak uygulananı alkol fumigasyonudur. Alkol fumigasyonu durumunda püskürtülen Diesel yakıtı, hava-alkol karışımı ile daha iyi karışmakta ve yanmaktadır [2]. Bunun sonucunda motorun verimi artmakta [2, 19, 22] ve özellikle eksoz gazları emisyonları önemli düzeyde azalmaktadır [2, 17, 19, 20]. Alkol fumigasyonunun yanında, literatürde biyogaz [23] ve benzin [15, 16, 18] fumigasyonu ile ilgili çalışmalar da yer almaktadır.

1.2.2. Gaz Yakıtlar

Diesel motorlarında kullanılabilen alternatif gaz yakıtlar; sıvılaştırılmış doğal gaz, sıvılaştırılmış petrol gazı ve hidrojen gibi yakıtlardan oluşmaktadır. Sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG); % 84'ten yüksek oranda metan (CH_4) içeren ve en fazla miktarda elde edilebilen yakıttır. Düşük eksoz gazları emisyonları oluşturmaktadır ve setan sayısı düşüktür. En belirgin yetersizliği ancak yüksek basınç altında veya düşük sıcaklıkta etkin olarak depolanabilmesidir. Ayrıca diğer gaz yakıtlar gibi volumetrik verimi düşürmesi ve elemansel bileşimindeki kükürtün korozyona neden olan hidrojen sülfid oluşturmada olumsuzlukları arasında yer almaktadır [24, 29]. Biyogazın da son yıllarda alternatif yakıt olarak kullanılması ile ilgili çalışmalar yapılmaktadır. Biyogaz metan esaslı yakıttır; hayvan artıkları ve bitkilerin çürümesinden elde edilmektedir ve sıvılaştırılmış doğal gazın özelliklerine benzer özellikleri vardır.

Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), esas olarak propan (C_3H_8), butan (C_4H_{10}) ve az miktarda da propillerden oluşmaktadır. Propan düşük eksoz gazı emisyonları vermektedir, yani yanma ürünleri daha az miktarda zararlı bileşikler içermektedir ve ayrıca metana göre daha kolay sıvılaştırılabilmektedir. Bu özelliği nedeni ile daha kolay sıvılaştırılarak depolanabilmektedir. Buna karşın propanın setan sayısı düşüktür. Rafinerilerde yan ürün olarak üretilmesi, yani üretiminin petrole dayalı olması, basınç altında depolanmasının gerekmesi ve setan sayısının düşük olması LPG'nin başlıca yetersizliklerindedir [29].

LPG ve LNG; setan sayılarının düşük olmaları yüzünden, Diesel motorlarında doğrudan kullanılmaya uygun değildirler. Bu nedenle söz konusu yakıtların Diesel motorlarında kullanılmalarını kolaylaştırmak amacı ile çift yakıtlı motor uygulamaları yapılmaktadır. Belirtilen uygulama; emilen hava-LPG veya hava-LNG karışımının püskürtülen Diesel yakıtı ile ateşlenmesi esasına dayanmaktadır. Burada açığa çıkan enerjinin büyük bölümü LPG veya LNG den sağlanmaktadır. Son yıllarda biyogaz ve doğal gaz ile de bu tür çalışmalar yapılmaktadır [11-14].

Hidrojen, suyun hidrolizi ile ya da kömürden üretilir. Çok yüksek alev hızına ve iyi tutuşma özelliğine sahiptir. Bu nedenlerden dolayı hidrojen motorun aşırı derecede fakir karışımlarla çalışabilmesine olanak sağlar. Hidrojen hiç karbon içermediği için yanmamış hidrokarbonlar, CO ve CO_2 oluşturmaz [24]. Hidrojenin motorlarda kullanımı açısından; üretiminin pahalı olması ve metaller üzerinde diffüzyon özelliği yüzünden depolanmasında ve kullanımında zorluklar doğurması gibi olumsuz özellikleri vardır [24, 29].

1.3. Diesel Motoru Çevrimlerinin Matematiksel Modelleri

Literatürde, Diesel motoru çevrimlerini hesaplamak için kullanılan iki temel yaklaşım yer almaktadır [1, 24, 30, 31-35]:

1. Boyutlu modeller

2. Termodinamik esaslı modeller

Termodinamik esaslı modeller bazı araştırmacılar tarafından *fenomen modeller* olarak da adlandırılmaktadır [1, 22, 34].

1.3.1. Boyutlu Modeller

Bu modeller, akış denklemlerinin çözümüne dayalı olarak akış alanına ilişkin ayrıntılı geometrik bilgiler vermektedirler. Söz konusu modellerinin temel denklemleri; kütle, momentum, enerji ve kimyasal maddelerin bir, iki ve üç boyutlu korunum denklemlerinden oluşmaktadır. Korunum denklemleri üzerinde zaman ve uzaysal boyutlar etkili olduğu için bu denklemler kısmi diferansiyel denklemlerdir [24, 30, 33].

Sürekli bir ortam olan yanma odasında, çeşitli ayrık noktalarda söz konusu denklemlerin sayısal olarak bilgisayar ortamında sonlu farklar yöntemine göre çözülebilmesi için; bu ortamın hücre adı verilen sonlu sayıda elemana bölünmesi gerekmektedir. Bu hücrelerin oluşturduğu yapıya ağ adı verilmektedir. Korunum denklemlerinin ağ boyunca her bir hücre için integrasyonu sonucu cebirsel bir denklem takımı elde edilmektedir. Bu işlem ayrıklaştırma olarak adlandırılmaktadır [31, 33]. Söz konusu cebirsel denklem takımı her bir hücre için herhangi bir sayısal yöntem ile çözülebilir.

Literatürde değişik tür boyutlu çalışmalar bulunmaktadır [36-39]. Amsden ve arkadaşları tarafından geliştirilmiş olan KIVA-II kodu (bilgisayar programı) boyutlu model uygulamaları için yaygın olarak kullanılmaktadır. Söz konusu bilgisayar kodu; karmaşık geometrilere sahip demet dinamiğinden yararlanarak hava akışını, buharlaşma fazını, yakıt ile havanın karışımını, yanmayı ve eksoz gazlarının yapısını hesaplayabilmektedir. KIVA-II; Diesel yanmasını ve silindir içerisindeki gazların akışını kontrol eden demeti çok küçük hesap adımlarına ve hücrelere bölmeye zor olması nedenleri ile çok uzun hesaplama süresi gerektirmektedir. Bu nedenle KIVA-II kodunda, demet hesabını daha doğru yapabilmek için, alt modeller kullanılmaktadır. Bu alt modeller; atomizasyon, damlacıklar ile ilgili

ayrıntılı hesap, damlacıkların buharlaşması ve demet-duvar etkileşimlerini içermektedir. Bununla birlikte bu alt modellerde birçok ampirik bağıntılar kullanılmaktadır. Bundan dolayı söz konusu modelin uygulanmasında gerekli ampirik verileri belirleyebilmek ve sonuçların doğruluğunu kontrol etmek için; gelişmiş düzeydeki deney sistemlerinden elde edilen sonuçlar gerekmektedir [30, 38].

Silindir içi süreçler çok küçük uzunluk ve zaman ölçeklerine sahip türbülanslı bir yapıdadır. Türbülansın etkilerini kısmi diferansiyel denklem takımında göz önüne alıp çözmek için bu ölçeklerden daha küçük hücrelere sahip bir ağız ve zaman adımının kullanılması gerekmektedir. Ancak günümüzdeki bilgisayar teknolojisi ile böyle bir çözüm olanaksızdır. Bu nedenle küçük ölçekli türbülans hareketlerinin modellenmesi gerekmektedir [33]. Ancak burada da motorlardaki akış modellemelerinde gerçek akış değişkenlerine tam olarak uymayan bir kaç varsayım (örneğin sıkıştırılamazlık varsayımı) yapılması zorunludur [24].

Boyutlu modellerde, oluşturulan denklem takımlarının çözümü için böyle basitleştirmeler yapılırsa bile yine de oldukça fazla zorluklarla karşılaşılacağı açıktır [24]. Ayrıca söz konusu modelleri kullanarak tüm motor çevrimini modellemek ve çözmek çok zordur ve çok uzun hesaplama süresi gerektirmektedir. Bu nedenle, söz konusu modeller tüm motor çevrimini modellemek ve motor performans parametrelerini belirlemek için pek kullanılmamaktadır [24, 30, 31].

Skolastik modeller de boyutlu modeller içerisinde yer almaktadır [31]. Çünkü söz konusu modeller sıvı damlacıklarındaki gaz fazının türbülans etkisini incelemektedir. Bu etkiler damlacık çapına, enerji içeren girdaplardaki uzunluk skalasına ve türbülanslı girdaptaki damlacık sayısına bağlıdır. Bununla birlikte damlacıkların türbülans üzerindeki etkisi büyük ölçüde göz ardı edilmektedir [31]. Kuo ve arkadaşları [39] tarafından direkt püskürtmeli (DP) motorları için geliştirilen iki boyutlu skolastik demet modeli söz konusu modelleme çalışmasına örnek olarak verilebilir. Bu model buharlaşmış bir sıvı demetinin akış dinamiği eşitliklerini çözen bir bilgisayar kodundan oluşmaktadır.

1.3.2. Termodinamik Esaslı Modeller

Termodinamik esaslı modeller, motor silindirindeki ve manifoldlardaki yakıt, hava ve artık gaz karışımından oluşan açık bir sisteme Termodinamiğin Birinci Kanununun uygulanması esasına dayanmaktadır. Bu modellerde; tek bağımsız değişken zaman veya

krank mili açısı olduğundan sıfır boyutlu modeller diye de adlandırılmaktadırlar. Bağımsız değişken sadece zaman olduğu için bu tür matematiksel modellerde oluşturulan 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 kullanılarak çözülmektedir [24].

Termodinamik esaslı modeller; araştırmacılar tarafından yanma işleminin modellenmesinde yapılan varsayımlara göre değişik şekillerde sınıflandırmaktadır. Ramos [31] termodinamik esaslı modelleri; bir bölgeli ve çok bölgeli modeller olarak ikiye ayırmaktadır. Çok bölgeli modelleri de kendi arasında iki bölgeli ve çok bölgeli modeller şeklinde iki grupta incelemektedir. Ottikkutti [22] ise bu modelleri, yanma işleminin modellenmesinde kullanılan bölge sayısına göre tek bölgeli, iki bölgeli, üç bölgeli ve çok bölgeli modeller şeklinde gruplandırmaktadır. Primus [32] ve Li [35] termodinamik esaslı modelleri sıfır boyutlu (tek bölgeli) modeller ve sanki boyutlu (çok bölgeli) modeller şeklinde ikiye ayırmaktadır. Sunulan çalışmalarda termodinamik esaslı modeller tek bölgeli ve çok bölgeli modeller olarak iki grupta incelenecektir. Çok bölgeli modellerde yanan yakıtın kütlesi, yanma sırasındaki fiziksel büyüklüklere, motor geometrisine ve çalışma koşullarına bağlı olarak hesaplandığı için *sanki boyutlu modeller* olarak da adlandırılmaktadırlar [32, 35, 41].

1.3.2.1. Tek Bölgeli Modeller

Tek bölgeli çevrim modelleri, yanma işleminin en basit şekilde hesaplandığı modellerdir [24]. Söz konusu modellerde; silindir içerisindeki gaz karışımının durumu, özelliklerinin ortalama değerleri ile gösterilmekte; püskürtülen yakıtın silindir içerisindeki gaz karışımı ile anlık olarak karıştığı ve yandığı varsayılmakta; yanma odası içerisindeki karışımın basıncının, sıcaklığının ve bileşiminin üniform olduğu varsayılmakta; ısı oluşum oranını belirlemek için bir veya daha fazla sayıda ampirik bağıntı kullanılmakta, sıvı damlacıklarının buharlaşması, demetin ilerlemesi, havanın demet içerisine çekilmesi ve yanma odasının geometrisi gibi etkiler göz önüne alınmamaktadır [24, 30-32, 40, 41].

Tek bölgeli modeller, deneysel olarak ölçülmüş basınç değerlerinden yararlanarak ısı oluşum analizi yapmak için kullanılabilir. Ayrıca ısı oluşum oranı veya yakıtın yanma oranı Wiebe fonksiyonu gibi ampirik bağıntılardan belirlenebiliyorsa, söz konusu modeller uygulanarak silindir içerisindeki gaz karışımının basınç ve sıcaklığı hesaplanabilir [24, 30,

31, 40]. Literatürde tek bölgeli çalışmalar yaygın olarak yapılmıştır [42-46]. Burada yalnızca örnek olması açısından Durgun [42], Lyn [22, 30, 43] ve Ferguson [44] tarafından yapılan çalışmalar kısaca tanıtılacaktır.

Durgun [42] deneylerden elde edilmiş bir çok ampirik bağıntıdan yararlanarak hem benzin hem de Diesel motorları için ayrı ayrı düzenlenmiş bir bölgeli pratik bir model geliştirmiştir. Bu modelde yanma işlemi, ısı kayıpları yaklaşık olarak dikkate alınarak Termodinamiğin Birinci Kanununun (enerjinin korunumunun) düzenlenmesiyle hesaplanmaktadır.

DP Diesel motorları için Lyn tarafından geliştirilen tek bölgeli modelde, yakıt püskürtme (enjeksiyon) diyagramı çok sayıda küçük adıma bölünerek yanma oranı veya ısı oluşum oranı ile enjeksiyon oranı arasında ampirik bir bağıntı geliştirilmiştir. Lyn bu çalışma sonunda Diesel motorlarında yanma oranına; püskürtme oranının, motor hızının ve yanma odası şeklinin etki ettiğini belirlemiştir. Söz konusu model; maksimum basıncı, basınç artma oranını ve termik verimi yeterli doğrulukta hesaplayabilmektedir. Yalnız bu teknikte motorun püskürtme diyagramına gerek duyulmaktadır [30, 43, 55].

Ferguson [44] püskürtülen yakıt miktarını, asimptotik formdaki Gamma fonksiyonu ile belirleyerek ve silindir dolgusuna Termodinamiğin Birinci Kanununu uygulayarak tek bölgeli bir yanma modeli geliştirmiştir. Söz konusu model kullanılarak her bir krank açısında, silindir içerisindeki gazların termodinamik özellikleri, basıncı, sıcaklığı, ısı alışverişi ve iş değerleri hesaplanabilmektedir.

Sıfır boyutlu tek bölgeli modeller kullanılarak, motor çevrimi, motor performans parametreleri ve eksoz gazları emisyonları yaklaşık olarak hesaplanabilmektedir. Söz konusu modeller çok basit şekilde ve kısa sürede uygulanabilmektedirler. Bu modellerde kullanılan ampirik bağıntılardaki katsayılar uygun şekilde seçildiklerinde motor çevrimi ve motor performans parametreleri gerçeğe yakın şekilde hesaplanabilmektedir [30, 31, 41].

1.3.2.2. Çok Bölgeli Modeller

Tek bölgeli modellerde silindir içerisindeki gaz karışımının homojen olduğu varsayılmaktadır. Fakat gerçekte Diesel motorlarında püskürtülen yakıt miktarı farklı çaptaki damlacıklar şeklinde dağılmaktadır ve yanma odası içerisinde yakıtça zengin ve fakir bölgeler oluşmaktadır. Yanma odasındaki gaz karışımının heterojen bir yapıda olması gaz karışımının bileşimini, sıcaklığını ve yanma oranını etkilemektedir. Bu nedenle DP

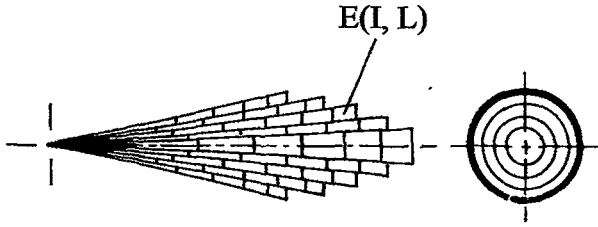
Diesel motorlarının yanma işleminin daha doğru olarak hesaplanması için çeşitli çok bölgeli modeller geliştirilmiştir. Bu modellerde demetin ilerlemesini belirlemek için değişik teorik ve ampirik bağıntılar kullanılmaktadır ve yanma odasındaki karışım yanmış ve yanmamış karışım şeklinde bölgelere ayrılmaktadır [30, 32]. Çok bölgeli modellerin en basit şeklini iki bölgeli modeller oluşturmaktadır.

İki bölgeli modellerde, püskürtülen yakıtın yanmış bölgeyi, bu yakıtın çevresindeki havanın da yanmamış bölgeyi oluşturduğu varsayılmaktadır. Söz konusu modellerde, yanmış bölgeyi oluşturan yakıt jetinin üniform yapıda olduğu ve yanmış ve yanmamış gazların sıcaklıklarının ve bileşimlerinin kendi içinde, basıncın ise tüm yanma odası boyunca üniform olduğu varsayılmaktadır. Bu varsayımların ışığı altında, enerji denklemi ve diğer temel bağıntılar kullanılarak bazı düzenlemeler sonunda yanmış karışımın sıcaklığının, hacminin, yanmamış karışımın sıcaklığının, hacminin ve basıncın krank açısına göre değişimlerini belirlemekte kullanılan adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmektedir. Bu modellerde yanma ürünlerinin bileşimi ve diğer termodinamik özellikler kimyasal denge kanunlarından yararlanarak belirlenmektedir [31].

Literatürde değişik iki bölgeli modeller geliştirilmiştir [31, 47]. Fakat söz konusu modeller çok yaygın olarak kullanılmamaktadır. Çünkü iki bölgeli modellerde demetin ilerlemesinin ve havanın demet içerisine çekilme oranının göz önüne alınmasına karşın, yanmış bölge içerisindeki bileşimin üniform olması varsayımı gerçekçi değildir.

İki bölgeli model çalışmalarındaki olumsuzlukları gidermek ve yanma olayını daha ayrıntılı ve gerçekçi biçimde inceleyebilmek için Şekil 1'de görüldüğü gibi püskürtülen yakıt demetinin çok sayıda elemana ayrıldığı çok bölgeli modeller geliştirilmiştir. Bu modellerde; her bir elemandaki yanma işlemi, yakıt jeti ile çevresindeki havanın karıştığı ve daha sonra yandığı bir işlem şeklinde alınarak incelenmektedir. Burada her bir elemanın yanmış ve yanmamış bölge sıcaklıkları gibi iki sıcaklığa sahip homojen bir yapıda olduğu varsayılmaktadır. Yanmamış karışımın düşük sıcaklıktaki havadan, yanmış karışımın ise yüksek sıcaklıktaki yanmamış karışımdan ve yanma ürünlerinden oluştuğu düşünülmektedir. Çok bölgeli modellerde, her bir bölge ile çevresi arasında karışmanın olduğu fakat bölgeler arasında karışmanın olmadığı varsayılmaktadır. Bu modellerde, her bir elemana enerji eşitliği ve diğer temel denklemler uygulanarak basınç, sıcaklık, ısı, iş ve entalpi kayıpları için adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmektedir. Söz konusu modellerde demetin ilerlemesi, demetin içerisine havanın çekilmesi, atomizasyon, damlacıkların buharlaşması gibi olaylar uygun varsayımlarla göz önüne alınmaktadır. Bu

nedenle yanan yakıt miktarı veya açığa çıkan ısı miktarı daha doğru biçimde hesaplanabilmektedir. Çok bölgeli modellerde yanma ürünleri ve termodinamik özellikleri kimyasal denge kanunlarından belirlenmektedir. Bazı modellerde azot oksitler Zeldovich mekanizmasından yararlanarak hesaplanmaktadır [30, 32, 48]. Literatürde Diesel motorları için değişik bilim adamları tarafından geliştirilmiş değişik tür çok bölgeli modeller [1, 22, 34, 35, 49, 51-53, 58] yer almaktadır. Söz konusu modellerin en yaygın olarak kullanılanlarından aşağıda kısaca söz edilecektir.



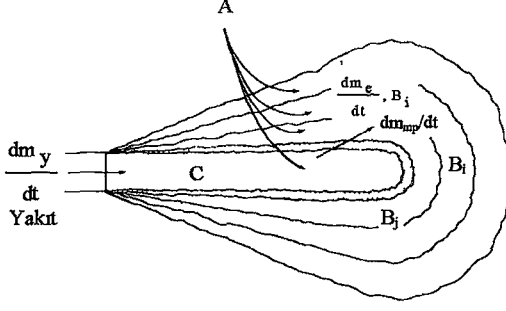
Şekil 1. Çok bölgeli yanma modelinin şematik gösterimi [48, 49].

Hiroyasu ve arkadaşları [48, 49], püskürtülen yakıt demetini çok sayıda küçük bölgeye ayırarak yakıt-hava karışımı ve yanma işlemi için ayrıntılı bir model geliştirilmiştir. Bu model, ısı oluşumu ve emisyon oluşumu modellerinin birleşimini kapsamaktadır. Isı oluşum modelinde püskürtülen yakıtın kütlesi, silindir dolgusunun basınç ve sıcaklığı hesaplanmaktadır. Emisyon oluşumu modelinde ise eksozda bulunan azot oksitlerin, is ve diğer eksik yanma ürünlerinin oranları belirlenebilmektedir. Bu modelde yanmanın stokiometrik olduğu düşünülmektedir ve demetin hareketi deneysel verilerden elde edilmiş ampirik bağıntılardan hesaplanmaktadır. Hiroyasu [48, 59, 64], silindir içerisinde girdaplı ve girdapsız yanma durumlarında demetin ilerlemesini belirleyen ampirik bağıntılar da geliştirmiştir. Kuo [31], Hiroyasu'nun geliştirdiği modelin Diesel motorları için kullanılması durumunda ortalama indike basıncı ve indike verimi % 5'lik bir hata oranında, basınç-zaman değişimini veya ısı yayının oranını ise % (5-15)'lik hata oranı aralığında hesapladığını belirtmektedir. Öte yandan bu modelin azot oksit miktarı ve is tahmininin gerçeğe yakın olmadığını ve bunun nedeninin demetin duvara değmesinden sonraki olaylar için modelin yetersizliğinden kaynaklandığını belirtmektedir. Bununla birlikte söz konusu modelde, püskürtülen yakıt demetinin sıvı fazda olduğu varsayılmaktadır. Burada ayrıca püskürtülen yakıt demetinin damlacıklara ayrılması (atomizasyonu), damlacıkların buharlaşması ve buharlaşan damlacıkların hava ile

karışması ve tutuşma gecikmesi gibi olaylar göz önüne alınmakta ve bunlar için değişik alt modeller kullanılmaktadır [30, 31, 48, 49].

Bazari [1] tarafından geliştirilen modelde, her bir hesap adımında püskürtülen yakıt miktarının ard arda demet dilimlerini oluşturduğu düşünülmektedir. Püskürtme boyunca demet dilimlerinin oluşumu sürmektedir. Ayrıca püskürtülen yakıt miktarının demet açısı boyunca dağıldığı varsayılmaktadır. Her bir dilimdeki yakıt miktarı; yakıt ve silindir basıncı ve püskürtme memesi özelliklerinden hesaplanmaktadır. Oluşturulan demet dilimlerinin atomizasyonun başlangıcına kadar bir sıvı kolonu şeklinde ilerlediği düşünülmektedir. Atomizasyon başladığı anda demet dilimleri belirli sayıdaki bölgelere ayrılmaktadır. Bu modelde her bir dilimdeki yakıt miktarının farklı olmasına karşın her bir dilimi oluşturan alt bölgelerdeki yakıt miktarının eşit dağıldığı varsayılmaktadır. Bu modelde her bir bölgeye çekilen hava miktarı, damlacıkların buharlaşması, hava girdapları, tutuşma gecikmesi gibi olaylar alt programlarla göz önüne alınmaktadır. Ayrıca bu modelde eksozda bulunan yanma ürünlerinin oranları daha ayrıntılı biçimde hesaplanmaktadır.

Shahed ve arkadaşlarının [51, 52] geliştirdiği model, püskürtülen yakıt demetinin tamamen buhardan oluştuğunun varsayıldığı yarı ampirik jet-karışım hesabına dayanmaktadır. Burada buharın sürekli olduğu varsayılmakta ve bu buhar jeti Şekil 2'de görüldüğü gibi $(n+2)$ bölgeye ayrılmaktadır. Burada, A hava bölgesini, C yakıtça zengin bölgeyi ve B_i 'ler yanmaya hazır olan bölgeleri göstermektedir. Söz konusu modelde demet eksenini boyunca yakıt konsantrasyonunun hiperbolik dağılıma, buna karşın radyal yöndeki yakıt konsantrasyonu dağılımının normal dağılıma uyduğu düşünülmektedir. Her bir bölge için enerji eşitliği ve kimyasal denge bağıntıları uygulanarak, basınçlar ve sıcaklıklar için adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmektedir. Bu modeller kullanılarak DP Diesel motoru çevrimleri, motor performans parametreleri ve eksoz gazları emisyonları kolay bir şekilde hesaplanabilmektedir. Bu modelde NO_x 'ler Zeldovich mekanizması kullanılarak hesaplanmaktadır. Literatürde Shahed'in modeli kullanılarak DP Diesel motorlarında NO_x 'leri gerçeğe çok yakın bir biçimde hesaplandığı belirtilmektedir. Söz konusu modelde ampirik veriler uygun bir biçimde seçildiğinde motor çevrimi, motor performans parametreleri geniş bir dizayn ve çalışma aralığında gerçeğe uygun bir şekilde hesaplanabilmektedir [30]. Yalnız bu modelde püskürtülen yakıt demetinin damlacıklara parçalanması ve damlacıkların buharlaşması ile ilgili değerlendirmeler yer almamaktadır [30, 31].



Şekil 2. Hava çekilmesi ve yanma bölgelerinin ardışık değerlendirilmesinin şematik gösterimi [30, 31, 51, 52].

Çok bölgeli modellerin bazılarında püskürtülen yakıt demetinin tamamen bir buhar jetinden oluştuğu varsayılmaktadır [22, 51-54]. Bu tür modellerde demetin damlacıklara parçalanması ve damlacıkların buharlaşması olayları göz ardı edilmektedir. Bununla birlikte; literatürde, birçok çalışmada gaz jeti yaklaşımının gerçek motorlara uygun olduğu gösterilmiştir. Chigier'in [22, 54] demetin yanmasını incelediği deneysel çalışması sonunda tek damlacık civarında alevin olmadığını ve yüksek sıcaklık ve basınçta meydana gelen Diesel yanmasında demetteki yakıt damlacıklarının meme ucundan 10 mm sonra tamamen buharlaştığını ileri sürmüştür. Packer ve arkadaşları [54] damlacıkların meme çıkışına çok yakın bir yerde görüldüğünü ve söz konusu damlacıkların boyutları küçük olduğu için (genellikle 20 mikronun altında) memeden çok kısa bir uzaklıktan sonra buharlaştıklarını deneysel olarak göstermişlerdir [54]. Yani yakıt damlacıklarının buharlaşmasının püskürtme işleminin ilk aşamalarında bütünüyle tamamlandığını belirlemişlerdir. Ayrıca Kuo ve arkadaşları [39] yaptıkları iki boyutlu skolastik demet modellemesi çalışması sonunda; normal DP Diesel motorlarında yanma başlangıcında püskürtülen yakıtın % (70-95)'inin buharlaşmış olduğunu ve 1 ms geçtikten sonra yakıtın % 90 buharlaşmış duruma geldiğini belirlemişlerdir. Bu nedenlerle yakıt demetinin bir gaz jeti gibi göz önüne alınmasının uygun bir yaklaşım olduğu düşünülebilir ve sunulan çalışmada da püskürtülen yakıt demeti bir gaz jeti olarak göz önüne alınmıştır.

Çok bölgeli modeller emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve eksoz işlemlerinden oluşan tüm motor çevrimini, motor çevrim parametrelerini ve eksoz gazları emisyonlarını belirlemek ve içten yanmalı motorlarda kullanılacak alternatif yakıtların motor performansına ve eksoz gazlarına etkilerini belirlemek amacı ile etkin bir şekilde

kullanılmaktadırlar. Söz konusu modeller; hesaplama sürelerinin kısa olmaları ve daha az bilgisayar kapasitesi gerektirmeleri nedeniyle çevrim modellemesi çalışmalarında tercih edilmektedirler [24, 30-34].

Diesel motorlarında yanma işlemi süresince çok karmaşık olaylar meydana gelmektedir. Çok bölgeli modellerde, söz konusu olayları daha doğru hesaplayabilmek için alt modeller kullanılmaktadır. Bu alt modeller; yakıtın püskürtülmesi, püskürtülen demetin geometrisi, havanın demet içerisine çekilmesi, atomizasyon, damlacıkların buharlaşması, yakıt-hava karışımının hazırlanması, tutuşma gecikmesi, yanmış kütle miktarının belirlenmesi ve eksoz gazları emisyonları gibi olayların veya büyüklüklerin modellenmesinden oluşmaktadır. Aşağıda söz konusu alt modellerle ilgili tanımlamalar ve temel varsayımlar verilecektir. Sunulacak çalışmada da benzeri alt modeller kullanılacağından, konu ile ilgili ayrıntılı bilgiler ve formülasyonlar teorik çalışma bölümünde anlatılacaktır. Ayrıca püskürtülen demet bir buhar jeti olarak alınacağından atomizasyon ve damlacıkların buharlaşması ile ilgili alt modellerden söz edilmeyecektir.

1.4. Termodinamik Çevrim Modelinde Kullanılan Alt Modeller

1.4.1. Demet Geometrisi

Sıkıştırılmış hava içerisinde; püskürtülen sıvı yakıtın ilerlemesi, meme çıkışında genellikle koni biçiminde bir demet şeklinde gelişmektedir [30, 57]. Şekil 3'te görüldüğü gibi söz konusu demeti karakterize eden en önemli parametreler; demetin kopma uzunluğu, damlacık boyutu dağılımı, demetin yanma odasına girme derinliği (demet boyu, nüfuz derinliği) ve demet açısıdır [38, 48, 59]. Yalnız demetin bir buhar jeti olarak alınması durumunda; demetin damlacıklara parçalanması ve damlacıkların buharlaşması ile ilgili olaylar göz ardı edildiğinden söz konusu demeti karakterize eden parametreler arasında kopma uzunluğu ve damlacık boyutu dağılımı yer almamaktadır [22, 55, 60]. Demet karakteristiklerinin anlaşılması ve modellenmesi, daha iyi Diesel motoru dizaynı, motor performansının geliştirilmesi ve eksoz gazları emisyonlarının azaltılması için önemlidir. Çünkü Diesel motorlarında yanma işleminin büyük ölçüde yanma odasına püskürtülen demet tarafından kontrol edildiği bilinmektedir [18, 55, 59, 60]. Bu nedenle literatürde demet karakteristikleri ile ilgili deneysel ve teorik çalışmalar yaygın biçimde yer almaktadır [59-77].

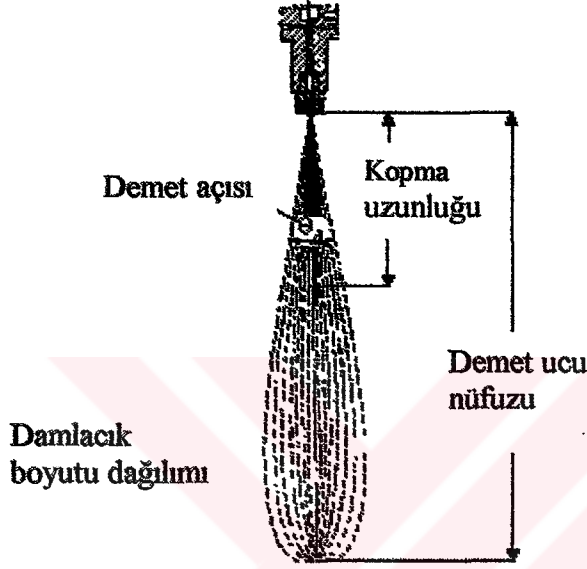
Sıvı yakıt demeti püskürtme işleminin ardından *kopma uzunluğu* adı verilen bir uzunluktan sonra damlacıklara parçalanmaktadır ve kopma uzunluğuna ulaşana kadar geçen süre yaklaşık olarak tutuşma gecikmesine eşit olmaktadır. Bu uzunluk, püskürtme basıncının 20 MPa olduğu durumda yaklaşık olarak 10-30 mm arasında değişmektedir. DP küçük taşıt Diesel motorlarında, kopma uzunluğu; ile memenin yanma odası duvarlarına olan uzaklığı yaklaşık olarak eşit olmaktadır. Bu nedenle DP küçük Diesel motorlarında kopma uzunluğu; atomizasyon işlemi ve yakıt-hava karışımının oluşmasında önemli bir parametredir [30, 48] ve söz konusu uzunlukla ilgili çalışmalar literatürde yaygın olarak yapılmıştır [48, 59-64].

Demetteki damlacıkların boyutu genellikle Sauter ortalama çapı ($D_{SOÇ}$) ile belirlenmektedir. $D_{SOÇ}$, tüm demet boyunca aynı yüzey/hacim oranına sahip damlacıkların çapı şeklinde tanımlanmaktadır [30, 66]. $D_{SOÇ}$ 'nın hesabı için değişik ampirik bağıntılar önerilmiştir, fakat bunlar içerisinde Hiroyasu ve Katoda'nın [66, 67] ve El-Kotb'ın [27] geliştirdiği ampirik bağıntılar yaygın olarak kullanılmaktadır [1, 35, 55].

Demetin yanma odasına girme derinliğini gösteren demet yolu ve demetin yanma odasına girme hızı, havanın demete çekilme oranını ve yakıt-hava karışım oranını önemli ölçüde etkilemektedir. Yanma odasına aşırı nüfuz olduğunda, demet kısa sürede soğuk yanma odası duvarlarına çarpmaktadır. Bu durumda yanabilecek sınırlar içerisindeki yakıt ile havanın karışım oranı azaldığı için eksoz gazları içerisindeki yarı yanmış ve yanmamış maddelerin miktarları artmaktadır. Yeterli nüfuzun sağlanamadığı durumda ise; havanın demete çekilme oranı çok düşük olduğundan havadan yeterince yararlanılamaz. Böylece homojen yakıt hava dağılımı elde edilemez ve yanma bozulur. Bu kısa açıklamalardan, demet boyunun doğru olarak belirlenmesinin önemi açıkça anlaşılmaktadır.

Literatürde demet yolunu belirlemek için değişik bağıntılar önerilmektedir [48]. Fakat Dent [70] ve Hiroyasu [64] tarafından geliştirilen bağıntılar çok yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Dent [70], türbülanslı gaz jeti teorisinden ve deneysel verilerden yararlanarak ampirik bir bağıntı geliştirmiştir. Söz konusu bağıntı, demet yolunun püskürtmenin başlangıcından sonra, geçen zamanın karekökü ile orantılı olarak arttığını varsaymakta, yaklaşık tutuşma gecikmesine karşı gelen sürede demet yolunu belirleyememekte, demeti bir buhar jeti olarak kabul etmekte ve hava girdabının etkisini göz önüne alamamaktadır [22, 30, 48, 55]. Hay ve Jones [59] demet yolu için 20 tane bağıntıyı incelemişler ve yüksek yanma odası basınçları dışında Dent tarafından geliştirilen bağıntının kullanılmasının uygun olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca Heywood [30] söz

konusu bağıntısının meme boyunun çapa oranının 2 ile 4 arasında ve yanma odası basıncının 100 atmosferden küçük olduğu durumlarda demet yolunu doğru olarak hesapladığını, fakat tutuşma gecikmesi süresince ise demet boyunu hesaplayamadığını belirtmektedir. Bu nedenle, söz konusu bağıntı çok bölgeli model çalışmalarında demet yolunu belirlemek için yaygın biçimde kullanılmaktadır [1, 22, 34, 54, 55].



Şekil 3. Demeti karakterize eden önemli parametreler [48, 59].

Hiroyasu ve arkadaşları [64] sıvı demetin (buharlaşmamış demetin) yolunu belirleyebilmek için yüksek basınçlı bombalarda ayrıntılı deneysel çalışmalar yapmışlardır [64]. Yapılan deneysel çalışmalar sonunda demet yolunun püskürtmenin başlangıcında zamanla orantılı, daha sonra (demet damlacıklara parçalandıktan sonra) ise zamanın karekökü ile orantılı olarak arttığını belirlemişlerdir. Bu sonuçtan yararlanarak Hiroyasu ve arkadaşları [64] demetin parçalanmadan önceki ve sonraki yollarını hesaplayabilmek için iki ayrı bağıntı geliştirmişlerdir. Parçalanmadan önce demet yolunun hesaplandığı bağıntıda püskürtme basıncı, parçalandıktan sonra demet yolunun hesaplandığı bağıntıda ise ortam yoğunluğu en önemli parametrelerdir. Söz konusu bağıntılarda hava girdabının etkisi göz önüne alınmamaktadır. Püskürtmenin başlangıcında Dent'in [70] geliştirdiği bağıntının demet yolunu belirlemek için yeterli olmamasına karşın; Hiroyasu'nun [64] demetin parçalanmadan önceki durum için geliştirdiği bağıntıdan demet yolu hesaplanabilmektedir. Ottikkutti [55] yaptığı deneysel ve teorik çalışmalarda,

Hiroyasu'nun demetin parçalandıktan sonraki durum için geliştirdiği bağıntının orta hızlı motorlarda (1500-2100 dev/dak) demetin ilerlemesini % (15-30) oranlarında daha büyük değerlerde hesaplandığını belirlenmiştir. Bununla birlikte söz konusu bağıntılar literatürde modelleme çalışmalarında yaygın olarak kullanılmaktadır [1, 35, 49, 50, 57].

Demet açısını belirlemek için değişik araştırmacılar tarafından birçok ampirik bağıntı geliştirilmiştir [30, 48, 71, 72]. Fakat Reitz ve Bracco [30, 48] tarafından geliştirilen ampirik bağıntı ve Wakuri ve arkadaşları [71] tarafından önerilen demet açısının yoğunlukla değişimi gösteren eğri yaygın biçimde kullanılmaktadır [1, 22, 30, 35, 55]. Söz konusu bağıntıda ve eğride, gaz ve sıvı yoğunluğu oranının ve meme geometrisinin demet açısı üzerinde etkili en önemli parametreler olduğu belirtilmektedir [30, 48, 59, 71]. Wakuri'nin eğrisinden yararlanarak demet açısı değerleri, yakıtın yoğunluğunun havanın yoğunluğuna oranının 200'den düşük olduğu durumda gerçeğe çok yakın olarak hesaplanabilmekte, yoğunluk oranı 200'ün üzerinde olduğunda ise gerçekten çok farklı hatalı sonuçlar bulunmaktadır [55].

Dent [70] ve Hiroyasu [64] tarafından demet yolu ve demet açısı için önerilen bağıntılar ve Wakuri [71] tarafından geliştirilen eğri hava girdabının olmadığı durum için geçerlidir. Hiroyasu ve arkadaşları [64] ve Heywood [30], hava girdabının olduğu durumda demet yolunun küçüldüğünü bununla birlikte demet açısının büyüdüğünü belirtmektedirler. Bu nedenle hava girdabının olduğu durumda; demet yolu ve açısı hesaplanırken Hiroyasu ve arkadaşları [64] tarafından geliştirilmiş girdap faktörleri kullanılmalıdır.

Sunulan çalışmada, demet bir buhar jeti olarak alındığı için kopma uzunluğu ve damlacıkların buharlaşması ile ilgili hesaplamalar yapılmamıştır. Demet yolunu belirlemek için Dent'in [70] bağıntısı, demet açısını belirlemek için Wakuri ve arkadaşlarının geliştirdiği eğri [71] ve Heywood [30] tarafından önerilen ampirik bağıntı, damlacık çapını belirlemek için de Hiroyasu [66, 67] ve El-Kotb'ın [27] geliştirdiği ampirik bağıntı ve girdaplı uygulamalarda ise Hiroyasu [64] tarafından geliştirilen girdap faktörleri kullanılmıştır.

1.4.2. Yakıt-Hava Karışımı

Yanma odasına püskürtülen demet meme çıkışında farklı çaptaki küçük damlacıklara parçalanmaktadır. Söz konusu damlacıklar hava ile karışmadan ve yanmadan önce buharlaşmaktadır [30]. Normal Diesel motorlarında yanma başlangıcında püskürtülen

yakıtın yaklaşık % 90'ı buharlaşmış durumda bulunmaktadır. Bununla birlikte orta hızlı motorlarda buharlaşan yakıtın % (10-35)'i yanabilecek sınırlarda hava ile karışmaktadır. Bu nedenle Diesel yanması, yakıtın buharlaşmasından daha çok yakıt ile havanın yanabilecek sınırlarda karışması ile kontrol edilmektedir [30, 39]. Yani Diesel yanması karışım kontrollü bir yanmadır [1, 22, 30-32, 35, 48, 78-80]. Yakıt hava karışım oranı demete çekilen hava miktarı ile belirlenmektedir. Bu nedenle modelleme çalışmalarında havanın demet içerisine çekilmesi olayını modellemek önemlidir.

Demete çekilen hava miktarının hesaplanması için literatürde farklı yaklaşımlar kullanılmaktadır. Dent ve arkadaşları [34], Gupta ve arkadaşları [56] ve Salem ve arkadaşları [57] geliştirdikleri çok bölgeli modelleme çalışmalarında havanın demete çekilme oranının, silindir içerisindeki türbülans kinetik enerjisi yutulma oranı tarafından kontrol edildiği varsayımından yararlanarak belirlenmektedir. Shahed [51, 52] ve arkadaşları tarafından geliştirilen modelde, havanın çekilme miktarı; Abramovich'in türbülanslı jet teorisi yaklaşımına dayanarak hesaplanmaktadır. Bazari [1] söz konusu oranı momentumun korunumundan belirlemektedir. Püskürtülen yakıtın momentumunun bölgelerin hareketi boyunca korunduğu varsayılmaktadır. Li [35] demete çekilen hava miktarını Hiroyasu tarafından geliştirilen ampirik bağıntıdan hesaplamıştır. Söz konusu bağıntı, meme çıkışında demetin momentumunun, demetin herhangi bir andaki momentumuna eşit olması varsayımından türetilmiştir ve demete çekilen havanın kütlesi, yakıtın kütlesi ve demetin yanma odasına girme hızından yararlanarak hesaplanmaktadır. Jipkea ve arkadaşları [54] ise demete çekilen hava miktarını, demet ile hava arasındaki momentum değişiminden yararlanarak belirlemişlerdir. Sunulan çalışmada da havanın çekilme oranı Shahed tarafından Abramovich'in türbülanslı jet teorisi yaklaşımına dayanarak geliştirdiği ifadeler kullanılarak hesaplanmaktadır.

Yakıt jetinin momentumu yalnız başına yakıtın dağılmasını ve yakıt ile havanın homojen bir şekilde karışımını sağlayamamaktadır. Bu sorunu gidermek amacı ile son yıllarda araştırmacılar Diesel motorlarında değişik çalışmalar yapmaktadırlar. Yanma odasındaki hava hareketine girdap kazandırmak, iki veya daha fazla enjektör kullanmak ve daha yüksek püskürtme basınçları seçmek bu çalışmalar arasında yer almaktadır [30].

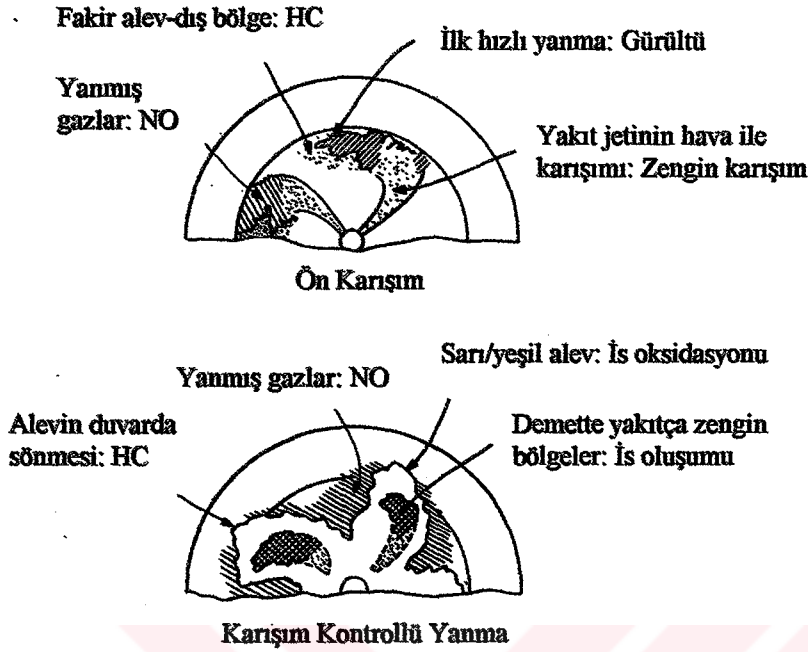
1.4.3. Tutuşma Gecikmesi

Diesel motorlarında *tutuşma gecikmesi*, püskürtmenin başlangıcı ile yanmanın başlangıcı arasında geçen zaman olarak tanımlanmaktadır [30]. Tutuşma gecikmesi süresi yanma işlemi, mekanik gerilmeler, motor gürültüsü ve eksoz gazı emisyonları üzerinde etkili bir büyüklüktür [30, 48]. Tutuşma gecikmesi süresi birbirini izleyen fiziksel ve kimyasal tutuşma gecikmelerinden oluşmaktadır. Fiziksel tutuşma gecikmesi, püskürtmenin başlangıcı ile ilk alev reaksiyonlarının başladığı zaman arasındaki süre olarak tanımlanmaktadır. Bu süre içerisinde yakıt damlacıklara parçalanmakta, damlacıklar buharlaşmakta, buharlaşan yakıt hava ile karışmaktadır. Kimyasal tutuşma gecikmesi ise ilk alev reaksiyonlarının başlangıcı ile kendi kendine tutuşmanın başlangıcı arasındaki zaman olarak tanımlanmaktadır ve bu süre yakıt ile havanın kendi kendine tutuşmasını sağlayan ilk yanma reaksiyonlarını içermektedir [30, 32, 48, 76].

Tutuşma gecikmesini belirlemek için; yanma bombalarında ve akış reaktörlerinde yapılan deneylerin verilerine dayanan birçok ampirik bağıntı geliştirilmiştir [30, 48, 76, 77]. Bunlar arasında Hahdenberg ve Hase tarafından geliştirilen ampirik bağıntı çok geniş bir çalışma aralığında deneysel verilerle uyumlu sonuçlar vermektedir ve literatürde çok bölgesel modelleme çalışmalarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır [34, 55, 56]. Söz konusu bağıntıda yakıt hava karışımının sıcaklığı, basıncı, yakıtın aktivasyon enerjisi ve setan sayısı en önemli parametrelerdir. [30, 48, 55, 56, 76].

1.4.4. Yanan Kütle Miktarının Belirlenmesi

Diesel motorlarında yanma işlemi çok karmaşık yapıdadır ve yanma işlemi ile ilgili bazı mekanizmalar hala tam anlamıyla anlaşılabilen değildir. Diesel motorlarında yanma işlemini kontrol eden ana faktör karışım oluşumudur. Karışım oluşumu püskürtme sistemi karakteristikleri, hava girdabı, silindir içerisindeki türbülans ve demet karakteristikleri tarafından kontrol edilmektedir. Diesel yanmasını etkileyen diğer ikincil faktörler ise, tutuşma gecikmesi ve tutuşmadan sonraki alev gelişimi veya yanma oranıdır. Diesel motorlarında yanma işlemi heterojendir; yani Diesel yanması, kısmi ön karışmış yanma ve kısmi difüzyon yanmasının birleşiminden oluşmaktadır [30, 52]. Şekil 4'te Diesel yanması şematik olarak gösterilmiştir.

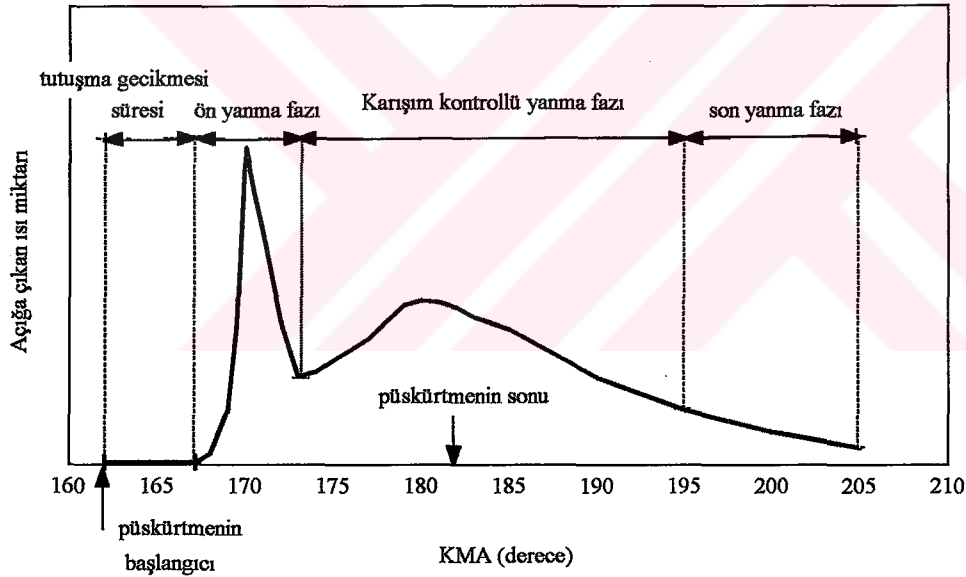


Şekil 4. DP Diesel motorlarında yanma işleminin şematik gösterimi; ön karışmış hızlı yanma fazı ve daha sonra karışım kontrollü yavaş yanma fazı [30, 41].

Değişik araştırmacılar Diesel motorlarında yanma işleminin üç fazda gerçekleştiğini belirtmektedirler [30, 78, 81]. Ön yanma fazı olarak adlandırılan ilk fazda, tutuşma gecikmesi süresince karışan yakıt-hava karışımı hızlı bir şekilde yanmaktadır. Karışım kontrollü yanma fazı olarak adlandırılan ikinci aşamada ise yanan yakıtın kütlesi yanmaya hazır karışım oranı ile kontrol edilmektedir. Söz konusu fazda püskürtülen yakıt hava ile karışır karışmaz yanmaktadır. Son yanma aşamasında ise silindir içerisinde az miktarda kalan yakıt ve yakıtça zengin yanma ürünlerinin yanması genişleme işlemi boyunca sürmektedir. Şekil 5'te Diesel motorlarında yanma fazlarının değişimi gösterilmiştir. Diesel motorlarının çevrim hesaplarında yukarıda açıklanan aşamalarda yanan yakıt miktarının kütlesinin veya yanma oranının belirlenmesi önemlidir.

Li [35] yanma oranını, ön yanma fazında Arrhenius eşitliğini kullanarak, karışım kontrollü yanma fazında ise yanmanın karışım kontrollü olduğu varsayımından yararlanılarak çıkarılmış bir ampirik bağıntıdan belirlemiştir. Bazari [1] ise yanma oranını belirlemek için Nishida ve arkadaşlarının geliştirdiği bağıntıyı kullanmıştır. Söz konusu modelde yanmanın sadece havanın yeterli olduğu stokiometrik durumda ($\phi \leq 1$) oluşmadığı

ekivalans oranınca zengin ($\phi > 1$) bölgelerde de yanmanın gerçekleşebileceği varsayılmaktadır. Dent ve arkadaşları [34] tarafından geliştirilen çok bölgeli modelde; yanmanın demette yakıt buharı-hava oranının yanabilme sınırları arasında ($0.028 \leq \phi_b \leq 0.2$) olduğu bölgelerde anlık olarak gerçekleştiği düşünülmektedir. Yanabilecek bölgelerde yanmanın tam yanma (stokiyometrik yanma) şeklinde olduğu varsayılmaktadır. Her bir zaman adımında yanan yakıt miktarı ve tüketilen hava miktarı o bölgenin o andaki gerçek karışım oranından belirlenmektedir. Shahed ve arkadaşları [51, 52], Şekil 2’de görüldüğü gibi demeti zengin ve fakir ekivalans oranları arasında birçok bölgeye ayırmaktadır. Söz konusu demet; çevresindeki havayı bölgelerine çekmektedir. Yanabilecek yakıt-hava karışımına ulaşan bölgelerin anlık olarak yandığı varsayılmaktadır. Öte yandan yakıt-hava karışımı yanabilecek durumda olmayan bölgeler çevresinden havayı çekmeye devam etmektedir.



Şekil 5. DP Diesel motorlarında yanma fazlarının gösterimi [30, 78].

1.4.5. Gazların Termodinamik Özelliklerinin Hesabı

Çok bölgeli modellerde, yanma odasına püskürtülen yakıt demeti çok sayıda bölgeye ayrılmaktadır. Demetin çevresinde ise hava bulunmaktadır ve söz konusu demet yanma odasında ilerledikçe çevresindeki havayı bölgelerine çekmektedir. Bu bölgelerden; yakıt-hava karışımı yanabilecek ekivalans oranı sınırlarında olanlar yanmaktadır. Yanabilecek

karışımın sağlanamadığı bölgeler çevresinden havayı çekmeye devam etmektedir. Bu olay yakıt tükenene kadar sürmektedir. Şekil 4'te görüldüğü gibi demette ilk yanma genellikle uç bölümünde başlamaktadır [30, 41, 82]. Demetin memeye yakın olan bölümünde havaya göre daha fazla yakıt bulunduğundan söz konusu bölge en son olarak yanmaktadır. Buradan anlaşılacağı üzere, yanma odası içerisinde yanmış ve yanmamış bölgeler, yakıtça zengin bölgeler ve hava bölgeleri bulunmaktadır. Her bir bölgenin sıcaklıkları ve ekivalans oranları farklıdır. Yanma işleminin hesaplanabilmesi için her bir bölgedeki karışımı oluşturan maddelerin mol oranlarının ve karışımın termodinamik özelliklerinin belirlenmesi gerekmektedir.

Hava bölgesinin ve demetteki yanmamış bölgelerin sıcaklıkları genellikle (500-2000) K arasında değerler almaktadır ve *söz konusu bölgelerde yanma olmadığından her hangi bir reaksiyon gerçekleşmemektedir*. Bundan dolayı bu bölgelerdeki gaz karışımının mol oranları ve termodinamik özellikleri Heywood [30] ve Ferguson [44] tarafından verilen düşük sıcaklıktaki yakıt-hava karışımı hesabı kullanılarak hesaplanabilir. Demetteki yanma bölgelerindeki sıcaklıklar ise daha yüksektir. Yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin mol oranları ve termodinamik özellikleri kimyasal parçalanma (bozunum) reaksiyonları göz önüne alınarak hesaplanmaktadır. Ferguson [44] ve Olikara ve Borman [83], içten yanmalı motorlarda yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin mol oranlarının, termodinamik özelliklerinin ve bunların basınç, sıcaklık ve ekivalans oranına göre kısmi türevlerinin hesabı ile ilgili bir sayısal yöntemi çalışmalarında vermişlerdir. Sunulan çalışmada da söz konusu yöntemler kullanılacaktır.

1.4.6. Isı Transferi

Diesel motorlarında, yanma odasında oluşan toplam enerjinin yaklaşık % 30'unun soğutma ve yağlama işlemlerine harcandığı bilinmektedir [24, 35]. Isı transferinin büyüklüğü, motor performansını, verimini ve emisyonlarını etkilediğinden silindir içerisindeki karışımdan duvarlara veya silindir duvarlarından karışıma olan ısı transferinin yapısının anlaşılması ve modellenmesi önem taşımaktadır [30, 35].

Diesel motorlardaki ısı transferi, konveksiyon ve radyasyon olmak üzere iki şekilde gerçekleşmektedir [24, 30, 84-87]. Diesel motorlarında yapılan deneysel çalışmalarda radyasyonla ısı transferinin, toplam ısı transferinin % (15-30)'unu oluşturduğu belirtilmektedir [24, 87]. Isı transferinin hesaplanması ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır

ve değişik ampirik bağıntılar türetilmiştir. Fakat Woschni [85] ve Annand [84] tarafından geliştirilen bağıntılar modelleme çalışmalarında ısı transferini hesaplamak için yaygın olarak kullanılmaktadırlar [1, 22, 34, 49-58]. Söz konusu bağıntılarının her ikisinde de karakteristik uzunluk silindir çapıdır. Annand'ın karakteristik hız olarak ortalama piston hızı ifadesini kullanmasına rağmen Woschni karakteristik hızı belirlemek için çevrimin her bir işleminde farklı korelasyonlar kullanmaktadır ve söz konusu korelasyonlarda ortalama piston hızı da bir değişken olarak bulunmaktadır [32]. Sunulan çalışmada Annand tarafından geliştirilen ampirik bağıntı kullanılmıştır.

1.4.7. Eksoz Gazları Emisyonları

Son yıllarda alternatif yakıtlarla ilgili yapılan çalışmalarda motorların verimliliğinin ve ekonomikliğinin artırılması yanında çevre kirliliğinin azaltılması da önemli bir kriter oluşturmaktadır. Literatürde eksoz gazları emisyonlarının azaltılması ile ilgili değişik çalışmalar bulunmaktadır [1-3, 17-22]. Diesel yakıtına değişik oranda alternatif yakıtların direkt olarak karıştırılması ve fumigasyon çalışmaları yakıtlarla ilgili bu çalışmalara örnekler olarak verilebilir [2, 4-24]. Ayrıca motorda yapısal değişiklikler yapılarak eksoz gazları emisyonlarının azaltılması konusunda çalışmalar da yapılmaktadır [30]. Yanma odası geometrisinin hava hareketine girdap kazandıracak şekilde tasarlanması, iki veya daha fazla püskürtücünün kullanılması ve özellikle püskürtme basıncının artırılması bu yapısal çalışmalar arasında yer almaktadır. Ayrıca eksoz gazı resikülasyonu ve eksozdaki zararlı bileşiklerin dışarıya atılmadan önce yakılması gibi çalışmalar da yapılmaktadır.

Sunulan çalışmanın asıl amacı hafif yakıt fumigasyonu durumunun motor performans karakteristiklerine etkisinin incelenmesi olduğu için eksoz gazları emisyonları çok ayrıntılı olarak incelenmemiştir. Azot oksitler Zeldovich mekanizmasına göre hesaplanmıştır [22, 30, 55, 86-91]. Diğer yanma ürünlerinin hesabı için Olikara ve Borman [44, 83] tarafından geliştirilen yöntem kullanılmıştır. Söz konusu yöntemde yanma ürünleri kimyasal denge kanunlarından yararlanarak hesaplanmaktadır.

1.5. Literatürde Fumigasyon Yöntemine İlişkin Çalışmalar

Literatürde, fumigasyon yönteminin uygulandığı birçok deneysel çalışma [2, 4, 15-21] ve sınırlı sayıda teorik çalışma [22, 23, 92, 93] yer almaktadır. Aşağıda literatürde geçen deneysel ve teorik çalışmalara ilişkin kısaca bilgiler verilmiştir.

1.5.1. Deneysel Çalışmalar

Literatürde alkol fumigasyonu ile ilgili çok sayıda çalışma bulunmasına karşın benzin fumigasyonu ile ilgili sınırlı sayıda çalışma yer almaktadır. Aşağıda, söz konusu fumigasyon çalışmalarından ve bu çalışmalardan elde edilen sonuçlardan kısaca söz edilecektir.

Durgun [16] ve Kotani [18] benzin fumigasyonunu incelemişlerdir. Durgun'un tek silindirli sıkıştırma oranı değiştirilebilen bir deney motorunda yaptığı deneyler sonunda; yüksek sıkıştırma oranlarında ($\epsilon=21$) % 6 benzin fumigasyonu uygulandığında efektif güçte ve efektif verimde artış, özgül yakıt tüketiminde ise azalma olduğu ve yanma veriminin arttığını belirlemiştir. Kotani ve arkadaşları [18] DP yüksek sıkıştırma oranlı bir Diesel motorunda deneysel çalışma yapmışlardır. Burada benzin bir karbüratör aracılığı ile hava içerisine gönderilmiştir ve Diesel yakıtı ise direkt olarak yanma odasına püskürtülmüştür. Hava-benzin karışım oranı 150 ile 35 arasında olan bu üniform fakir karışım püskürtülen Diesel yakıtı ile tutuşturulmuş ve yakılmıştır. Bu durumda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır. Diesel yakıtı enjeksiyonu arttıkça HC konsantrasyonu azalmakta, NO ve CO konsantrasyonu artmaktadır. Eksoz gazı emisyonları, benzin-hava karışımı optimum Diesel yakıtı enjeksiyonu altında yakıldığında ise azalmaktadır.

Van Meter ve arkadaşları [55] metanol-su fumigasyonu durumunda motor karakteristiklerini ve eksoz gazları emisyonlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada 4 zamanlı turboşarjlı bir Diesel motoru kullanmışlar ve deneysel çalışmalar sonunda efektif güçte % 30 civarında bir artış olduğunu ve azot oksit oranında da yaklaşık % 50 oranında bir azalma olduğunu belirlemişlerdir.

Abu-Qudais ve arkadaşları [2] tek silindirli bir Diesel motorunda etanol-Diesel yakıtı karışımları ve etanol fumigasyonu durumlarını kapsayan deneysel çalışmalar yaparak motor performans parametrelerini ve eksoz gazları emisyonlarını incelemişlerdir. Her iki durumda da uygun karışım oranları kullanıldığında motor performansının arttığı eksoz

gazları emisyonlarının da azaldığı belirlenmiştir. Yalnız fumigasyon durumunun etanol-Diesel yakıtı karışımı durumundan daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Fumigasyon durumunda en iyi etanol oranının % 20 olduğu belirtilmektedir. Bu durumda termik verim % 7.5, CO emisyonları % 55, HC emisyonları % 36 artmakta ve is miktarı ise % 51 azalmaktadır. Etanol-Diesel yakıtı karışımı durumunda en iyi etanol oranı % 15 olarak belirlenmiştir. Bu durumda da termik verim % 3.6 artmakta, CO emisyonları % 43.3, HC emisyonları % 34 artmakta ve is miktarı ise % 32 azalmaktadır.

Ajav ve arkadaşları [19] tek silindirli bir Diesel motorunda etanol fumigasyonunun etkilerini incelemişlerdir. Belirtilen çalışmada ayrıca etanol-hava karışımı ısıtılmış ve bu durumun motor performansı ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri de incelenmiştir. Kullanılan sistemde etanolun buharlaştırılması ya 20 °C'de doğal olarak yapılmış veya silindire gönderilen etanol-hava karışımı bir eksoz gazı resikülasyon düzeneği ile 50 °C'ye kadar ısıtılarak sağlanmıştır. Bu çalışma sonunda aşağıdaki özetlenen sonuçlara ulaşılmıştır. Buharlaştırılmış etanolün, Diesel yakıtı tüketimini kısmi olarak azalttığı fakat motorun toplam yakıt tüketimini arttırdığı belirlenmiştir. Etanol fumigasyonu durumunda motorun efektif gücünün, özgül yakıt tüketiminin, CO ve NO_x oranlarının arttığı, ısıtılmış etanol fumigasyonu durumunda ise karışımın zenginleştiği ve CO oranının daha da arttığı görülmüştür. Her iki durumda da eksoz gazı sıcaklığı ve yağlama yağı sıcaklığının azaldığı belirlenmiştir. Ayrıca (% 75 ve % 100) gibi yüksek yüklerde efektif verimde az da olsa bir artış bulunmuştur. Karışımın ısıtılması durumunda ısıtılmamış durumdan farklı olarak motor gücünün ve NO_x konsantrasyonunun azaldığı görülmüştür.

1.5.2. Teorik Çalışmalar

Fumigasyon yöntemi ile ilgili birçok deneysel çalışmanın yapılmış olmasına karşın teorik modelleme çalışmaları sınırlıdır. Literatürde geçen teorik çalışmalara örnekler olarak Gao [92], Mathur [23], Ottikkutti [22, 55] ve Islam'ın [93] çalışmaları verilebilir. Gao ve arkadaşları [92] turbojarşlı bir Diesel motorunda etanol fumigasyonu için iki bölgeli modelden yararlanarak üç bölgeli bir model geliştirmişlerdir. Belirtilen modelde, etanol-hava karışımının birinci ve ikinci bölge boyunca üniform dağıldığı; üçüncü bölgeyi de yanmış gazların oluşturduğu; bölgeler arasında karışma olmadığı varsayılmaktadır. Modelde; Diesel yakıtı, etanol-hava karışımı bölgelerinden bir tanesinde bulunmaktadır ve önce bu bölge yanmaktadır. Söz konusu bölgenin yanması tamamlanmadan ikinci etanol-

hava bölgesinde yanma olmadığı varsayılmaktadır. Daha sonra diğer etanol-hava karışımı demet içerisine çekilmeye başlamakta ve yanmaktadır. Bu aşamadan sonra hesaplar iki bölgesel modeldeki gibi yapılmaktadır. Bu çalışma sonunda yüksek yüklerde etanol fumigasyonunun termik verimi attığı düşük yüklerde ise azalttığı belirlenmiştir. Ayrıca etanol fumigasyonu durumunda NO_x oranının azaldığı, bununla birlikte yanmamış hidrokarbonların arttığı görülmüştür. Ottikkutti [55] bu modelden hesaplanan azot oksit sonuçlarının yalnızca 1500 dev/dak'da, $\frac{1}{4}$ gaz durumunda deneylere yakın olduğunu, diğer durumlarda deneylerden çok büyük sapmalar gösterdiğini belirtmektedir [55].

Mathur ve arkadaşları [23] biyogaz fumigasyonu için teorik bir çevrim modeli geliştirmiştir. Söz konusu model tek bölgesel yaklaşıma dayanmaktadır ve sıcaklığın silindir boyunca üniform dağıldığı varsayılmaktadır. Demet etrafında homojen biyogaz, hava ve artık eksoz gazları karışımının bulunduğu düşünülmektedir. Modelde püskürtülen yakıt demetinin geometrisi Hiroyasu'nun bağıntılarına göre belirlenmekte ve biyogaz ve havanın Diesel yakıtı içerisine çekilme oranı ise Dent ve Mehta'nin geliştirdiği denklemler kullanılarak hesaplanmaktadır. Model silindir basıncını, sıcaklığını ve ısı yayılım oranını % 10 hata oranı ile hesaplamaktadır. Eksoz gazları emisyonları bu modelde hesaplanmamaktadır. Mathur ve arkadaşlarının yaptıkları çalışma sonunda, indike verimin ve indike gücün % 5'ten daha düşük biyogaz fumigasyonu durumunda arttığını, fakat daha yüksek biyogaz fumigasyonunda ise azaldığını göstermişlerdir. Yüksek biyogaz fumigasyonunda indike verimde ve güçteki düşmenin nedeninin biyogazın yanma süresinin uzun olmasından kaynaklandığını belirtmişlerdir.

Ottikkutti [22, 55] turbojarşlı Diesel motorlarında alkol (metanol ve etanol) fumigasyonu durumunda motor çevrimini, motor performans parametrelerini, eksoz gazları emisyonlarını hesaplayabilen çok bölgesel bir model geliştirmiştir. Söz konusu modelde demetin bölgelere ayrılması ve hava, alkol ve suyun demet içerisine çekilmesi Shahed tarafından geliştirilen model kullanılarak yapılmaktadır. Girdapsız durumda demetin ilerlemesi Dent tarafından geliştirilen bağıntı kullanılarak, girdaplı durumda ise söz konusu bağıntının Hiroyasu'nun geliştirdiği girdap faktörü ile düzeltilmesi sonunda elde edilen bağıntı kullanılarak belirlenmektedir. Azot oksitler Zeldovich mekanizması kullanılarak hesaplanmaktadır. Model ortalama indike basıncı, indike verimi ve eksoz gazları sıcaklığını gerçeğe yakın olarak hesaplamaktadır. Azot oksitlerin; sadece Diesel yakıtının kullanılması durumunda gerçeğe çok yakın değerlerde tahmin edilmesine karşın, alkol fumigasyonu durumu için gerçek değerlerden daha yüksek sonuçlar elde edilmiştir.

Ottikkutti bu durumun demetin duvara değmesinden sonraki duvar bölgesi yaklaşımının yetersiz olmasından kaynaklandığını belirtmektedir.

Islam ve arkadaşları [93] tek silindirli DP Diesel motorlarında alkol fumigasyonu ve çift püskürtücü durumlarının her ikisini incelemek için motor çevrimini hesaplayan çok bölgeli bir model geliştirmiştir. Söz konusu modelde püskürtülen yakıt demeti çok sayıda bölgeye ayrılmaktadır. Burada demetin içerisine havanın çekilmesi, damlacıkların buharlaşması ve buharlaşan damlacıkların hava ile karışması ve yanma oranı alt modellerle göz önüne alınmaktadır. Söz konusu çalışmada fumigasyon ve çift püskürtücü durumlarının her ikisinde de motor gücünün ve termik verimin arttığı fakat çift püskürtücü durumundaki artış oranlarının daha büyük olduğu ve azot oksit oranının ve is oluşumunun her iki yöntemde de yaklaşık olarak aynı mertebelerde azaldığı belirlenmiştir.

1.6. Sunulan Çalışmanın Amacı

Sunulan çalışmanın amacı, Diesel yakıtı-hafif yakıt karışımlarının motor performansı ve eksoz gazlarına etkisinin teorik olarak incelenmesidir. Yukarıdaki literatür incelenmesinden fumigasyon yönteminin uygulandığı birçok deneysel çalışmanın [15-21] ve sınırlı sayıda teorik çalışmanın [22, 23, 92, 93] yapıldığı anlaşılmaktadır. Literatürde yer alan çalışmalarda yaygın olarak etanol ve metanol fumigasyonu durumları incelenmiştir [2, 17, 19-22, 92, 93]. Benzin fumigasyonu ile ilgili herhangi bir teorik çalışmaya ulaşılamamıştır. Yalnızca Durgun [15, 16] ve Kotani ve arkadaşları [18] benzin fumigasyonu ile ilgili deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu nedenlerle; sunulan çalışmada benzin ve etanol fumigasyonunun motor performansına ve eksoz gazları emisyonlarına etkilerinin teorik olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Literatürde geçen fumigasyon çalışmalarında genellikle hafif yakıtın emme kanalından havanın içerisine püskürtüldüğü durumlar (değişken ekivalans oranlarında fumigasyon durumu) incelenmiştir ve maliyet analizi ile ilgili herhangi bir çalışma yapılmamıştır. Sunulan çalışmada ise bu durumdan başka sabit ekivalans oranlarını sağlayacak şekilde benzin ve etanol fumigasyonu durumları da ayrıntılı olarak incelenmiştir. Ayrıca Durgun [16, 26] tarafından geliştirilen fiyat analizi bağıntısı kullanılarak benzin ve etanol fumigasyonu durumlarının maliyet analizi de yapılmıştır.

Diesel yakıtı-hafif yakıt karışımlarının motor performansına ve yanmaya etkilerini teorik olarak inceleyebilmek için, öncelikle Diesel motoru çevriminin hesaplanması gerekmektedir. Bu nedenle sunulan çalışmada önce Diesel motorları çevrimlerini hesaplayabilen çok bölgeli termodinamik bir matematiksel model geliştirilmiştir. Daha sonra geliştirilen bu model fumigasyon için uyarlanmıştır. Her iki durum için geliştirilen modelin doğruluğu kontrol edildikten sonra Diesel yakıtı-hafif yakıt karışımlarının motor karakteristiklerine ve eksoz gazları emisyonlarına etkileri, teorik olarak, ayrıntılı biçimde incelenmiştir.



2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Giriş

Bu bölümde Diesel yakıtı-hafif yakıt karışımları (benzin ve etanol fumigasyonu) için geliştirilen teorik çevrim modeli sunulacaktır. Bu amaçla ilk olarak tek yakıt için geliştirilen Diesel motoru çevrimi modeli tanıtılacaktır. Daha sonra da söz konusu modelinin benzin ve etanol fumigasyonu için uyarlanması anlatılacaktır. Diesel motorları çevrimleri birbirini izleyen dört farklı işlemde (emme, sıkıştırma, yanma-genişleme ve eksoz işlemlerinden) oluşmaktadır. Söz konusu işlemler boyunca silindir dolgunun sıcaklık, basınç ve hacim gibi termodinamik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Motor silindiri açık bir termodinamik sistem olduğundan silindirden içeriye ve dışarıya ısı, iş ve kütle transferi olmaktadır. Bu nedenle söz konusu değerlerin de hesaplanması gerekmektedir. Bu amaçla silindir dolgunun anlık olarak durumunun belirlenmesi için motor silindiri içindeki dolguya Termodinamiğin Birinci Kanunu uygulanmıştır. Böylece silindir dolgunun basıncının ve hacminin veya basıncının ve sıcaklığının zamana veya krank mili açısına göre değişimlerini gösteren adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmiştir. Söz konusu diferansiyel denklem takımı motor çevrimi boyunca çözülerek silindir içerisindeki dolgunun termodinamik özellikleri, iş ve sistemin ısı transferi hesaplanabilmektedir.

Aşağıdaki bölümde açık bir termodinamik sisteme Termodinamiğin Birinci Kanununun uygulanması sonucu oluşturulan diferansiyel denklem takımının çıkarılması, ve söz konusu denklem takımdan yararlanarak motor çevrimini hesaplaması ile ilgili ayrıntılı bilgiler sunulacaktır. Bölüm 1.3.2.2'de belirtildiği gibi; sunulan çalışmada Diesel motoru çevrimlerinin hesaplanması için çok bölgeli termodinamik bir model kullanılmıştır. Yani burada sıkıştırma sonunda yanma odasına püskürtülen yakıt demeti çok sayıda bölgeye ayrılmaktadır. Her bir bölgenin termodinamik özelliklerini belirlemek için Termodinamiğin Birinci Kanunu açık bir sistem olan motor silindirine uygulanarak silindir basıncı ve bölge hacimleri için veya silindir basıncı ve bölge sıcaklıkları için adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmiştir. Diesel çevrimlerini hesaplamak için genellikle söz konusu diferansiyel denklem takımı silindir basıncı ve bölgelerin hacim değişimi için düzenlenmektedir.

2.2. Termodinamiğin Birinci Kanununun Açık Bir Termodinamik Sisteme Uygulanması

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

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

eşitliği ile verilmektedir. Burada U iç enerjiyi, \dot{Q} ısı transferini, \dot{W} iş değişimini, \dot{m}_{gir} kontrol hacmine giren kütle debisini, $\dot{m}_{çık}$ kontrol hacminden çıkan kütle debisini, h_{gir} kontrol hacmine giren bileşiklerin entalpisini, $h_{çık}$ kontrol hacminden çıkan bileşiklerin entalpisini göstermektedir. Kontrol hacmindeki toplam kütle için \dot{m} göre değişimi;

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

şeklinde yazılabilir. Basıncın tüm silindir boyunca üniform olduğu varsayılarak \dot{W} iş değişimi, anlık silindir basıncına ve $dV/d\theta$ silindir hacmindeki değişim oranına bağlı olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir.

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

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

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

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

$$pV = mRT \quad (5)$$

$$p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} = \frac{dm}{d\theta} RT + mT \frac{dR}{d\theta} + mR \frac{dT}{d\theta} \quad (6)$$

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

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

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

dir. R ve u krank açısına göre türetilirse;

$$\frac{dR}{d\theta} = \frac{\partial R}{\partial p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{\partial R}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial R}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \quad (9)$$

$$\frac{du}{d\theta} = \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \quad (10)$$

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

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mR + mT \frac{\partial R}{\partial T}} \left[p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} - RT \frac{dm}{d\theta} - mT \frac{\partial R}{\partial p} \frac{dp}{d\theta} - mT \frac{\partial R}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right] \quad (11)$$

(10) ve (11) denklemleri (4) denkleminde yerlerine yazılıp gerekli düzenlemeler yapılırsa $dV/d\theta$ için aşağıdaki bağıntı elde edilebilir [22].

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

Burada;

$$\varphi = m \frac{\partial u}{\partial T} \left(\frac{1}{mR + mT \frac{\partial R}{\partial T}} \right) \quad (13)$$

dır. (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.

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

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;

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

şeklinde ek bir bağıntı bulunabilir. (15) bağıntısı (14) eşitliğinde yerine yazılarak düzenlenirse $dp/d\theta$ için aşağıdaki denklem elde edilebilir [22].

$$\frac{dp}{d\theta} = \left[\begin{aligned} & \sum_{i=1}^n \psi_i \dot{m}_i \left(\varphi_i R_i T_i - u_i + h_i \right) - \sum_{i=1}^n \psi_i \dot{m}_i \left(\varphi_i R_i T_i - u_i + h_i \right) \\ & + \sum_{i=1}^n \psi_i \varphi_i m_i T_i \frac{\partial R_i}{\partial \phi_i} \frac{d\phi_i}{d\theta} - \sum_{i=1}^n \psi_i m_i \frac{\partial u_i}{\partial \phi_i} \frac{d\phi_i}{d\theta} + \sum_{i=1}^n \psi_i \dot{Q}_i - \sum_{i=1}^n \frac{dV_i}{d\theta} \end{aligned} \right] \\ \left[\sum_{i=1}^n \left(\psi_i \dot{m}_i \frac{\partial u_i}{\partial p} + \psi_i \varphi_i V_i - \psi_i \varphi_i m_i T_i \frac{\partial R_i}{\partial p} \right) \right] \quad (16)$$

Burada;

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

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

dır. Böylece açık bir termodinamik sistemin silindir basıncı ve bölgelerin hacimleri gibi termodinamik özellikleri, (12) 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.

2.3. Diesel Motoru Çevrimleri İçin Matematiksel Modelin Kurulması

2.3.1. Temel Varsayımlar

(12) ve (16) eşitliklerinden Diesel motoru çevrimlerinin çözülebilmesi için söz konusu denklemlerde yer alan ısı transferi, R_i , u_i , h_i gibi termodinamik özellikleri ve bunların $\partial R_i/\partial T_i$, $\partial R_i/\partial p$, $\partial R_i/\partial \phi_i$, $\partial u_i/\partial T_i$, $\partial u_i/\partial p$, $\partial u_i/\partial \phi_i$ gibi kısmi türevleri, her bir

bölgedeki anlık toplam kütle miktarı ve bölgelere giren ve çıkan m_{gir} , $m_{çık}$ anlık kütle oranları ve bölgelere giren ve çıkan kütlelerin özgül entalpileri gibi büyüklüklerin bilinmesi gerekmektedir. Söz konusu büyüklüklerin Diesel motoru çevrimleri için uygun bir şekilde belirilebilmesi için değişik basitleştirici varsayımların yapılması zorunlu olmaktadır. Kullanılan varsayımlar ve denklem sisteminde yer olan değişik terimlerin belirlenmesi için kullanılan alt modeller aşağıda sırasıyla anlatılacaktır. (12) ve (16) denklemlerindeki tüm bilinmeyenler belirlendikten sonra söz konusu adi diferansiyel denklem takımı 4. dereceden Runge-Kutta yöntemi uygulanarak çözülmüştür.

Diesel motoru çevrimlerini çözmek için Şekil 2'de gösterilen ve Shahed [51, 52, 60] ve daha sonra Ottikkutti [22, 55] tarafından geliştirilmiş olan çok bölgeli model kullanılmıştır. Söz konusu çok bölgeli model aşağıdaki varsayımlara dayalı olarak kurulmuştur.

1. Sunulan çalışmada bir önceki çevrimden kalan artık eksoz gazları göz önüne alınmamıştır. Bu durumda sıkıştırma işlemi boyunca taze hava sıkıştırılmaktadır ve söz konusu işlem boyunca silindir sıcaklığı ve basıncı ve diğer termodinamik özellikler için düzenlenmiş diferansiyel denklem takımı krank açısının fonksiyonu olarak çözülmüştür.

2. Sıkıştırma işleminin sonuna doğru yanma odasına püskürtülen Diesel yakıtının koni biçiminde bir demet şeklinde geliştiği varsayılmaktadır. Söz konusu demet yanma işlemi boyunca sabit ekivalans oranları sınırlarına sahip olacak şekilde çok sayıda bölgeye ayrılmaktadır. Ayrıca püskürtülen yakıt demetinin bir buhar jeti olduğu varsayılmıştır. Buhar jeti yaklaşımının Diesel motoru çevrimleri için kullanılması uygundur. Bu konu ile ilgili ayrıntılı bilgi Bölüm 1.4.1'de verilmiştir.

3. Püskürtülen yakıt miktarı püskürtme kanunundan ve tutuşma gecikmesi süresi ise ampirik bir bağıntıdan hesaplanmaktadır. Burada tutuşma gecikmesi dolmadan hemen önce yanma odası içerisinde üç bölge olduğu varsayılmaktadır. Söz konusu bölgeler; demet çevresindeki hava bölgesi (A), demetin uç kısmında hava ile yanabilecek şekilde karışmış yakıt-hava bölgesi (B_1), ve demetin memeye yakın kısmındaki yakıtça zengin öz (C)'dir. B_1 bölgesinin ekivalans oranı sınırları yanabilme limitlerinin içerisinde olduğundan söz konusu bölgenin, tutuşma gecikmesi sonunda anlık olarak yandığı varsayılmaktadır. Burada yanabilme ekivalans oranı sınırlarının $0.6 < \phi < 2.88$ olduğu varsayılmıştır [22, 34].

4. Yanma odasında ilerleyen demetin; çevresinden havayı çektikçe küçük bölgelere ayrıldığı ve yanabilecek yakıt hava karışım oranına ulaşan bölgelerin anlık olarak yandığı varsayılmaktadır. Bu işlem silindir içerisindeki tüm yakıt yanana kadar sürmektedir.

5. Silindir içerisindeki yakıtça zengin özdeki karışım yanabilecek duruma ulaştığında (C bölgesinin ekivalans oranı 2.88'in altına indiğinde) söz konusu karışımın tamamının anlık olarak yandığı varsayılmaktadır. C bölgesindeki karışım yandıktan sonra silindir içerisindeki tüm yakıt yanmış olmaktadır. Bu aşamadan sonra silindir içerisinde tek bir homojen bölgenin bulunduğu varsayılmakta ve genişleme işlemine devam edilmektedir.

6. Her bir bölgenin sıcaklığı ve bileşimi farklıdır. Yalnız bu özelliklerin her bir bölgede üniform olduğu ve yalnızca zamanla değiştiği varsayılmaktadır.

7. Silindir basıncı sadece zamanın bir fonksiyonudur ve yanma odası içinde üniformdur.

8. Çok sayıda bölgeye ayrılan demetten çevresindeki havaya kütle transferi yoktur. Yalnız yanma işlemi boyunca çevredeki hava bölgelere çekilerek yanma işlemi sürdürülmektedir. Ayrıca bölgeler arasında ısı ve kütle transferinin olmadığı varsayılmaktadır.

9. Gaz karışımındaki her bir maddenin ideal gaz gibi davrandığı varsayılmaktadır. Yanma işleminde demet çevresindeki A ve C bölgesindeki yakıt-hava karışımının reaktif olmayan bir karışım olduğu düşünülmektedir. B_i bölgelerindeki yanmış reaktif gazların kimyasal dengedeki bir karışım oluşturduğu varsayılmaktadır.

10. Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri süresince silindir içerisindeki kütlelerin sabit olduğu varsayılmaktadır, yani kütle kayıpları göz ardı edilmektedir.

11. Demeti karakterize eden demet boyu ve demet açısı ampirik bağıntılardan belirlenmektedir. Ayrıca tutuşma gecikmesi süresi ve ısı transferi de literatürde yaygın olarak kullanılan ampirik bağıntılardan hesaplanmaktadır.

12. Demetin yanma odası duvarlarına çarpması göz ardı edilmektedir.

13. Toplam silindir hacmi demetti oluşturan bölgelerin ve hava bölgesinin hacimlerinin toplamına eşit alınmaktadır, yani $V = V_C + V_A + V_{B_i}$ alınmaktadır.

2.3.2. Demet Geometrisi ve Demetin Bölgelere Ayrılması

2.3.2.1. Demetin Boyu ve Açısı

Bölgelerdeki toplam kütle miktarının, bölgelere giren ve ayrılan kütle oranlarının hesaplanması demetteki yakıt-hava dağılımının belirlenmesine bağlıdır. Demetteki yakıt-hava dağılımının belirlenebilmesi için ise demet şeklinin bilinmesi gerekmektedir. Sıkıştırılmış hava içerisine püskürtülen yakıt, meme çıkışında genellikle koni biçiminde bir demet şeklinde gelişir. Söz konusu demet ise demet boyu ve açısı ile karakterize edilmektedir.

Literatürde demetin boyunu ve demetin açısını hesaplayabilmek amacı ile değişik bağıntılar önerilmektedir [22, 30, 48, 59, 64, 70]. Fakat Dent [70] ve Hiroyasu [59, 64] tarafından geliştirilen ampirik bağıntılar, Diesel motoru çevrimlerinin hesaplanması için geliştirilen modelleme çalışmalarında yaygın bir biçimde kullanılmaktadırlar [1, 22, 30, 49, 35, 55, 93]. Demetin yolunu hesaplamak amacı ile Dent [70] tarafından geliştirmiş olan ampirik bağıntı aşağıda verilmiştir.

$$X_t = 3.07(\Delta p/\rho_h)^{1/4} (td_n)^{1/2} (294/T_h)^{1/4} \quad (19)$$

Burada; X_t ; demetin yanma odasına girme derinliği (m), Δp ; meme boyunca oluşan basınç düşüşü (Pa), t ; püskürtmeden sonra geçen zaman (s), ρ_h ; havanın yoğunluğu (kg/m^3), d_n ; meme çapı (m), T_h ; havanın sıcaklığı (K)'dir. Demet boyunu hesaplamak amacı ile Hiroyasu'nun [59, 64] geliştirmiş olduğu ampirik bağıntı da aşağıda verilmiştir.

$$X_t = 2.95(\Delta p/\rho_h)^{1/4} \sqrt{d_n t} \quad (20)$$

Burada; X_t ; demet boyu (m), Δp ; meme boyunca oluşan basınç düşüşü (Pa), t ; püskürtmeden sonra geçen zaman (s), ρ_h ; havanın yoğunluğu (kg/m^3), d_n ; meme çapı (m)'dir. (19) ve (20) bağıntılarında yer alan T_h ve ρ_h demet çevresindeki gaz karışımının sıcaklığı ve yoğunluğudur. Sunulan çalışmada artık gazlar ihmal edildiğinden bu

büyüklikler havanın değerlerine eşit alınmıştır. Fumigasyon durumunda ise bu ifadeler hava+hafif yakıtın değerleri şeklinde kullanılmıştır.

Demet açısı için, Wakuri ve arkadaşları [71] momentum teorisini kullanarak elde ettikleri aşağıdaki bağıntıyı önermişlerdir.

$$\theta_d = \frac{\tan^{-1} \sqrt{C_w \rho_y \rho_h}}{(K_w / (V_0 d_n))^2} \quad (21)$$

Burada K_w dizayn parametrelerinden belirlenen bir sabit, C_w meme boyunca geçen yakıtın konsantrasyon katsayısı, V_0 demetin hızı, d_n meme çapı, ρ_y yakıtın yoğunluğu ve ρ_h silindir içerisindeki havanın yoğunluğudur. Wakuri ve arkadaşları geniş bir sıcaklık ve basınç aralığında yaptığı deneylerde havanın viskozitesinin demet boyu ve demet açısı üzerinde çok az etkili olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca yakıtın yoğunluğunun havanın yoğunluğuna oranının demet açısı üzerinde çok etkili olduğunu belirlemişlerdir [30, 48, 55, 59, 71].

$$\theta_d = G_w (\rho_y / \rho_h) \quad (22)$$

Burada G_w demet hızına, meme çapına ve yakıt yoğunluğuna bağlı bir parametredir. Şekil 6'da Wakuri ve arkadaşlarının [71] vermiş olduğu demet açısının yoğunlukla değişimi gösteren eğri gösterilmiştir. Bu eğriden; kullanılan yakıtın yoğunluğunun havanın yoğunluğuna oranından yararlanarak demet açısı belirlenebilmektedir.

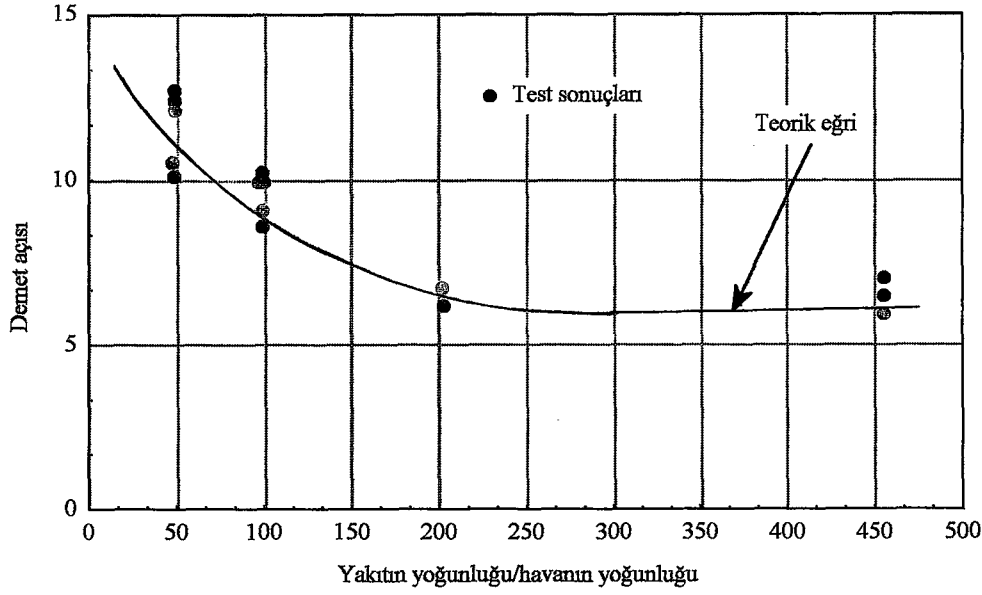
Ayrıca demet açısını hesaplamak amacı ile literatürde aşağıda verilen bağıntı yaygın biçimde kullanılmaktadır [30, 48].

$$\tan(\theta_d/2) = (1/A_1) 4\pi (\rho_y / \rho_h)^{1/2} (\sqrt{3}/6) \quad (23)$$

Burada ρ_y ve ρ_h yakıtın ve havanın yoğunluğudur. A_1 ise aşağıdaki bağıntıdan hesaplanmaktadır.

$$A_1 = 3 + 0.28(L_n/d_n)$$

Burada L_n meme boyudur. Sunulan çalışmada, (23) bağıntısında ve Şekil 6'daki ρ_y ve ρ_h 'nin değerleri püskürtme işleminin başlangıcındaki değerler olarak alınmıştır.



Şekil 6. Wakuri tarafından verilen demet açısının yoğunluk oranlarına göre değişimini gösteren eğri [71].

Yukarıda demet açısı ve demet boyu için verilen bağıntılar girdapsız durum için geçerlidir. Girdaplı durumda ise demet boyu ve açısı Hiroyasu [59, 64] tarafından geliştirilmiş düzeltme faktörleri kullanılarak düzeltilmektedir [22, 30, 48, 49, 55].

$$X_t = C_x X_t \quad (24)$$

$$\theta_d = C_\theta \theta_d \quad (25)$$

Burada C_x ve C_θ ise aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

$$C_x = \left(1 + \frac{\pi r_s n X_t}{30 V_0} \right)^{-1} \quad (26)$$

$$C_\theta = \left(1 + \frac{\pi r_s n X_t}{30 V_0} \right)^2 \quad (27)$$

Burada r_s girdap oranı, n devir sayısı ve V_0 yakıt jetinin ilk hızıdır ve aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$V_0 = C_d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_y}} \quad (28)$$

Burada C_d orifis katsayısıdır ve değeri örnek uygulamalarda 0.8 olarak alınmıştır.

Demet boyu için Hiroyasu [59, 64] tarafından geliştirilen bağıntı kullanıldığında yanma işlemi basınç ve sıcaklık değerleri çok yüksek çıkmaktadır. Örneğin sıcaklık değerleri 4000 K düzeylerinde olmaktadır. Bu durum gerçek motor sıcaklıklarını çok aşmaktadır. Böylece Hiroyasu [59, 64] tarafından geliştirilmiş olan (20) bağıntısının demet boyunu gerçek değerinden daha büyük hesapladığı söylenebilir. Benzeri durum Ottikkutti [55] tarafından da belirlenmiştir. Bu nedenle sunulan çalışmada demet boyunu belirlemek için Dent [70] tarafından geliştirilen (19) bağıntısı kullanılmıştır. Demet açısı için ise, Wakuri [71] tarafından verilen ve demet açısının yoğunlukla değişimi gösteren Şekil 6'daki eğri kullanılmıştır. Bazı uygulamalarda kullanılan motor tipine göre demet açısı için (23) eşitliğinin kullanılması tercih edilmiştir. Sunulan çalışmadaki sayısal uygulamalarda girdaplı motor durumu için Hiroyasu [59, 64] tarafından geliştirilen girdap düzeltme faktörleri kullanılmıştır.

2.3.2.2. Gaz Jeti Yaklaşımı ve Damlacık Çapı

Demeti karakterize etmek için damlacık boyutu dağılımının ve ortalama çap bağıntılarının kullanılması istenir. En uygun ve genellikle kullanılan çap Sauter ortalama çapıdır (Sauter mean diameter). Sauter ortalama çapı, tüm demet boyunca aynı yüzey/hacim oranına sahip damlacıkların çapıdır [30, 66, 67]. Literatürde buna ilişkin değişik bağıntılar önerilmiştir [30, 48, 27], fakat bunlar içerisinde Hiroyasu ve Katoda'nın [66, 67] ve El-Kotb'ın [27] geliştirdiği ampirik bağıntı yaygın olarak kullanılmaktadır. Hiroyasu'nun [66, 67] geliştirdiği bağıntı aşağıda verilmiştir.

$$D_{SOÇ} = A_2 (\Delta p)^{-0.135} \rho_h^{0.121} V_y^{0.131} \quad (29)$$

Burada; Δp ; meme boyunca oluşan basınç düşüşü (MPa), ρ_h ; havanın yoğunluğu (kg/m^3), V_y ; bir çevrim boyunca püskürtülen yakıt miktarı (mm^3), A_2 ; meme tipine bağlı bir sabittir. El-Kotb [27] tarafından geliştirilen ampirik bağıntı ise aşağıda verilmiştir.

$$D_{SOÇ} = (3.08 \times 10^6)^{0.385} v^{0.737} \sigma^{0.737} \rho_y^{0.737} \rho_h^{0.06} \Delta p^{-0.54} \quad (30)$$

Burada Δp ; meme boyunca oluşan basınç düşüşü (Pa), ρ_h ; havanın yoğunluğu (kg/m^3), ρ_y ; yakıtın yoğunluğu (kg/m^3), v ; yakıtın kinematik viskozitesi (m^2/s), σ ; yüzey gerilimi (N/m)'dir. Seçilen bazı örnek sayısal uygulamalarda; $D_{SOÇ}$ 'nin değeri, Hiroyasu tarafından geliştirilen bağıntı kullanıldığında (30-38) μm aralığında ve El-koth tarafından geliştirilen bağıntı kullanıldığında ise (23-28) μm aralığında bulunmuştur. Böylece Hiroyasu'nun ortalama Sauter çapı için geliştirdiği ampirik bağıntının $D_{SOÇ}$ değerini daha büyük hesapladığı görülmüştür. Benzeri sonuçlar Ottikkutti [55] ve Borman [27] tarafından da bulunmuştur. Aynı motor ve çalışma parametreleri için Borman [27] tarafından yapılan çalışmada; $D_{SOÇ}$ 'nin değeri, Hiroyasu bağıntısı kullanıldığında 29.4 μm ve El-Kopt [27] bağıntısı kullanıldığında ise 24.8 μm olarak hesaplanmıştır.

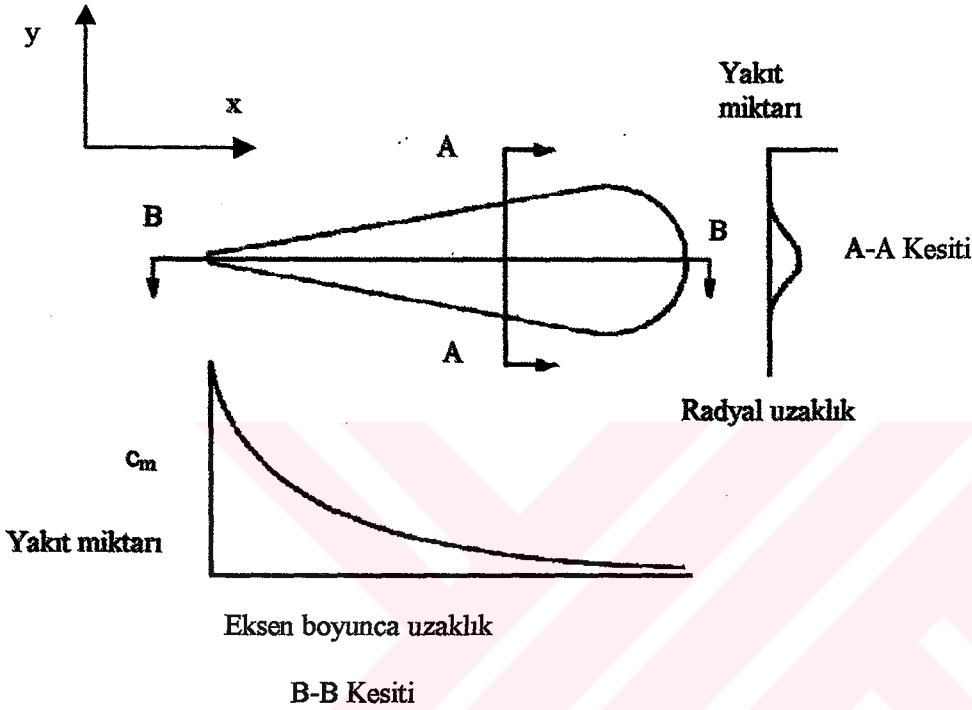
$D_{SOÇ}$ 'nin değerinin 25 μm 'den küçük olması durumunda demet bir buhar jeti olarak alınmaktadır. Sunulan çalışmada $D_{SOÇ}$ 'nin değerini hesaplamak için El-Kopt [27] tarafından geliştirilen ampirik bağıntı kullanılmıştır. Söz konusu bağıntı kullanılarak, örnek uygulamalar için seçilen aşırı doldurmalı motorlarda yüksek devir sayılarından düşük devir sayılarına doğru yapılan değişik çalışmalarda; $D_{SOÇ}$ 'nin değerinin (16-33) μm aralığında olduğu belirlenmiştir. Bu durum sunulan çalışmada püskürtülen yakıt demetinin bir buhar jeti şeklinde alınması varsayımı ile uyumlu olmaktadır.

2.3.2.3. Demetteki Yakıt-Hava Kütlesinin Belirlenmesi

Demetti oluşturulan bölgelerdeki anlık kütle miktarının belirlenebilmesi için demet içersindeki Diesel yakıtının uzaysal dağılımının bilinmesi gerekmektedir. Sunulan modelde, literatürdeki verilerden yararlanarak Şekil 7'de gösterildiği gibi demet eksenini boyunca yakıt konsantrasyonunun hiperbolik dağılıma, buna karşın radyal yöndeki yakıt konsantrasyonu dağılımının normal dağılıma uyduğu düşünülmüştür [51, 52, 55, 60]. Burada c_m aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

$$c_m = \frac{1}{\alpha(\theta)+1} \quad X_L < x < X_t \quad (31)$$

$$c_m = 0 \quad x < X_L \quad \text{ve} \quad x > X_t$$



Şekil 7. Demetteki Diesel yakıtı konsantrasyonu dağılımı [52, 60, 55].

$$\frac{c(x, y, \theta)}{c_m(x, y, \theta)} = 1 - \left(\frac{y}{b}\right)^{1.5} \quad (32)$$

Burada c herhangi bir andaki yakıtın kütlelerinin toplam kütleyle oranı, c_m ise demet eksenindeki yakıt konsantrasyonu, y demet ekseninden olan düşey uzaklık ve b demet eksenini boyunca herhangi bir konumdaki demetin genişliğinin yarısıdır. (31) eşitliğindeki $\alpha(\theta)$ silindir içerisindeki Diesel yakıtının dağılım faktörüdür ve zamanla değişmektedir. $\alpha(\theta)$ kütlelerin korunumu ilkesine bağlı olarak belirlenmektedir. Herhangi bir krank açısı konumunda silindire püskürtülen toplam yakıtın, demetteki yakıt kütlelerinin miktarına eşit olması gerekmektedir. Bu özelliklerden yararlanarak $\alpha(\theta)$ belirlenebilmektedir. Böylece;

$$\int_0^\theta \frac{dm_y}{d\theta} d\theta = 2\pi \int_{X_L}^{X_t} \int_0^b c \rho y dx dy \quad (33)$$

yazılabilir. Burada $dm_y/d\theta$ yakıt püskürtme oranıdır, ρ ise bölgesel yoğunluktur ve aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir [55, 60, 94].

$$\rho = \frac{p}{\left((1-c)R_h + cR_y \right)^T} = \frac{\rho_h}{1 - \left(1 - \frac{R_y}{R_h} \right)^c} \quad (34)$$

Burada p silindir dolgusunun basıncı, T sıcaklığı, R_h havanın gaz sabiti ve R_y ise yakıt buharının gaz sabitidir. (33) eşitliğinde gerekli düzenlemeler yapıldıktan sonra aşağıdaki bağıntı elde edilmektedir.

$$\int_0^\theta \frac{dm_y}{d\theta} d\theta = 2\pi \int_{X_L}^{X_t} \int_0^b \frac{1}{\alpha(\theta)^{x+1}} \left(1 - \left(\frac{y}{b} \right)^{1.5} \right) \frac{\rho_h y dy dx}{1 - \left(1 - \frac{R_y}{R_h} \right) \frac{1}{\alpha(\theta)^{x+1}} \left(1 - \left(\frac{y}{b} \right)^{1.5} \right)} \quad (35)$$

Bunun ardından y 'ye göre integral alınıp, gerekli düzenlemeler yapılırsa aşağıdaki sonuca ulaşılır. Burada integral alınırken [95] nolu kaynaktan yararlanılmıştır.

$$\int_0^\theta \frac{dm_y}{d\theta} d\theta = 2\pi \int_{X_L}^{X_t} \left\{ \frac{\rho_h}{B_5} \left(\frac{1}{B_4} + a^3 \right) \left[b^{1/2} - a^3 \left[\frac{1}{6a^2} \log \frac{(a+b^{1/2})^3}{a^3 + b^{3/2}} - \frac{30}{\sqrt{3}a^2} \right] + \frac{\rho_h b^2}{2B_5} \right\} dx \quad (36)$$

Burada;

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

dır. (36) denkleminde X_L demetin memeden olan uzaklığını göstermektedir ve püskürtme devam ettiği sürece değeri sıfırdır. Püskürtme tamamlandıktan sonraki değeri Chi ve arkadaşları [60] tarafından $(0.25-1)X_t$ şeklinde verilmektedir. Sunulan çalışmada da $X_L=0.5X_t$ bağıntısından hesaplanmıştır. Yalnız bu bağıntıda X_t 'de bulunan zaman değeri püskürtme tamamlandıktan sonraki zaman olarak alınmaktadır [60]. b demet eksen boyunca, herhangi bir konumdaki, demetin genişliğinin yarısıdır ve aşağıdaki bağıntıdan bulunmaktadır.

$$b = x \tan \left(\frac{\theta_d}{2} \right) \quad (37)$$

Burada θ_d demet açısıdır. x demet eksen boyunca herhangi bir andaki eksensel uzaklıktır ve değeri (19) eşitliğinden hesaplanmaktadır. Bu durumda (36) denkleminde tek bilinmeyen $\alpha(\theta)$ olmaktadır. $\alpha(\theta)$ 'yı belirlemek için uygulanan yaklaşımda; $\alpha(\theta)$ 'ya değişik değerler verilerek püskürtülen yakıt miktarı ile sağ taraftaki integralin değeri karşılaştırılır. Her iki değer arasındaki fark belirli bir değerden küçük (yaklaşık olarak % 0.01 den küçük) olduğunda $\alpha(\theta)$ yeterli duyarlılıkta belirlenmiş olur. Burada sağ taraftaki integralin değerini hesaplamak için Simpson yöntemi kullanılmıştır [96, 97]. $\alpha(\theta)$ belirlendikten sonra demetteki Diesel yakıtı ve hava karışımının dağılımı belirlenmiş olmaktadır. İteratif yaklaşımda; bir sonraki krank mili açısında, bir önceki açıda hesaplanmış $\alpha(\theta)$ değeri başlangıç değeri olarak alınmaktadır.

2.3.2.4. Bölgelerdeki Kütlelerin Hesaplanması

Şekil 8'de görüldüğü gibi yanma odasına püskürtülen yakıt demeti çok sayıda bölgeye ayrılmaktadır. Söz konusu bölgelerin sınırları sabit ekivalans oranları ile belirlenmektedir. Şekil 8a'da tutuşma gecikmesinden hemen önce silindir içerisinde üç bölgenin bulunduğu görülmektedir. Burada A hava bölgesini, C yakıtça zengin özü ve B_1

yanabilecek ekivalans oranı sınırları içerisinde bulunan bölgeyi göstermektedir. A bölgesinde yakıtça fakir bir karışım ($\phi < 0.6$) ve C bölgesinde de yakıtça çok zengin bir karışım ($\phi > 2.88$) bulunduğundan söz konusu bölgelerde yanma gerçekleşmemektedir. B₁ bölgesinin ekivalans oranı sınırları ($0.6 < \phi < 2.88$) yanabilme sınırları içerisinde olduğundan söz konusu bölge tutuşma gecikmesi sonunda anlık olarak yanmaktadır. B₁ bölgesindeki yanmanın *ön yanma fazını (hızlı yanma fazını)* oluşturduğu varsayılmaktadır.

Tutuşma gecikmesi süresi dolduktan ve daha sonra B₁ bölgesi anlık olarak yandıktan sonra; demet, çevresindeki havayı yavaş yavaş içerisinde çekmeye devam etmektedir. Hava demet içerisinde çekildikçe yanmaya hazır yakıt-hava karışımı bölgeleri oluşmaktadır. Şekil 8b'de görüldüğü gibi B_j bölgesi yanmaya hazır, henüz C'den ayrılmamış, yakıt-hava karışımı bölgesini göstermektedir. Söz konusu bölgenin yeni bir bölge oluşturması için gerekli kriter aşağıda verilmiştir.

Sunulan modelde yeni bölgelerin oluşturulması yanmış bölgelerde yaklaşık aynı miktarda Diesel yakıtı kütlesi bulunduğu varsayımından yararlanarak yapılmaktadır. Genellikle B_j bölgelerindeki Diesel yakıtının kütlesi B₁ bölgesinde yanan Diesel yakıtının belirli oranlarındaki katları alınarak belirlenmektedir [22, 55]. Böylece geçici B_j bölgesindeki yakıt miktarı gerekli değere ulaştıncaya C bölgesinden ayrılmakta ve daha sonra da söz konusu bölge anlık olarak yanmaktadır. Bu konu ile ilgili daha ayrıntılı bilgi Bölüm 2.3.2.5'te verilmiştir. Bu şekilde yanma odasındaki yakıtın yanması tamamlanana kadar bölgelerin oluşumu devam etmektedir. Böylece yanma odası içerisindeki B_j bölgelerindeki Diesel yakıtının miktarları yaklaşık olarak eşit olmaktadır. B₁ bölgesinden sonraki B_j bölgelerinin oluşumu ve daha sonra yanmaları yanmaya hazır yakıt-hava oranı ile kontrol edilmektedir. Buradan söz konusu B_j bölgelerinin yanmasının *karışım kontrollü yanma fazını* oluşturduğu görülmektedir.

Her bir bölgedeki yakıt ve havanın kütlesi ise aşağıdaki bağıntılardan belirlenmektedir.

$$m_{y, B_i} = 2\pi \int_{X_L}^{X_t} \int_{y(\phi_i+1)}^{y(\phi_i)} c_p y dx dy \quad (38a)$$

$$m_{h, B_i} = 2\pi \int_{X_L}^{X_t} \int_{y(\phi_i+1)}^{y(\phi_i)} (1-c) p y dx dy \quad (38b)$$

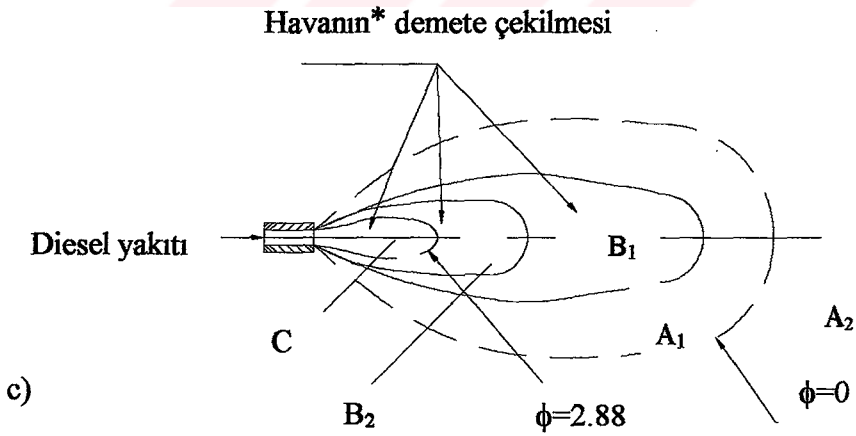
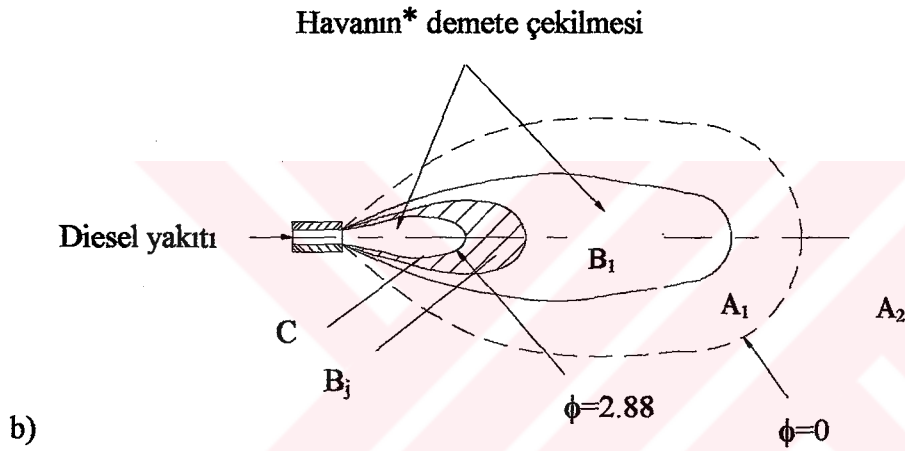
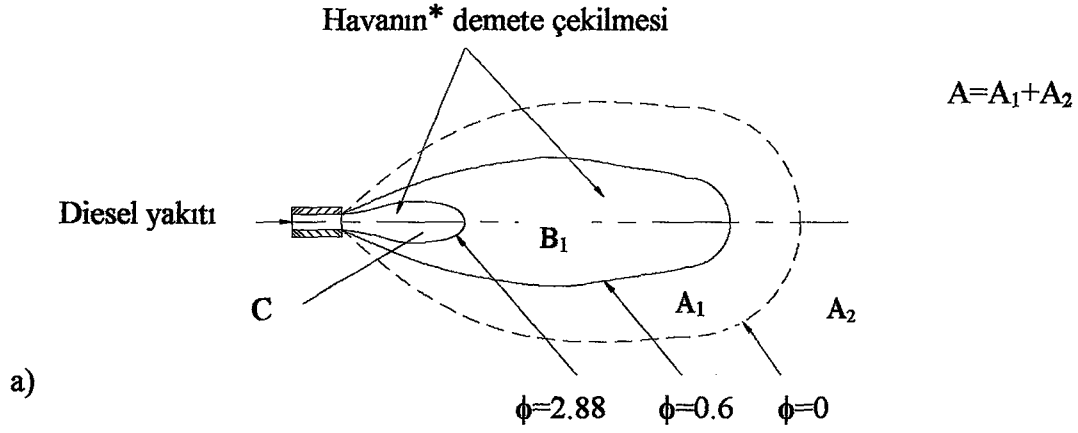
A ve C bölgelerindeki hava ve yakıt kütleleri yukarıdaki eşitliklerde yer alan $y(\phi_i)$ değerleri uygun şekilde seçilerek belirlenebilir. Yani A bölgesinin sınırları, $y(\phi=0)$ ve $y(\phi=0.6)$ ve C bölgesinin sınırları ise, $y=0$ ve $y(\phi=2.88)$ şeklinde alınmıştır. B_1 bölgesindeki yakıt ve hava miktarı ise bölge sınırları $y(\phi=0.6)$ ve $y(\phi=2.88)$ şeklinde seçilerek belirlenmektedir. Bu durumda bölgelerin $y(\phi_i)$ sınırları biliniyorsa (38a) ve (38b) eşitlikleri kullanılarak her bir bölgedeki yakıtın ve havanın kütlesi hesaplanabilir. Söz konusu denklemlerdeki y değerleri, ekivalans oranına bağlı olarak aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$y = b \left\{ 1 - (\alpha(x) + 1) \frac{\phi F_{st}}{1 + \phi F_{st}} \right\}^{1.5} \quad (39)$$

Burada F_{st} stokiometrik yakıt-hava oranıdır ve yakıtın kapalı formülüne bağlı olarak hesaplanır, ya da literatürde verilen tablolardan hazır olarak alınabilir.

Peş peşe gelen B_i bölgelerinin yeni $y(\phi_i)$ değerleri, bölgelerdeki yakıt miktarının değişmediği varsayımından yararlanarak bulunmaktadır. Sunulan modelde; A, B_1 ve B_i bölgelerindeki yakıt miktarları değişmemektedir. Bununla birlikte demeti oluşturan bütün bölgelere hava çekilmektedir. Bu durumda demet ilerledikçe ve bölgelere hava çekildikçe her bir bölgenin sınırları bölgelerdeki hava miktarı değiştiğinden dolayı değişmektedir. Bu nedenle seçilen $\Delta\theta$ adımlarında söz konusu bölgelerin sınırlarının yeniden hesaplanması gerekmektedir. Her bir bölgenin ekivalans oranı sınırı belirlendikten sonra (38a) ve (38b) denklemleri çözülerek söz konusu bölgelerdeki yakıtın ve havanın kütlesi hesaplanabilir.

Şekil 8'de gösterildiği gibi A bölgesinin alt bölgesini oluşturan bir A_1 bölgesi daha vardır. Söz konusu bölgenin dış sınırını oluşturan ϕ' 'nin değeri sıfırdır ve bu değer tüm çevrim boyunca sabit kaldığı varsayılmaktadır. Ayrıca A ve diğer B_i bölgelerindeki yakıt miktarının sabit kaldığı varsayımından yararlanarak bölgelerin yeni sınırları belirlenebilir. (38a) denkleminin sol tarafındaki değer bölgelerdeki yakıt miktarı değerini göstermektedir ve bu değer her hangi bir krank açısı adımı sabit kalmaktadır. Söz konusu denklemin sağ taraftaki integralin alt sınırı $y(\phi=0)$ olarak bilinmektedir. $y(\phi)$ üst sınırını belirlemek için ϕ' 'ye değişik değerler verilerek denklemin sağ tarafı hesaplanmaktadır. Sayısal olarak



*: Diesel yakıtı-hafif yakıt karışımı durumunda; demete, çevreden hava ve hafif yakıtın yanması sonucu oluşan yanma ürünleri çekilmektedir.

Burada bölgelerin oluşumu ve yanma olayını daha iyi göstermek için şekiller ölçeksiz çizilmiştir.

Gerçekte bölgeler daha incedir ve demet koni biçimindedir.

Şekil 8. Demetin bölgelere ayrılmasının gösterimi [22, 52, 53, 55, 60].

bu işlemi yapmak için basit iteratif yöntem veya Secand yöntemi kullanılabilir. Sunulan çalışmada daha hızlı sonuca ulaşabilmek için Secand yöntemi kullanılmıştır. Eğer integral sonucu hesaplanan yakıtın kütlesi, bilinen yakıt kütlesine % 5 duyarlılığında eşit oluyorsa A bölgesinin $y(\phi)$ iç sınırı bulunmuş olur. A bölgesinin iç sınırı B_1 bölgesinin dış sınırını oluşturmaktadır. B_1 bölgesinin dış sınırı ise söz konusu bölgedeki yakıt miktarının kütlesi referans alınarak yukarıda açıklanan işlemler tekrarlanarak hesaplanabilir. Aynı şekilde diğer bölgelerin sınırları bu şekilde en dıştan içe doğru sırasıyla belirlenebilir.

Bölgelerin $y(\phi)$ sınırları belirlendikten sonra bölgelerdeki yakıt ve havanın kütleleri (38a) ve (38b) denklemleri kullanılarak hesaplanabilmektedir. Bu durumda bölgelerdeki kütleli değişimler aşağıdaki bağıntılar kullanılarak bulunmaktadır.

$$\dot{m}_{h,A} = \frac{m_{h,A}(\theta_2) - m_{h,A}(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1} \quad (40)$$

$$\dot{m}_{h,C} = \frac{m_{h,C}(\theta_2) - m_{h,C}(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1} \quad (41)$$

$$\dot{m}_{h,B_i} = \frac{m_{h,B_i}(\theta_2) - m_{h,B_i}(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1} \quad (42)$$

Yukarıda verilen denklemler kullanılarak bölgelerdeki havanın kütleli değişim oranları hesaplanmaktadır. C bölgesinin dışındaki tüm bölgelerde yakıt miktarı sabit olduğundan bu bölgelerde yakıt miktarındaki değişim sıfır olmaktadır ($\dot{m}_{y,B_i} = 0, \dot{m}_{y,A_i} = 0$). C bölgesindeki yakıt miktarındaki değişim oranı ise;

$$\dot{m}_{y,C} = \frac{m_{y,C}(\theta_2) - m_{y,C}(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1} \quad (43)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. B_j geçici bölgesi C bölgesinden ayrılmadan önce $\dot{m}_{y,C}$ püskürtülen yakıt miktarı oranına eşit olur.

Bölgelerin ekivalans oranı ve ekivalans oranındaki değişim de aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\phi = \frac{m_y}{m_h F_{st}} \quad (44)$$

$$\dot{\phi} = \frac{\phi(\theta_2) - \phi(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1} \quad (45)$$

2.3.2.5. Yeni Bir Bölgenin Oluşturulması

Yeni bölgelerin oluşturulması, sabit miktarda Diesel yakıtı kütlesine dayanılarak belirlenmektedir. Yeni B_i bölgelerinin oluşturulması için gerekli Diesel yakıtı kütlesi, tutuşma gecikmesi sonucu yanan B_1 bölgesinin kütlesinin (1-15) katına eşit olacak şekilde seçilmektedir. Söz konusu yakıt miktarının seçimi yöntemine ilişkin literatürde herhangi bir bilgi bulunmamaktadır. Shahed [51] en az 10 bölge olacak şekilde demeti bölgelere ayırmıştır. Ottikkuti [55] ise demeti yakıt miktarının $(1/3)m_{y,B_1}$ olacak şekilde bölgelere ayırmıştır. Sunulan çalışmada söz konusu yakıt miktarı $(1-15)m_{y,B_1}$ şeklinde seçilmiştir.

Tutuşma gecikmesi sonucunda oluşan B_1 bölgesinin ve daha sonra oluşturulacak B_i bölgelerinin anlık olarak yandığı varsayılmaktadır. B_1 bölgesi anlık olarak yandıktan sonra krank açısı uygun $\Delta\theta$ adımlarında artırılmaktadır. Yeni bir B_i bölgesinin oluşturulduğu krank açısı ise aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

Her hangi bir krank açısı adımında, demetin yolu ve açısı ve Diesel yakıtının $\alpha(\theta)$ dağılma faktörü hesaplanmaktadır. Söz konusu değerler hesaplandıktan sonra yakıtça zengin özdeki Diesel yakıtının kütlesi;

$$m_{y,C} = 2\pi \int_{X_L}^{X_t} \int_{y=0}^{y(\phi=2.88)} \rho y dx dy \quad (46)$$

bağıntısı kullanılarak belirlenmektedir. Bu durumda demette kalan $m_{y,k}$ yakıt miktarı;

$$m_{y,k} = m_{y,püs} - m_{y,C} \quad (47)$$

şeklinde bulunmaktadır. A ve B_i bölgelerindeki yakıt miktarı söz konusu m_{y,k} dan çıkartılarak geçici B_j bölgesindeki m_{y,B_j} yakıt miktarı belirlenmektedir. Yani;

$$m_{y,B_j} = m_{y,k} - \left(m_{y,A} + \sum_{i=1}^n m_{y,B_i} \right) \quad (48)$$

alınmaktadır. Eğer m_{y,B_j}'nin değeri yeni bir bölge oluşturmak için gerekli yakıt kütlesinden büyükse yeni bir B_i bölgesi oluşturulmaktadır. Eğer söz konusu kriter sağlanamazsa α(θ), m_{y,k} ve m_{y,B_j} değerleri yeni bir bölge oluşana kadar yeniden hesaplanmaktadır ve (12) ve (16) denklemleri yeni bir B_i bölgesi oluşana kadar çözülerek silindir basıncı, bölgelerin hacimleri ve sıcaklıkları hesaplanmaktadır. Yeni bir B_i bölgesi oluştuğunda bu bölgenin anlık olarak yandığı varsayılmaktadır. Söz konusu bölgelerin anlık yanması konusunda ayrıntılı bilgi Bölüm 2.3.2.6'da verilmiştir. Anlık yanma sonucu bölgelerin sıcaklık ve basınç gibi termodinamik özellikleri belirlenmektedir. Daha sonra, (12) ve (16) denklemleri yeni bir B_i bölgesi oluşuncaya kadar uygun Δθ adımları ile çözülmektedir. Tekrar bir B_i bölgesi oluşunca anlık yanma durumu yeniden göz önüne alınmakta ve anlık yanma sonucu silindir dolgusunun termodinamik durumu belirlenmektedir. Anlık yanmadan sonra yine söz konusu (12) ve (16) denklemleri çözülmektedir. Böylece demet çok sayıda bölgeye ayrılarak her bir bölgenin sıcaklığı, hacmi, silindir basıncı ve üretilen toplam iş hesaplanabilmektedir. Bu şekilde yanma işleminin modellenmesi tamamlanmış olmaktadır.

2.3.2.6. Yeni Oluşturulan Bölgelerin Anlık Olarak Yanması ve Anlık Yanma Sonucu Silindir Dolgusunun Termodinamik Durumunun Belirlenmesi

Sunulan çalışmada; yeni oluşturulan B_i bölgelerinin anlık olarak yandığı varsayılmaktadır [55]. Yeni oluşturulan bir bölgenin anlık yanması; C ve A bölgeleri gibi yanma olmayan bölgelerin ve daha önce yanmış olan B_i bölgelerinin termodinamik durumlarını etkilemektedir. Anlık yanma sonucunda silindir içerisindeki tüm bölgelerin son durumları aşağıdaki gibi belirlenebilir.

Yeni oluşturulan bölgeler, yakıtça zengin C özü ile daha önce yanan bölgelerinin arasında yer almaktadır. Yani bu bölgelerin ekivalans oranı yanabilme sınırları içerisinde bulunmaktadır. Bu nedenle bölgenin oluşur oluşmaz anlık olarak yandığı varsayılmaktadır.

B_i bölgesinin C bölgesinden ayrılmadığı sürece yanmadığı düşünülmektedir. Böylece; söz konusu bölge bir bölge oluşturacak düzeyde Diesel yakıtına sahip olduğunda C bölgesinden ayrılmaktadır. Ayrılan bu bölgenin yeni bir B_i bölgesi oluşturduğu ve oluşur oluşmaz anlık olarak yandığı varsayılmaktadır. Oluşturulan B_i bölgelerinin anlık yanma olmadan önceki termodinamik durumları bilindiği için, anlık yanmadan sonraki durumları da gerekli termodinamik eşitlikler çözülerek belirlenebilmektedir.

Anlık yanma işlemi süresince silindir hacminin değişmediği ve dolayısı ile bir iş üretilmediği varsayılmaktadır. Aynı zamanda anlık yanma sırasında ısı ve kütle transferinin olmadığı ve her bir bölgenin kütlelerinin korunduğu düşünülmektedir. Bu durumda enerji eşitliği;

$$\Delta U = 0 \quad (49)$$

şeklinde olur. Yani B_i bölgesinin anlık yanması sonucundaki silindir dolgusunun toplam iç enerjisi, anlık yanma olmadan önceki toplam iç enerjiye eşit olacağından aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$\sum_{i=1}^n U_{S,i} = \sum_{i=1}^n U_{I,i} \quad (50)$$

Burada S alt indisi yanma sonundaki bölgelerin son durumlarını, I alt indisi ise B_i bölgesinin anlık yanmasından önce silindir içerisindeki bölgelerin ilk durumlarını göstermektedir. Anlık yanma olmadan önce silindir içerisindeki ilk toplam iç enerji, yanmış ve yanmamış karışımların termodinamik durumlarından belirlenebilmektedir. Silindir içerisindeki son toplam iç enerji ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

Silindir içerisindeki her bir bölgenin son iç enerjisini bulmak 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 denkleme; hacimle ilgili aşağıdaki düzenlemeler yapılarak elde edilmektedir.

Silindir basıncı için tahmini bir değer alınmaktadır. Tahmini silindir basıncı anlık yanma olmadan önceki silindir basıncından biraz daha yüksek seçilmektedir. Silindir

basıncı bu şekilde tahmini olarak seçildikten sonra bölge sıcaklıkları ve hacimleri aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

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

$$T_{S,i} = T_{I,i} \left(\frac{p_S}{p_I} \right)^{\left(\frac{k_{S,i}-1}{k_{S,i}} \right)} \quad (51)$$

bağıntısından belirlenmektedir. Burada, $T_{I,i}$ silindir içerisindeki yanma olmayan bölgelerin sıcaklıkları, p_I silindirin yanma olmadan önceki basıncı, p_S anlık yanmadan sonraki silindir basıncıdır. $k_{S,i}$ ise izantropik üstür ve her bir bölge için ayrı ayrı hesaplanmaktadır.

Bölgelerin sıcaklıkları yukarıdaki gibi hesaplandıktan sonra ideal gaz denklemi kullanılarak her bir bölgenin hacmi;

$$V_i = \frac{m_i R_i T_i}{p} \quad (52)$$

bağıntısından belirlenmektedir. Silindir içerisindeki tüm bölgelerin hacimleri toplamı toplam silindir hacmine eşit olduğundan;

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (53)$$

yazılabilir. Anlık yanan B_i bölgesinin hacmi; toplam silindir hacminden diğer bölgelerin hacimleri çıkarılarak bulunur. Söz konusu bölgenin hacmi belirlendikten sonra ideal gaz denklemi kullanılarak sıcaklığı hesaplanmaktadır.

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

$$U_S = \sum_{i=1}^n m_i u_{S,i} \quad (54)$$

denklemleri kullanılarak belirlenmektedir. 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. Bu 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;

$$\% \text{ Hata} = \frac{(U_I - U_S)}{U_I} \quad (55)$$

şeklinde alınmıştır. Literatürde hata oranının % 0.01'den küçük olması önerilmektedir [55]. Bu hata değerine ulaşıldığında bulunan silindir basıncının, bölgelerin hacimlerinin ve sıcaklıklarının yeterli doğrulukta hesaplanmış olduğu varsayılmaktadır. Böylece anlık yanma sonucu silindir dolgusunun termodinamik durumu belirlenmiş olmaktadır.

2.3.3. Isı Transferinin Hesabı

Motorların çevrimlerinin modelleri kurulurken, silindir dolgusu ile yanma odası duvarları arasında iletilen olan ısının da hesaplanması gerekmektedir. Motorlarda ısı transferi konveksiyon ve radyasyonla gerçekleşmektedir. Motorların çevrimlerinin hesaplandığı çalışmalarda ısı transferi hesabı için Woschni [85] ve Annand [84] tarafından geliştirilen ampirik bağıntılar yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada da Annand'ın [84] önerdiği bağıntı kullanılmıştır.

$$\dot{Q}_{\text{sil}} = a A_s \frac{k}{D} \text{Re}^{0.7} (T - T_w) + b A A_s (T^4 - T_w^4) \quad (56)$$

Burada D silindir çapı (m), k ısı iletkenlik katsayısı (kJ/msK), Re Reynolds sayısı, T_w duvar sıcaklığı (K), T ise ağırlık ortalamalı silindir sıcaklığı (bulk sıcaklığı) (K), A_s ısı transferi yüzey alanı (m²) ve $b_A=3.267E-11W/m^2K^4$ tür. a bir sabittir ve dolgu yoğunluğuna bağlı olarak 0.35 ile 0.8 arasında değer almaktadır [86]. T ve A_s 'nin belirlenmesi için aşağıdaki bağıntılar kullanılabilir [44, 55] .

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n m_i c_{v,i} T_i}{\sum_{i=1}^n m_i c_{v,i}} \quad (57)$$

$$A_s = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{4V}{D} \quad (58a)$$

$$A_s = \pi D H(\theta) + \frac{\pi D^2}{2} \quad (58b)$$

(57) bağıntısında n silindir içerisindeki toplam bölge sayısı, m_i , $c_{v,i}$ ve T_i sırasıyla i . bölgenin kütlesi, sabit hacimdeki özgül ısı ve sıcaklığıdır. (58a) bağıntısındaki V anlık silindir hacmi ve (58b) bağıntısındaki $H(\theta)$ piston yolu aşağıdaki eşitliklerden belirlenebilir [24, 30, 44, 98].

$$V = V_c \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[1 - \cos\theta + \frac{1}{\varepsilon_1} \left(1 - \left(1 - \varepsilon_1^2 \sin^2\theta \right)^{1/2} \right) \right] \right\} \quad (59)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{H}{2L_b} \quad (60)$$

$$H(\theta) = S_o + L_b \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R_c \sin(\theta)}{L_b} \right)^2} + R_c (1 - \cos(\theta)) \right] \quad (61)$$

$$S_o = \frac{H}{\varepsilon - 1}$$

$$R_c = \frac{H}{2}$$

Burada ε sıkıştırma oranı, V_c ölü hacim, H strok uzunluğu ve L_b biyel boyudur. Sunulan çalışmada A_s hesaplanırken biyel boyu bilinen motorlar için (58b) bağıntısı biyel boyu bilinmeyen bağıntılar için (58a) bağıntısı kullanılmıştır.

(56) eşitliği silindirden duvarlara olan toplam ısı transferini verir. Sunulan çalışmada demet çok sayıda bölgeye ayrıldığından her bir bölgeden duvarlara olan ısı transferi değerleri gerekmektedir. (Bölgelerin hacimleri için yazılan denklemlerde her bir bölgenin ısı transferi değeri de gerekmektedir.) Bu değerler ise aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{\text{sil}} \frac{m_i T_i c_{v,i}}{\sum_{i=1}^n m_i T_i c_{v,i}} \quad (62)$$

(62) eşitliğinden hesaplanan ısı transferi (kJ/s) birimindedir. Motor çevrimi hesaplarında söz konusu değer (kJ/rad) boyutunda olması gerekmektedir. Bu nedenle \dot{Q}_i değeri motorun ω açısal hızına bölünerek istenen boyuttaki değer elde edilmektedir. Burada $c_{v,i} = c_{p,i} - R_i$ 'dir.

(56) denklemindeki boyutsuz sayılar ve transport özellikleri Heywood [30, 99], Annand [84], Ottikkutti [55] ve Bayraktar [24] tarafından verilen ampirik formüllerden hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{V_{p,m} D}{\nu} \quad (63)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (64)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (65)$$

Burada;

$$V_{p,m} = \frac{Hn}{30} \quad (66)$$

ortalama piston hızı (m/s)'dir. Yukarıdaki bağıntılarda yer alan parametrelerin anlamları ve birimleri ise, D silindir çapı (m), μ dinamik viskozite katsayısı (kg/ms), ν kinematik

vizkozite katsayısı ($\nu=\mu/\rho$), h konvektif ısı transferi katsayısı (W/m^2K), c_p sabit basınçtaki özgül ısı (kJ/kgK), k ısı iletkenlik katsayısı (kJ/msK) ve n devir sayısı (dev/dak)'dır.

2.3.4. Gazların Termodinamik Özelliklerinin Hesabı

2.3.4.1. Düşük Sıcaklıklardaki Gaz Karışımının Termodinamik Özelliklerinin Hesaplanması

Sunulan modelde bir önceki çevrimden kalan artık ekzos gazları göz ardı edilmektedir. Diesel motoru çevrimlerinde artık gazlarının hesaba katılması kolay olmakla birlikte sunulan çalışmada asıl amaç geliştirilen Diesel motoru çevrimlerinin benzin ve etanol fumigasyonu durumu için uyarlanmasıdır. Fumigasyon çalışmasında artık gazların hesaba katılmasında değişik zorluklarla karşılaşmaktadır. Bu nedenle artık ekzos gazları hem Diesel motoru çevrimleri hem de fumigasyon durumu için göz ardı edilmiştir.

Yanma işleminin hesabında; A bölgesinde havanın ve ihmal edilebilecek düzeyde Diesel yakıtının bulunduğu, C bölgesindeki karışımın ise püskürtülen yakıt ve çevreden çekilen havadan oluştuğu düşünülmektedir. Söz konusu bölgelerde yanma ve dolayısı ile her hangi bir reaksiyon olmadığından yakıt-hava karışımının termodinamik özellikleri bilinen termodinamik bağıntılardan yararlanarak kolayca belirlenebilir. Ayrıca hesaplar 1 mol hava başına yapılmakta ve hidrokarbon yakıtın kapalı formülü $C_cH_hO_{oy}N_n$ şeklinde alınmaktadır. Böylece 1 mol hava için $\phi\varepsilon_m$ mol kadar yakıt kullanılmaktadır. ε_m , ϕ ekivalans oranı ve F_{st} stokiometrik yakıt-hava oranı için;

$$\varepsilon_m = \frac{0.21}{c + 0.25h - 0.5oy} \quad (67)$$

$$F_{st} = \frac{\varepsilon_m (12.011c + 1.008h + 15.999oy + 14.007n)}{M_{w,h}} \quad (68)$$

$$\phi = F/F_{st}$$

bağıntıları yazılabilir. Burada F gerçek yakıt-hava oranı ve $M_{w,h}$ havanın molekül kütlesidir ($M_{w,h}=28.85$ kg/kmol) [25, 44]. Karışımın termodinamik özellikleri için aşağıdaki bağıntılar kullanılmaktadır.

Tablo 1. Düşük sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesabı için gerekli katsayılar [24, 44, 98].

Maddeler	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_2O	$0.40701275 \cdot 10^1$	$-0.11084499 \cdot 10^{-2}$	$0.41521180 \cdot 10^{-5}$	$-0.29637404 \cdot 10^{-8}$	$0.80702103 \cdot 10^{-12}$	$-0.30279722 \cdot 10^5$	-0.32270046
CO	$0.37100928 \cdot 10^1$	$-0.16190964 \cdot 10^{-2}$	$0.36923594 \cdot 10^{-5}$	$-0.20319674 \cdot 10^{-8}$	$0.23953344 \cdot 10^{-12}$	$-0.14356310 \cdot 10^5$	$0.29555351 \cdot 10^1$
H_2	$0.30574451 \cdot 10^1$	$0.26765200 \cdot 10^{-2}$	$-0.58099162 \cdot 10^{-5}$	$0.55210391 \cdot 10^{-8}$	$-0.18122739 \cdot 10^{-11}$	$-0.98890474 \cdot 10^3$	$-0.22997056 \cdot 10^1$
O_2	$0.36255985 \cdot 10^1$	$-0.18782184 \cdot 10^{-2}$	$0.70554544 \cdot 10^{-5}$	$-0.67635137 \cdot 10^{-8}$	$0.21555993 \cdot 10^{-11}$	$-0.10475226 \cdot 10^4$	$0.43052778 \cdot 10^1$
N_2	$0.36748261 \cdot 10^1$	$-0.120815 \cdot 10^{-2}$	$0.23240102 \cdot 10^{-5}$	$-0.63217559 \cdot 10^{-9}$	$-0.22577253 \cdot 10^{-12}$	$-0.10611588 \cdot 10^4$	$0.2358424 \cdot 10^1$
Ar	$0.25000 \cdot 10^1$	0.	0.	0.	0.	$-0.74537498 \cdot 10^3$	$0.43660006 \cdot 10^1$

Tablo 2. Çeşitli yakıtların özelliklerinin hesabı için kullanılan polinomlardaki katsayılar [24, 44].

Yakıt	a_0	b_0	c_0	d_0	e_0	f_0	g_0
$\text{C}_{14.4}\text{H}_{24.9}$	7.971	$1.195 \cdot 10^{-1}$	$-3.6858 \cdot 10^{-5}$	$-1.9385 \cdot 10^4$	1.7875	-	-
C_7H_{17}	4.0652	$6.0977 \cdot 10^{-2}$	$-1.8801 \cdot 10^{-5}$	$-3.5880 \cdot 10^4$	$1.545 \cdot 10^1$	-	-
$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	$0.20453261 \cdot 10^1$	$0.18097289 \cdot 10^{-1}$	$0.11356807 \cdot 10^{-4}$	$-0.29665177 \cdot 10^5$	$0.108434930 \cdot 10^{-10}$	$-0.29665177 \cdot 10^5$	$0.1663763 \cdot 10^2$

$$R_k = \frac{R_u}{M_{w,k}} \quad (69)$$

$$h_k = \sum_{i=1}^2 y_i h_i + y_y h_y \quad (70)$$

$$c_{p,k} = \sum_{i=1}^2 y_i c_{p,i} + c_{p,y} y_y \quad (71)$$

$$s_k = \sum_{i=1}^2 \left[y_i (s_i - \ln y_i) \right] + s_y h_y \quad (72)$$

Burada R_u üniversal gaz sabitidir ($R_u=8.3143$ kJ/kmolK) ve

$$y_1 = \frac{0.21}{(1 + \phi \epsilon_m)} \quad (73)$$

$$y_2 = \frac{0.79}{(1 + \phi \epsilon_m)} \quad (74)$$

$$y_y = \frac{\phi \epsilon_m}{(1 + \phi \epsilon_m)} \quad (75)$$

$$M_{w,k} = 31.998 y_1 + 28.01 y_2 + M_{w,y} y_y \quad (76)$$

dır. Ayrıca $M_{w,y}$ Diesel yakıtının molekül kütlesini göstermektedir.

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

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

$$\frac{h}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (78)$$

$$\frac{s}{R} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7 \quad (79)$$

Burada a_i katsayıları azot, oksijen ve diğer düşük sıcaklıktaki yanma ürünleri için Tablo1'de verilmiştir. Yakıtın özelliklerini belirlemek için aşağıdaki fonksiyonlar kullanılmıştır. Söz konusu fonksiyonlardaki a_0 - e_0 katsayıları değişik yakıtlar için Tablo 2'de verilmiştir. Etanolün özellikleri hesaplanırken (77-79) denklemleri kullanılmıştır. Bu denklemlerde a_1 - a_7 katsayıları yerine a_0 - g_0 katsayılarının değerleri kullanılmıştır. a_0 - g_0 katsayılarının değerleri de Tablo 2'de verilmiştir.

$$\frac{c_p}{R} = a_0 + b_0 T + c_0 T^2 \quad (80)$$

$$\frac{h}{RT} = a_0 + \frac{b_0}{2} T + \frac{c_0}{3} T^2 + \frac{d_0}{T} \quad (81)$$

$$\frac{s}{R} = a_0 \ln T + b_0 T + \frac{c_0}{2} T^2 + e_0 \quad (82)$$

Verilen p , T ve ϕ için karışımdaki hava ve yakıtın mol oranları ve (78), (81) fonksiyonlarından hava ve yakıt için elde edilen h/RT değerleri kullanılarak karışımın entalpisi;

$$h_k = R_k T \left[\sum_{i=1}^2 y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i + y_y \left(\frac{h}{RT} \right)_y \right] \quad (83)$$

bağıntısından belirlenebilir. Karışımın sabit basınçtaki özgül ısısı ise (70) bağıntısının T 'ye göre kısmi türevi alınarak ve havanın ve yakıtın mol oranları ve (77), (80) fonksiyonlarından hesaplanan c_p/R değerleri kullanılarak elde edilen;

$$c_{p,k} = \frac{\partial h_k}{\partial T} = R_k \left[y_y \left(\frac{c_p}{R} \right)_y + \sum_{i=1}^2 y_i \left(\frac{c_p}{R} \right)_i \right] \quad (84)$$

bağıntıdan belirlenebilir. Karışımın iç enerjisi ve iç enerjinin sıcaklığa göre değişimi;

$$u_k = h_k - R_k T \quad (85)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial T} = \frac{\partial h_k}{\partial T} - \frac{\partial R_k}{\partial T} T - R_k \quad (86)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada $\partial R_k / \partial T$ değişimi sıfırdır. Bu durumda (86) denklemini aşağıdaki gibi yeniden yazılabilir.

$$\frac{\partial u_k}{\partial T} = \frac{\partial h_k}{\partial T} - R_k \quad (87)$$

Karışımın yoğunluğu ideal gaz denkleminden;

$$\rho_k = \frac{10^2 p}{R_k T} \quad (88)$$

şeklinde bulunabilir. Yoğunluğun sıcaklık ve basınca göre kısmi türevleri; ideal gaz denkleminin p ve T'ye göre kısmi türevleri alınarak düzenlenen aşağıdaki bağıntılardan hesaplanmıştır.

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial T} = -\frac{10^2 p}{R_k T^2} \quad (89)$$

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial p} = \frac{1}{R_k T} \quad (90)$$

Karışımın entalpisinin ve iç enerjisinin ϕ 'ye göre değişimlerini belirlemek için aşağıdaki bağıntılar kullanılmaktadır.

$$\frac{\partial y_1}{\partial \phi} = -\frac{0.21 \epsilon_m}{(1 + \phi \epsilon_m)^2} \quad (91)$$

$$\frac{\partial y_2}{\partial \phi} = -\frac{0.79 \epsilon_m}{(1 + \phi \epsilon_m)^2} \quad (92)$$

$$\frac{\partial y_y}{\partial \phi} = \frac{\varepsilon_m}{(1 + \phi \varepsilon_m)^2} \quad (93)$$

$$\frac{\partial M_{w,k}}{\partial \phi} = M_F = \sum_{i=1}^3 \left(M_{w,i} \right) \frac{\partial y_i}{\partial \phi}$$

$$\frac{\partial R_k}{\partial \phi} = - \frac{R_k M_F}{M_{w,k}} \quad (94)$$

$$\frac{\partial h_k}{\partial \phi} = R_k T \left[\sum_{i=1}^3 \left(\frac{\partial y_i}{\partial \phi} \right) \left(\frac{h}{RT} \right)_i - \frac{M_F}{M_{w,k}} \sum_{i=1}^3 y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \right] \quad (95)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial \phi} = \frac{\partial h_k}{\partial \phi} - \frac{\partial R_k}{\partial \phi} T \quad (96)$$

Yukarıdaki bağıntılarda p (bar), T (K), ρ_k (kg/m^3), h_k (kJ/kg), $c_{p,k}$ (kJ/kgK), u_k (kJ/kg), R_k (kJ/kgK), $\partial \rho_k / \partial T$ ($\text{kg}/(\text{m}^3\text{K})$), $\partial h_k / \partial T$ (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/kJ) birimlerinde alınmıştır.

Diesel motorlarında, sıkıştırma işleminde hava ve bir önceki çevrimden kalan artık eksoz gazları karışımı sıkıştırılır. Tutuşma gecikmesi süresince ise yakıt-hava karışımı ve bir önceki çevrimden kalan artık eksoz gazları karışımı sıkıştırılır. Sunulan çalışmada bir önceki çevrimden kalan artık eksoz gazları göz ardı edildiğinden sıkıştırma işleminde yalnız havanın sıkıştırıldığı, tutuşma gecikmesi süresince ise havanın ve püskürtülen yakıtın sıkıştırıldığı düşünülmektedir. Bu durumda sıkıştırma işlemi süresince yalnızca havanın termodinamik özellikleri gerekmektedir. Havanın termodinamik özellikleri; yukarıda düşük sıcaklıktaki hesaplar için düzenlenen denklemlerde yakıtla ilgili terimler ihmal edilerek belirlenmektedir.

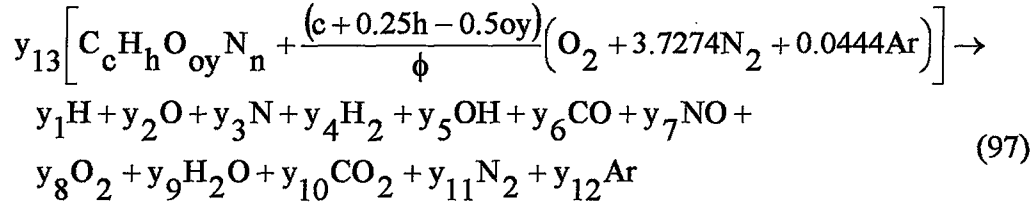
Demet bölgelere ayrıldıktan sonra A bölgesinin termodinamik özelliklerinin hesabı da sıkıştırma işlemindeki gibi yapılmaktadır. A bölgesinin sıcaklıklarının 1000 K'den küçük olması durumunda termodinamik özellikler hesaplanırken kullanılan (77-79) bağıntılarındaki katsayılar için Tablo 1'deki değerler kullanılmıştır. Sıcaklıkların 1000 K'den yüksek olması durumunda ise söz konusu denklemlerdeki katsayılar için Tablo 3'deki değerler kullanılmıştır. A bölgesinde bir miktar Diesel yakıtı bulunmaktadır. Fakat bu miktar toplam Diesel yakıtı miktarının yanında çok az olduğundan söz konusu bölgedeki Diesel yakıtının kütlesi göz ardı edilebilir. Fakat sunulan çalışmada Diesel

yakıtının kütlesi hava kütlesi ile birlikte göz önüne alınmıştır. Bu durumda A bölgesinin de ekivalans oranına göre kısmi türevler ihmal edilmiştir. C bölgesinde; sıcaklığı genellikle 1000 K'den düşük bir yakıt-hava karışımı bulunur. Söz konusu bölgenin termodinamik özellikleri hesaplanırken, yukarıda düşük sıcaklıktaki termodinamik özelliklerin belirlenmesi için düzenlenen denklemlerde yakıtla ilgili terimlerin de bulunması gerekmektedir.

2.3.4.2. Yüksek Sıcaklıktaki Yanma Ürünlerinin Yapısının ve Termodinamik Özelliklerin Hesaplanması

Sunulan çalışmada yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin yapısı, termodinamik özellikleri ve bu özelliklerin sıcaklık, basınç ve ekivalans oranına göre türevleri, Olikara ve Borman [44, 83, 98] tarafından geliştirilen yöntem kullanılarak belirlenmiştir. Verilen her hangi 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 $C_cH_hO_{oy}N_n$ olan bir hidrokarbon yakıtın bir ϕ ekivalans oranı altında yanması durumunda yanma denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.



Burada y_1, \dots, y_{12} yanma ürünlerinin mol oranlarıdır, y_{13} ise 1 mol ürün veren yakıtın mol sayısıdır.

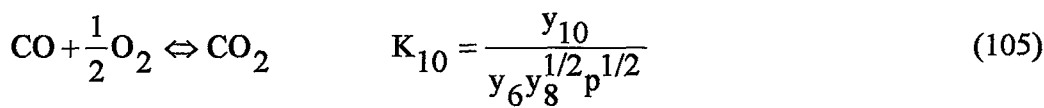
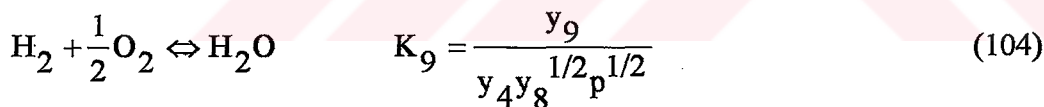
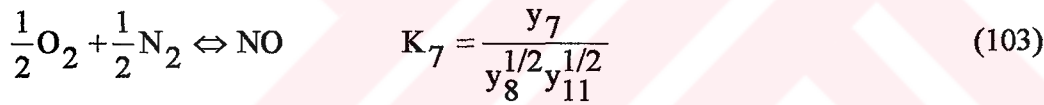
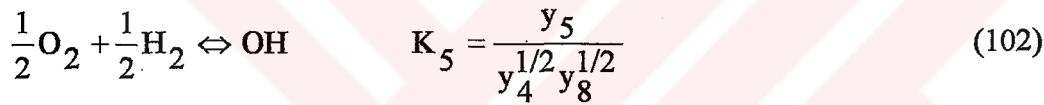
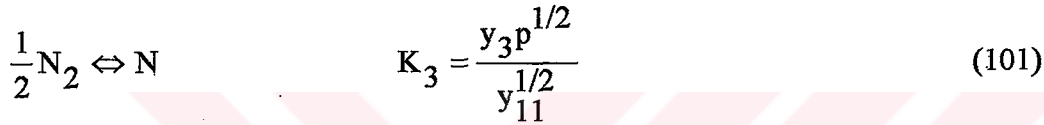
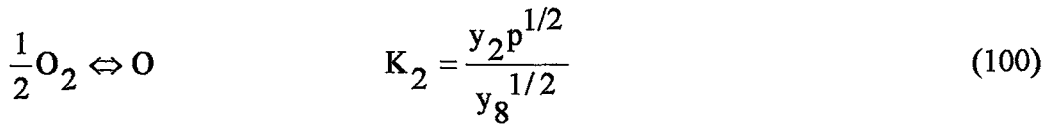
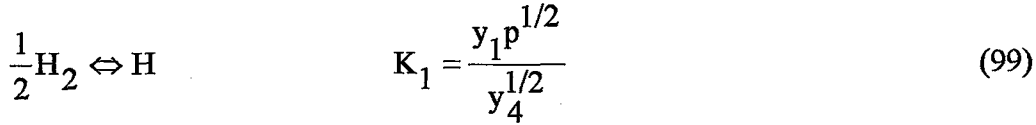
Yanma ürünlerinin mol oranlarını belirlemek amacı ile önce; karbon, hidrojen, oksijen, azot ve argon elementleri için atom dengeleri yazılabilir. Ayrıca yanma ürünlerinin mol sayısının toplamı 1'e eşit olmalıdır, yani;

$$\sum_{i=1}^{12} y_i = 1 \quad (98)$$

Tablo 3. Yüksek sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesaplandığı polinom fonksiyonlarındaki katsayılar [24, 44].

Maddeler	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
H	$0.25000000 \cdot 10^1$	0	0	0	0	$0.25471627 \cdot 10^5$	-0.46011763
O	$0.25420596 \cdot 10^1$	$-0.27550619 \cdot 10^{-4}$	$-0.31028033 \cdot 10^{-8}$	$0.45510674 \cdot 10^{-11}$	$-0.43680515 \cdot 10^{-15}$	$0.29230803 \cdot 10^5$	$0.49203080 \cdot 10^1$
H₂	$0.31001901 \cdot 10^1$	$0.51119464 \cdot 10^{-3}$	$0.52644210 \cdot 10^{-7}$	$-0.34909973 \cdot 10^{-10}$	$0.36945345 \cdot 10^{-14}$	$-0.87738042 \cdot 10^3$	$-0.19629421 \cdot 10^1$
OH	$0.28897814 \cdot 10^1$	$0.10005879 \cdot 10^{-2}$	$-0.22048807 \cdot 10^{-6}$	$0.20191288 \cdot 10^{-10}$	$-0.39409831 \cdot 10^{-15}$	$0.38857042 \cdot 10^4$	$0.55566427 \cdot 10^1$
CO	$0.29840696 \cdot 10^1$	$0.1489139 \cdot 10^{-2}$	$-0.57899684 \cdot 10^{-6}$	$0.10364577 \cdot 10^{-9}$	$-0.6935355 \cdot 10^{-14}$	$-0.14245228 \cdot 10^5$	$0.63479156 \cdot 10^1$
NO	$0.31890000 \cdot 10^1$	$0.13382281 \cdot 10^{-2}$	$-0.52899318 \cdot 10^{-6}$	$0.95919332 \cdot 10^{-10}$	$-0.64847932 \cdot 10^{-14}$	$0.9828329 \cdot 10^4$	$0.67458126 \cdot 10^1$
O₂	$0.36219535 \cdot 10^1$	$0.73618264 \cdot 10^{-3}$	$-0.19652228 \cdot 10^{-6}$	$0.36201558 \cdot 10^{-10}$	$-0.28945627 \cdot 10^{-14}$	$-0.12019825 \cdot 10^4$	$0.3615096 \cdot 10^1$
H₂O	$0.27167633 \cdot 10^1$	$0.29451374 \cdot 10^{-2}$	$-0.80224374 \cdot 10^{-6}$	$0.10226682 \cdot 10^{-9}$	$-0.48472145 \cdot 10^{-14}$	$-0.29905826 \cdot 10^5$	$0.66305671 \cdot 10^1$
CO₂	$0.44608041 \cdot 10^1$	$0.30981719 \cdot 10^{-2}$	$-0.12392571 \cdot 10^{-5}$	$0.22741325 \cdot 10^{-9}$	$-0.15525954 \cdot 10^{-13}$	$-0.48961442 \cdot 10^5$	-0.98635982
N₂	$0.28963194 \cdot 10^1$	$0.15154866 \cdot 10^{-2}$	$-0.57235277 \cdot 10^{-6}$	$0.99807393 \cdot 10^{-10}$	$-0.65223555 \cdot 10^{-14}$	$-0.90586184 \cdot 10^3$	$0.61615148 \cdot 10^1$
Ar	$0.25000000 \cdot 10^1$	0	0	0	0	$-0.74537502 \cdot 10^3$	$0.43660006 \cdot 10^1$

sağlanmalıdır. Aslında bu mol oranlarının toplamının 1'e eşit olması anlamına gelir. Böylece atom dengelerinden 13 tane mol sayısı için yalnızca 6 tane denklem yazılabilir. Bilinmeyen mol oranlarının hesabı için gerekli ek 7 denklem parçalanma reaksiyonlarının denge katsayıları göz önüne alınarak elde edilebilir. Parçalanma reaksiyonları ve bu reaksiyonlar için denge katsayıları bağıntıları aşağıda verilmiştir.



Burada p basıncının birimi atmosferdir. Denge katsayıları, termokimyasal tablolara eğriler uydurularak elde edilmiş fonksiyonlardan hesaplanmaktadır. Böylece 13 tane bilinmeyen için 13 denklemlilik bir nonlineer denklem takımı elde edilmiş olur. Bu denklem takımını çözmek için bütün maddelerin mol oranları N_2 , O_2 , CO ve H_2 'nin mol oranları cinsinden gösterilir ve gerekli düzenlemeler yapılırsa 3 tane denklem bulunur. Bu durumda dört tane y_4 , y_6 , y_8 ve y_{11} bilinmeyeni için bu üç denklem ve (98) denklemini Newton-Raphson yöntemiyle bir arada çözülerek yanma ürünlerinin mol oranları belirlenmiş olur. Bu yolla yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin mol oranları belirlendikten sonra yanma ürünlerinin

sıcaklığa, basınca ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri de belirlenebilmektedir. Bundan sonra yanmış gaz karışımının termodinamik özellikleri ve bunların sıcaklık, basınç ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır. $M_{w,k}$ yanmış gaz karışımının ortalama molekül kütlesi, R_k gaz sabiti ve ρ_k yanmış gaz karışımının yoğunluğu aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$M_{w,k} = \sum_{i=1}^{12} y_i M_{w,i} \quad (106)$$

$$R_k = R_u / M_{w,k} \quad (107)$$

$$\rho_k = (10^2 p) / (R_k T)$$

Karışımındaki her bir bileşenin sabit basınçtaki özgül ısı, entalpi ve entropi gibi termodinamik özellikleri, termokimyasal tablolara eğri uydurularak elde edilmiş fonksiyonlardan hesaplanmaktadır. Bu fonksiyonlar aşağıda verilmiştir.

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (108)$$

$$\frac{h}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (109)$$

$$\frac{s}{R} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7 \quad (110)$$

Yüksek sıcaklıktaki yanma ürünleri için bu fonksiyonlarda kullanılan katsayılar Tablo 3'te verilmiştir. Yanmış gaz karışımının; entalpisi, iç enerjisi ve termodinamik özelliklerinin sıcaklığa, basınca, ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri aşağıdaki bağıntılardan belirlenmektedir.

$$h_k = R_k T \sum y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \quad (111)$$

$$u_k = h_k - R_k T \quad (112)$$

$$\frac{\partial(M_{w,k})}{\partial T} = M_T = \sum_{i=1}^{12} M_{w,i} \frac{\partial y_i}{\partial T} \quad (113)$$

$$\frac{\partial(M_{w,k})}{\partial p} = M_p = \sum_{i=1}^{12} M_{w,i} \frac{\partial y_i}{\partial p} \quad (114)$$

$$\frac{\partial(M_{w,k})}{\partial \phi} = M_F = \sum_{i=1}^{12} M_{w,i} \frac{\partial y_i}{\partial \phi} \quad (115)$$

$$\frac{\partial R_k}{\partial T} = -\frac{M_T R_u}{(M_{w,k})^2} = -\frac{M_T R_k}{M_{w,k}} \quad (116)$$

$$\frac{\partial R_k}{\partial p} = -\frac{M_p R_u}{(M_{w,k})^2} = -\frac{M_p R_k}{M_{w,k}} \quad (117)$$

$$\frac{\partial R_k}{\partial \phi} = -\frac{M_F R_u}{(M_{w,k})^2} = -\frac{M_F R_k}{M_{w,k}} \quad (118)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial h_k}{\partial T} = c_{p,k} = R_k \left[T \sum_{i=1}^{12} \frac{\partial y_i}{\partial T} \left(\frac{h}{RT} \right)_i + \sum_{i=1}^{12} y_i \left(\frac{c_p}{R} \right)_i \right] \\ - \frac{M_T R_k T}{M_{w,k}} \sum_{i=1}^{12} y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \end{aligned} \quad (119)$$

$$\frac{\partial h_k}{\partial p} = R_k \left[T \sum_{i=1}^{12} \frac{\partial y_i}{\partial p} \left(\frac{h}{RT} \right)_i - \frac{M_p T}{M_{w,k}} \sum_{i=1}^{12} y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \right] \quad (120)$$

$$\frac{\partial h_k}{\partial \phi} = R_k \left[T \sum_{i=1}^{12} \frac{\partial y_i}{\partial \phi} \left(\frac{h}{RT} \right)_i - \frac{M_F T}{M_{w,k}} \sum_{i=1}^{12} y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \right] \quad (121)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial T} = \frac{\partial h_k}{\partial T} - \frac{\partial R_k}{\partial T} T - R_k \quad (122)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial p} = \frac{\partial h_k}{\partial p} - \frac{\partial R_k}{\partial p} T \quad (123)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial \phi} = \frac{\partial h_k}{\partial \phi} - \frac{\partial R_k}{\partial \phi} T \quad (124)$$

$$\frac{\partial p}{\partial T} = \frac{p}{R_u T} \left[M_T - \frac{M_{w,k}}{T} \right] 10^2 \quad (125)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \phi} = \frac{1}{R_u T} \left[M_{w,k} + p M_p \right] \quad (126)$$

Bu formüllerdeki $\partial y_i/\partial T$, $\partial y_i/\partial p$ ve $\partial y_i/\partial \phi$ 'lerin değerleri [24, 44, 83, 98] kaynaklarından alınan bağıntılardan yararlanılarak hesaplanmıştır. Ayrıca yukarıdaki bağıntılarda p (bar), T (K), R_k (kJ/kgK), ρ_k (kg/m³), h_k (kJ/kg), $\partial h_k/\partial T$ (kJ/kgK), $\partial h_k/\partial p$ (kJ/kgbar), $\partial h_k/\partial \phi$ (kJ/kg), $\partial \rho_k/\partial T$ (kg/(m³K)) ve $\partial \rho_k/\partial p$ (kg/kJ) birimlerindedir.

2.3.4.3. Azot Oksitlerin Belirlenmesi

Azot oksitler Zeldovich mekanizması olarak da adlandırılan aşağıdaki reaksiyonlar göz önüne alınarak belirlenmektedir.



Reaksiyonlarda bulunan H, N, O, N₂, O₂, OH ve NO gibi maddelerin konsantrasyonları kimyasal denge kanunlarından elde edilen değerleri göstermektedir. Yüksek yanma sıcaklıklarında NO dışındaki maddelerin konsantrasyonları; daha önceden açıklanan, kimyasal denge kanunlarından hesaplanan değerlerine eşit olur. Bununla birlikte, sabit hacimdeki NO konsantrasyonundaki değişim oranı aşağıdaki denklemden hesaplanmaktadır.

$$\frac{d[\text{NO}]_V}{dt} = \frac{\left(\begin{array}{l} 2k_{i,1}k_{i,2}[\text{O}][\text{N}_2][\text{O}_2] - 2k_{g,1}k_{g,2}[\text{NO}]^2[\text{O}] \\ + 2k_{i,1}k_{i,3}[\text{O}][\text{N}_2][\text{OH}] - 2k_{g,1}k_{g,3}[\text{NO}]^2[\text{H}] \end{array} \right)}{\left(k_{g,1}[\text{NO}] + k_{i,2}[\text{O}_2] + k_{i,3}[\text{OH}] \right)} \quad (128)$$

(128) denklemdaki NO konsantrasyonu başlangıçta bir önceki adımda hesaplanan değere eşit olarak alınmaktadır. Hesaba başlandığında ilk adımda bu değer sıfır olarak alınmaktadır. k_i ve k_g ileri ve geri reaksiyonların hız sabitleridir ve sunulan çalışmada kullanılan reaksiyon hızı sabitleri Tablo 4'te verilmiştir.

Motorlarda çevrim süresince silindir hacmi sürekli değişir, bu nedenle NO konsantrasyonu hem silindir hacminin, hem de reaksiyon hızının fonksiyonu olur [55]. Bu

durumda, silindir içerisindeki NO konsantrasyonunun değişim hızı, silindir hacmindeki değişim de göz önüne alınarak aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir.

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{d[\text{NO}]_v}{dt} - \frac{\text{NO}}{V} \frac{dV}{dt} \quad (129)$$

Burada $d[\text{NO}]_v/dt$, reaksiyon kinetiğinden dolayı NO konsantrasyonundaki değişim hızı, dV/dt silindir hacminin değişim hızı ve V ise anlık silindir hacmidir. (129) bağıntısından hesaplanan NO konsantrasyonundaki değişim hızı ($\text{mol}/(\text{cm}^3\text{s})$) boyutundadır. Bu değer açısız hız bölünerek ($\text{mol}/(\text{cm}^3\text{rad})$) birimine dönüştürülebilir. Sunulan çalışmada (129) bağıntısındaki hacim değişimi ile ilgili terim ihmal edilmiştir.

Tablo 4. Azot oksitlerin oluşum mekanizmaları ile ilgili hız sabitleri [30].

Reaksiyon	Reaksiyon hızı ($\text{cm}^3/\text{mol/s}$)	Sıcaklık (K)
1-i $\text{O} + \text{N}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{N}$	$7.6 \cdot 10^3 \exp(-38000/T)$	2000-5000
1-g $\text{NO} + \text{N} \rightarrow \text{O} + \text{N}_2$	$1.6 \cdot 10^{13}$	300-5000
2-i $\text{N} + \text{O}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{O}$	$6.4 \cdot 10^9 T \exp(-3150/T)$	300-3000
2-g $\text{NO} + \text{O} \rightarrow \text{N} + \text{O}_2$	$1.5 \cdot 10^9 T \exp(-19500/T)$	1000-3000
3-i $\text{N} + \text{OH} \rightarrow \text{NO} + \text{H}$	$4.1 \cdot 10^{13}$	300-2500
3-g $\text{NO} + \text{H} \rightarrow \text{N} + \text{OH}$	$2.0 \cdot 10^{14} \exp(-23650/T)$	2200-4500

Sunulan çalışmada, Diesel motoru çevrimlerini hesaplamak için çok bölgeli bir model kullanılmıştır ve yanma işleminde her bir bölgede oluşan azot oksitlerin konsantrasyonunu belirlemek amacı ile (129) denklemi kullanılmıştır. Yanma odasındaki toplam NO konsantrasyonu her bir bölgedeki azot oksitlerin göz önüne alınması ile bulunmaktadır. Yanma olmayan C bölgesinin sıcaklığı genellikle 1000 K'den düşük olmasına karşın A bölgesinin sıcaklığı 1000 K'den yüksek olmaktadır. Böylece A bölgesindeki karışımın havadan oluşması ve C bölgesindeki sıcaklıkların düşük olması nedenleriyle bu bölgelerde etkin reaksiyonlar görülmez. Bundan dolayı söz konusu bölgelerde azot oksit oluşmadığı varsayılmaktadır.

2.3.5. Diesel Yakıtı-Hafif Yakıt Karışımları (Fumigasyonları) İçin Programda Yapılan Değişiklikler

Diesel motorlarında emme işleminde çevreden hava emilmekte ve söz konusu hava sıkıştırma işlemi süresince sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma işleminin sonuna doğru Diesel yakıtı sıkıştırılmış havanın içerisine püskürtülmektedir. Oysa hafif yakıt fumigasyonu durumunda, emme kanalına eklenen basit bir karbüratörle hafif yakıt, emilmekte olan havanın içerisine püskürtülmektedir. Bu durumda hafif yakıt yanma odasına girerken burarlaşmaktadır ve çevreden buharlaşma ısını çekmektedir. Böylece emme sonu sıcaklığı normal Diesel motorundakinden daha düşük değerlerde olmaktadır ve bunun sonucunda silindire giren hava miktarı artmaktadır, yani volümetrik verim biraz yükselmektedir [2].

Sıkıştırma işlemi boyunca hava-hafif yakıt karışımı sıkıştırılmakta ve söz konusu karışımın içerisine Diesel yakıtı püskürtülmektedir. Tutuşma gecikmesi sonucu biriken Diesel yakıtı yandıktan sonra yani kendi kendine ilk tutuşmanın ardından çevredeki hafif yakıtın tamamının anlık olarak yandığı varsayılmaktadır. Sunulan çalışmada bu durumlar göz önüne alınarak; Diesel motoru çevrimleri için hazırlanmış çevrim modeli, fumigasyon durumu için uyarlanmıştır. Fumigasyon durumunda da çevrim boyunca termodinamik özellikler (12) ve (16) adi diferansiyel denklem takımı çözülerek belirlenmektedir. Yalnız söz konusu denklemlerde bulunan bazı terimlerde fumigasyon durumu için bazı değişiklikler yapmak gerekmektedir. Fumigasyon durumu için modelde yapılan düzenlemeler aşağıda sırasıyla verilmiştir.

2.3.5.1. Fumigasyon Durumu İçin Emme ve Sıkıştırma İşlemi Boyunca Silindirdeki Dolgunun Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Hafif yakıtın buharlaşması sonucu emme sonu sıcaklığı azalmaktadır. Söz konusu azalma geliştirilen basit buharlaşma formülü ile hesaba katılmıştır. Bu konu ile ilgili ayrıntılı bilgi Bölüm 2.3.6.1'de verilmiştir.

Sıkıştırma işlemi süresince hava-hafif yakıt karışımı sıkıştırılmaktadır. Bu durumda karışımın termodinamik özellikleri hesaplanırken hafif yakıtın özelliklerinin de hesaba katılması gerekmektedir. Hesaplar 1 mol hava başına yapılmaktadır. Bu durumda 1 mol hava için $X_1\phi_{\epsilon_m}$ mol kadar Diesel ve $X_2\phi_{\epsilon_m}$ mol kadar hafif yakıt kullanılmaktadır. Burada

X_1 ve X_2 karışımındaki Diesel ve hafif yakıtın hacimsel oranlarıdır. Böylece fumigasyon durumu için sıkıştırma işleminde her bir maddenin mol oranları aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$y_1 = \frac{0.21}{(1 + X_2 \phi \epsilon_m)} \quad (130)$$

$$y_2 = \frac{0.79}{(1 + X_2 \phi \epsilon_m)} \quad (131)$$

$$y_{fum} = \frac{X_2 \phi \epsilon_m}{(1 + X_2 \phi \epsilon_m)} \quad (132)$$

$$M_{w,k} = 15.999y_1 + 28.01y_2 + M_{w,fum}y_{fum} \quad (133)$$

Burada $M_{w,fum}$ hafif yakıtın molekül kütesidir ve fum alt indisi fumigasyonu göstermektedir. Karışımındaki her bir maddenin mol oranları belirlendikten sonra; karışımındaki gazların termodinamik özellikleri 83'ten 85'e kadar olan denklemler ve her bir özelliğin sıcaklığa, basınca ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri ise 87'den 96'ya kadar olan denklemler kullanılarak hesaplanabilir.

2.3.5.2. Fumigasyon Durumunda Demet Çevresindeki Hava-Hafif Yakıt Karışımının Anlık Olarak Yanması

Sıkıştırma sonunda; Diesel yakıtı, sıkıştırılmış hava-hafif yakıt karışımının içerisine püskürtülmektedir. Fumigasyon durumunda, püskürtülen Diesel yakıtının koni biçimindeki bir demet şeklinde geliştiği varsayılmıştır ve demet boyunun, açısının ve damlacık boyutu dağılımının belirlenmesinde Diesel motoru çevrimlerini hesaplamak için kullanılan ampirik bağıntıların aynısı kullanılmıştır. Literatürde fumigasyon için yapılan teorik çalışmalarda da demet karakteristikleri normal Diesel motoru için geliştirilen ampirik bağıntılar kullanılarak belirlenmektedir [22, 23, 55, 92, 93].

Tutuşma gecikmesi sonunda; Diesel motoru çevrimlerini hesaplamak için hazırlanan modelde olduğu gibi, yanma odasındaki karışım üç bölgeye ayrılmaktadır. Tutuşma gecikmesi sonunda yanabilecek ekivalans oranı sınırlar içerisinde karışıma sahip olan B_1 bölgesinin anlık olarak yanacağı varsayılmıştır. Demet çevresindeki hava-hafif yakıt karışımı buharlaşmış ve yanmaya hazır durumdadır. Söz konusu karışımın bir kıvılcım ile

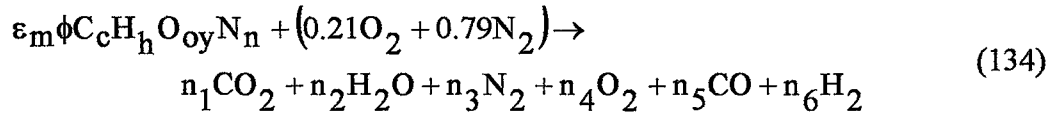
tutuşturulduğunda yanma başlayabilir. Bu nedenle B₁ bölgesinin yanmasının bir kıvılcım görevi gördüğü düşünülerek çevredeki hava-hafif yakıt karışımının tamamının anlık olarak yandığı varsayılmaktadır.

Literatürde yapılan fumigasyon çalışmalarında, demet çevresindeki hava ve hafif yakıtın birlikte demete çekilerek adım adım yandığı varsayılmaktadır. Bu şekilde yanma odasındaki Diesel yakıtının yanması tamamlandıktan sonra çevrede kalan hafif yakıt karışımının da yandığı varsayılmaktadır. Bu şekildeki hesaplamada; hafif yakıtın büyük bir miktarı genişleme sonuna doğru yandığı için söz konusu hafif yakıtın enerjisi tam olarak hesaba katılamamaktadır [17, 22, 55, 92]. Sunulan çalışmada ise tutuşma gecikmesi sonucu Diesel yakıtı yanmaya başladıktan sonra hafif yakıtın tamamının anlık olarak yandığı varsayılmaktadır. Böylece söz konusu ani yanmanın silindir içerisinde bir girdap hareketi oluşturduğu ve Diesel yakıtı ile havayı daha iyi karıştırdığı düşünülmektedir.

Demet çevresindeki hafif yakıtın anlık yanması sonucu silindir dolgusunun basıncı, bölgelerin hacimleri ve sıcaklıkları, her hangi bir B_i bölgesinin anlık yanmasında kullanılan hesap yönteminin benzeri uygulanarak belirlenmiştir. Hava-hafif yakıt karışımının yanması sonucu oluşan yanma ürünlerinin mol oranlarının ve termodinamik özelliklerinin hesabı aşağıdaki gibi yapılmıştır.

2.3.5.3. Hafif Yakıtın Yanması Sonucunda Meydana Gelen Yanma Ürünlerinin ve Gaz Karışımının Termodinamik Özelliklerinin Hesabı

Kapalı formülü C_oH_hO_{oy}N_n olan bir hidrokarbon yakıtın 1 mol hava ile yanması durumundaki yanma denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.



Burada ϕ ekivalans oranıdır, ε_m ise molar yakıt-hava oranıdır ve (67) denklemi kullanılarak belirlenmektedir. Demetin çevredeki hava-hafif yakıt karışımının yanması sonucu oluşacak O, N, H, NO, OH gibi yanma ürünlerinin mol sayıları çok düşük olduğundan; daha sonra söz konusu yanma ürünleri, demete çekilerek yapılan hesabın kolaylaştırılması için, göz ardı edilmiştir. Demet çevresindeki hava-hafif yakıt karışımı fakir bir karışım olduğundan (134) denklemindeki CO ve H₂'nin mol sayıları sıfır alınabilir [44]. Böylece yanma

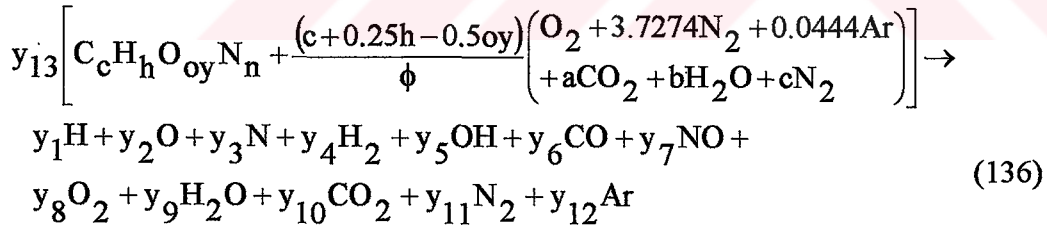
ürünlerinin mol sayıları atom dengeleri yazılarak belirlenebilir. Mol sayıları belirlendikten sonra aşağıdaki bağıntılar kullanılarak yanma ürünlerinin mol oranları bulunabilir.

$$y_i = n_i / \sum n_i \quad i = 1, \dots, 4 \quad (135)$$

Mol oranları hesaplandıktan sonra karışımdaki her bir bileşenin entalpi, sabit basınçtaki özgül ısı ve iç enerji gibi termodinamik özellikleri (83-85) eşitliklerinden ve her bir özelliğin sıcaklık, basınç ve ekivalan oranına göre kısmi türevleri ise (87-96) denklemlerinden belirlenebilir. Bu durumda söz konusu denklemlerde yakıtla ilgili terimler yer almamaktadır. Yanma ürünleri ise dört tane dir.

2.3.5.4. Fumigasyon Durumu İçin Yüksek Sıcaklıktaki Karışımın Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Demetin bölgelere ayrılması ve söz konusu bölgelerin anlık yanması ile ilgili tüm hesaplar Diesel motoru çevrimleri için hazırlanan modeldekinin benzeri şeklinde yapılmaktadır. Burada C ve B₁ bölgelerine çevreden hava (O₂, N₂) ve ayrıca CO₂ ve H₂O gibi yanmış maddeler çekilmektedir. Böylece fumigasyon durumunda yüksek sıcaklıktaki maddelerin mol oranlarını belirlemek için yanma denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.



Fumigasyon durumunda yanma ürünlerinin mol oranlarının hesabı Bölüm 2.3.4.2'dekinin benzeri şekilde yapılmaktadır. Yalnız burada atom denklemleri yazılırken yanma denkleminin sol tarafına eklenen aCO₂, bH₂O ve cN₂ maddeleri de göz önüne alınmalıdır. Burada a, b ve c katsayıları 4.7718 mol hava için gerekli CO₂, H₂O ve N₂'nin mol sayılarıdır. Mol oranlarının belirlendikten sonra gaz karışımın termodinamik özellikleri ve bunların sıcaklık, basınç ve ekivalans oranına göre türevleri Bölüm 2.3.4.2'dekinin benzeri şekilde yapılmaktadır.

A ve C bölgesinde bulunan maddelerin mol oranları ve termodinamik özellikleri de aşağıdaki gibi belirlenebilir. A bölgesinde hava-hafif yakıt karışımının tam yandığı ve

sonuçta CO₂, H₂O, N₂ ve O₂ gibi maddelerin meydana geldiği varsayılmaktadır. Silindir basıncının ve A bölgesinin sıcaklığının değişmesi durumunda bu karışımın termodinamik özellikleri de değişmektedir. A bölgesindeki karışımın termodinamik özellikleri; sıcaklık ve basınca bağlı olarak, (83-85) denklemleri kullanılarak belirlenebilir.

C bölgesinde Diesel yakıtı ve çevreden çekilen CO₂, H₂O, N₂ ve O₂ gibi maddeler bulunmaktadır. Bu bölgenin sıcaklığı genellikle 1000 K'den düşük olur ve böylece C bölgesinde her hangi bir yanma reaksiyonunun meydana gelmediği varsayılabilir. Silindir basıncı ve bölge sıcaklığı değiştikçe karışımın termodinamik özellikleri de değişmektedir. Böylece C bölgesinin termodinamik özellikleri Bölüm 2.3.4.1'deki gibi hesaplanabilir.

Fumigasyon durumunda, demet ile ilgili tüm parametreler, demetteki hava ve Diesel yakıtı miktarının belirlenmesi, bölgelerin oluşturulması ve yanmaya hazır B_i bölgelerinin anlık yanması ile ilgili hesaplamalar Diesel motoru çevrimleri için geliştirilen modeldekinin benzeri şeklinde yapılmaktadır.

2.3.6. Motor Çevriminin Hesaplanması

2.3.6.1. Emme İşlemi

Emme işlemi ve emme işlemine bağlı bazı parametreler (volümetrik verim, artık gazlar katsayısı, vb) Durgun tarafından geliştirilmiş olan pratik hesap yönteminden yararlanarak hesaplanmıştır [42, 98, 100]. Aşırı doldurmasız motorlarda dış ortam koşullarında taze hava emilir. Aşırı doldurmalı motorlarda ise silindire kompresör çıkış basıncı ve sıcaklığında gazlar girer. Bu durumda p₀ dış ortam basıncı, T₀ dış ortam sıcaklığı olmak üzere, p'_c kompresör çıkış basıncı ve T'_c kompresör çıkış sıcaklığı aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanmıştır [100].

$$p'_c = 1.5p_0 \quad \text{düşük aşırı doldurma durumunda} \quad (137)$$

$$p'_c = (1.5 - 2.2)p_0 \quad \text{orta aşırı doldurma durumda} \quad (138)$$

$$p'_c = (2.2 - 2.5)p_0 \quad \text{yüksek aşırı doldurma durumunda} \quad (139)$$

$$T'_c = T_0 \left(\frac{p'_c}{p_0} \right)^{\left(\frac{n_c - 1}{n_c} \right)} \quad (140)$$

Burada n_c kompresör politrop üssüdür.

Sunulan modelleme çalışmasında artık eksoz gazları göz ardı edilmektedir. Bununla birlikte emme sonu sıcaklığını ve basıncını daha doğru hesaplamak için artık eksoz gazları katsayısı hesaba katılmıştır. Bu amaçla artık gazlarla ilgili bazı büyüklüklerin belirlenmesi gerekmektedir. Hava içerisindeki artık gazların basıncı ve sıcaklığı aşağıdaki bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır.

$$p_r = (1.05 - 1.25)p_0 \quad \text{aşırı doldurmasız motor} \quad (141)$$

$$p_r = (0.75 - 0.98)p'_c \quad \text{aşırı doldurmalı motor} \quad (142)$$

$$T_r = \left(\frac{-6.25n^2}{1.10^2} \right) + 0.75n + 831.25 \quad (143)$$

Burada n devir sayısıdır. Hava-hafif yakıt karışımı silindire girene kadar sıcak emme kanalı çeperlerine çarparak ΔT kadar ısınır. Bu ön ısınma;

$$\Delta T = (10 - 40)^\circ \text{C} \quad \text{Diesel motoru}$$

$$\Delta T = (-5 - 10)^\circ \text{C} \quad \text{aşırı doldurmalı Diesel motoru}$$

düzeyinde olur. Düşük devirlerdeki ısınma miktarı aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\Delta T = A_n (110 - 0.0125n) \quad (144)$$

Burada A_t katsayısı ;

$$A_t = \left(\frac{\Delta T_n}{110 - 0.125n_N} \right) \quad (145)$$

bağıntısından bulunmuştur. Emilen hava-hafif yakıt karışımının basıncı, emme sisteminin direncinden dolayı biraz azalır ve silindir içinde;

$$p_a = p_0 - \Delta p_a \quad (146)$$

düzeyinde bir emme sonu basıncı oluşur. Δp_a basınç düşüşü; $(\beta^2 + \xi)$ toplam direnç katsayısına ve en dar kesitteki V_m hızına bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi) \frac{V_m^2}{2} \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 10^{-6} \rho_h \quad (\text{MPa}) \quad (147)$$

$$(\beta^2 + \xi) = (2.5 - 4)$$

$$V_m = 50 - 130 \quad (\text{m/s})$$

Yukarıdaki bağıntılarda n_N nominal devir sayısıdır. Emme sonu sıcaklığı aşağıdaki bağıntılardan belirlenmiştir.

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} - \frac{M_{\text{fum}}}{M_1 c_p} Q_{\text{fum}} \quad (148)$$

Burada Q_{fum} hafif yakıtın buharlaşma ısısı, M_{fum} 1 kg Diesel yakıtı için emme kanalına püskürtülen hafif yakıtın mol sayısı, γ_r artık gazlar katsayısı ve M_1 emilen taze dolgunun mol sayısıdır. γ_r ve M_1 aşağıdaki bağıntıdan yararlanarak bulunabilir.

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon \varphi_{\text{ed}} p_a - p_r} \quad (149)$$

$$M_1 = \frac{1}{\phi} H_{\text{min}} + \frac{1}{M_{w,\text{fum}}} \quad (150)$$

$$H_{\text{min}} = \frac{1}{0.208} \left[\frac{c'}{12} + \frac{h'}{4} - \frac{oy'}{32} \right] \quad (151)$$

Burada φ_{ed} ek doldurma katsayısıdır ve Diesel motorlarında $\varphi_{\text{ed}} = (0.88 - 1.15)$ alınabilir.

(151) bağıntısında bulunan c' , h' , oy' , s' ve w' yakıtın kapalı formülünden hesaplanabilir örneğin, $c' = (12.011c)/M_{w,y}$ 'dir.

Emme sonunda emilen taze dolgunun mol sayısının, aynı hacmi dış ortam koşullarda doldurabilecek dolgunun mol sayısına oranı *volumetrik verim* olarak adlandırılmaktadır,

$$\eta_v = \varphi_{ed} \frac{\varepsilon p_a}{\varepsilon - 1 p_0} \frac{T_0}{\Delta T + \gamma_r T_r + T_0} \quad (152)$$

bağıntısından belirlenebilir.

2.3.6.2. Sıkıştırma İşlemi

Sıkıştırma işlemi süresince, silindir içerisindeki kütle değişmediği yani herhangi bir kütle kaybının olmadığı ($\dot{m} = 0$) varsayılmıştır. Böylece m ; emme işlemi sonunda yanma odası içindeki havanın toplam kütlelerine eşittir ve taze dolgunun (p_a, T_a) emme sonu özelliklerinden ve sıkıştırma başlangıcındaki toplam yanma odası hacminden belirlenir. Yani silindir içerisindeki kütle aşağıdaki gibi hesaplanmıştır [44].

$$m = \frac{V}{v} \quad (153)$$

Burada v emme sonu koşullarındaki hava-hafif yakıt karışımının özgül hacmidir. Sıkıştırma işlemi boyunca karışımın termodinamik özellikleri hesaplanırken 1 mol hava için $X_2 \varepsilon_m \phi$ mol hafif yakıt kullanıldığı varsayılmaktadır. Karışımın molekül kütlesi (134) denkleminde hesaplanabilir. Söz konusu karışımdaki her bir maddenin mol oranları bilindiğinden karışımdaki havanın ve hafif yakıtın kütleleri aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$n_k = \frac{m}{M_{w,k}} \quad (154)$$

$$m_i = y_i n_k M_{w,i}, \quad i = 1, 2 \quad (155)$$

Burada 1 havayı ve 2 hafif yakıtı göstermektedir. Diesel motorlarında yanma odasına püskürtülen yakıt miktarı;

$$\dot{m}_y = c_d A_n \sqrt{2\rho_y \Delta p} \quad (156)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır. Burada A_n memenin minimum alanı, ρ_y yakıtın yoğunluğu ve c_d boşalma katsayısıdır ve sunulan çalışmada değeri 0.8 olarak alınmıştır. Her hangi bir krank açısında püskürtülen yakıtın kütlesi n devir sayısına bağlı olarak;

$$m_y = c_d A_n \sqrt{2\rho_y \Delta p} \frac{\Delta\theta}{6n} \quad (157)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır. Tutuşma gecikmesi süresi ise literatürde çok yaygın olarak kullanılan aşağıdaki bağıntıdan yararlanarak belirlenmiştir.

$$\tau_{tg} \text{ (KMA)} = (0.36 + 0.22V_{p,m}) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{R_u T} - \frac{1}{17,190} \right) \left(\frac{21.2}{p - 12.4} \right)^{0.63} \right] \quad (158)$$

Burada $V_{p,m}$ ortalama piston hızıdır ve E_A ;

$$E_A = \frac{618,840}{SS + 25} \quad (159)$$

bağıntısından bulunmuştur [22, 30, 55]. Burada SS Diesel yakıtının setan sayısıdır ve sunulan çalışmada kullanılan Diesel yakıtı için değeri 45 olarak alınmıştır. Yukarıdaki bağıntıda krank açısı cinsinden hesaplanan tutuşma gecikmesi,

$$\tau_{tg} \text{ (ms)} = \frac{\tau_{tg} \text{ (KMA)}}{0.006n} \quad (160)$$

eşitliği kullanılarak mili saniyeye dönüştürülmüştür [30]. Sıkıştırma işlemi boyunca ve tutuşma gecikmesi süresince, aşağıda düzenlenmiş yapıları verilmiş olan \dot{T} ve \dot{p} denklemleri çözülmüştür. Söz konusu işlemler boyunca yanma odasında tek bölge bulunduğu için demet henüz bölgelere ayrılmadığından sıcaklık ve basınç değişimleri için düzenlenmiş denklemler kullanılmıştır.

$$\dot{T} = \frac{B}{A} \left[\frac{\dot{m}}{m} \left(1 - \frac{h}{B} \right) - \frac{\dot{V}}{V} + \frac{1}{Bm} \left(-\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i \right) \right] \quad (\text{K/rad}) \quad (161)$$

$$\dot{p} = \frac{10^{-2} \rho}{(\partial \rho / \partial p)} \left[-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \dot{T} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial \phi} \dot{\phi} - \frac{\dot{m}}{m} \right] \quad (\text{bar/rad}) \quad (162)$$

Burada,

$$A = \frac{\partial \rho / \partial T}{\partial \rho / \partial p} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{\partial h}{\partial p} \right) + \frac{\partial h}{\partial T}, \quad B = \frac{\left(1 - \rho \frac{\partial h}{\partial p} \right)}{(\partial \rho / \partial p)}, \quad C = \frac{\partial h}{\partial \phi} + \frac{\partial \rho / \partial \phi}{\partial \rho / \partial p} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{\partial h}{\partial p} \right)$$

dir. Sıkıştırma işlemi boyunca $\dot{m} = 0$ olduğundan (161) ve (162) denklemleri daha basit formda olmaktadır. Ayrıca sıkıştırma işlemi boyunca ekivalans oranı sabit olduğundan söz konusu denklemlerde ekivalans oranına göre kısmi türevler de bulunmamaktadır. Tutuşma gecikmesi süresince çözülen (161) ve (162) denklemlerinde ekivalans oranına göre kısmi türevlerin etkisi diğer terimler yanında çok küçük olmaktadır. Ayrıca tutuşma gecikmesi süresi (4-6) °KMA düzeylerinde sürdüğü için ekivalans oranının değişimi ve ekivalans oranına göre kısmi türevler göz ardı edilmiştir.

Yukarıdaki eşitliklerde yer alan, gazların termodinamik özelliklerine ve onların basınca ve sıcaklığa göre kısmi türevlerine ilişkin terimlerin sayısal olarak bilinmesi gerekir. Sıkıştırma işlemi ve tutuşma gecikmesi boyunca silindir içerisinde hava ve hava-hafif yakıt karışımı bulunmaktadır ve söz konusu karışımın sıcaklığı genellikle 1000 K'den küçük olmaktadır. Bu nedenle bu termodinamik özellikler ve onların sıcaklığa ve basınca göre kısmi türevleri; düşük sıcaklıktaki hesap yöntemi uygulanarak belirlenmiştir.

Böylece; sıkıştırma işlemi ve tutuşma gecikmesi boyunca, silindir içerisindeki dolgunun termodinamik durumu, yukarıda verilen (161) ve (162) denklemlerinin bir arada çözülmesiyle anlık olarak belirlenmiştir. Söz konusu denklem takımı 5. dereceden Runge-Kutta yöntemiyle çözülmüştür.

2.3.6.3. Yanma İşlemi

Tutuşma gecikmesinin sonuna doğru silindir içerisinde A, B₁ ve C şeklinde üç bölgenin bulunduğu varsayılmıştır. Tutuşma gecikmesi sonunda yanabilecek yakıt hava

karışımının bulunduğu B₁ bölgesi anlık olarak yanmaktadır. Anlık yanma sonucu silindir basıncı ve A, B₁ ve C bölgelerinin sıcaklıkları Bölüm 2.3.2.6'da anlatıldığı gibi hesaplanmıştır. Bulunan bu silindir basıncı, bölge sıcaklıkları ve hacimleri ilk değerler olarak alınmış ve (12) ve (16) denklemleri, her bir bölge için düzenlenerek, çözülmeye başlanmıştır. Söz konusu denklemler 4. dereceden Runge-Kutta yöntemiyle çözülmüştür [96, 97]. Bu denklemler uygun Δθ adımları alınarak çözülmektedir. Sunulan çalışmada adımlar 0.2, 0.4, 0.5 ve 1 °KMA şeklinde seçilmiştir. Tutuşma gecikmesi sonunda silindir basıncının ve silindirde bulunan A, B₁ ve C bölgelerinin hacimlerinin belirlenebilmesi için (12) ve (16) denklemleri aşağıdaki gibi düzenlenmiştir.

$$\frac{dp}{d\theta} = \left[\begin{aligned} & \sum_{i=1}^n \psi_i \dot{m}_{i,gir} (\varphi_i R_i T_i - u_i + h_{i,gir}) - \sum_{i=1}^n \psi_i \dot{m}_{i,çik} (\varphi_i R_i T_i - u_i + h_{i,gir}) \\ & + \sum_{i=1}^n \psi_i \varphi_i m_i T_i \frac{\partial R_i}{\partial \phi_i} \frac{d\phi_i}{d\theta} - \sum_{i=1}^n \psi_i m_i \frac{\partial u_i}{\partial \phi_i} \frac{d\phi_i}{d\theta} + \sum_{i=1}^n \psi_i \dot{Q}_i - \sum_{i=1}^n \frac{dV_i}{d\theta} \end{aligned} \right] \\ \left[\sum_{i=1}^n \left(\psi_i \dot{m}_i \frac{\partial u_i}{\partial p} + \psi_i \varphi_i V_i - \psi_i \varphi_i m_i T_i \frac{\partial R_i}{\partial p} \right) \right] \quad (163)$$

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

$$\psi_i = \frac{1}{\varphi_i p + p}$$

$$\frac{dV_C}{d\theta} = (p + \varphi_C p) = -\frac{dp}{d\theta} \left[m_C \frac{\partial u_C}{\partial p} + \varphi_C V_C - \varphi_C m_C T_C \frac{\partial R_C}{\partial p} \right] \\ + \dot{m}_{C,gir} \left(\varphi_C R_C T_C - u_C + h_{C,gir} \right) \\ - \dot{m}_{C,çik} \left(\varphi_C R_C T_C - u_C + h_{C,çik} \right) \\ + \varphi_C m_C T_C \frac{\partial R_C}{\partial \phi_C} \frac{d\phi_C}{d\theta} - m_C \frac{\partial u_C}{\partial \phi_C} \frac{d\phi_C}{d\theta} + \dot{Q}_C \quad (164)$$

$$\begin{aligned}
\frac{dV_A}{d\theta} = (p + \varphi_A p) = & -\frac{dp}{d\theta} \left[m_A \frac{\partial u_A}{\partial p} + \varphi_A V_A - \varphi_A m_A T_A \frac{\partial R_A}{\partial p} \right] \\
& + \dot{m}_{A,gir} \left(\varphi_A R_A T_A - u_A + h_{A,gir} \right) \\
& - \dot{m}_{A,çik} \left(\varphi_A R_A T_A - u_A + h_{A,çik} \right) + \dot{Q}_A.
\end{aligned} \tag{165}$$

$$\begin{aligned}
\frac{dV_{B_1}}{d\theta} = (p + \varphi_{B_1} p) = & -\frac{dp}{d\theta} \left[m_{B_1} \frac{\partial u_{B_1}}{\partial p} + \varphi_{B_1} V_{B_1} - \varphi_{B_1} m_{B_1} T_{B_1} \frac{\partial R_{B_1}}{\partial p} \right] \\
& + \dot{m}_{B_1,gir} \left(\varphi_{B_1} R_{B_1} T_{B_1} - u_{B_1} + h_{B_1,gir} \right) \\
& - \dot{m}_{B_1,çik} \left(\varphi_{B_1} R_{B_1} T_{B_1} - u_{B_1} + h_{B_1,çik} \right) \\
& + \varphi_{B_1} m_{B_1} T_{B_1} \frac{\partial R_{B_1}}{\partial \phi_{B_1}} \frac{d\phi_{B_1}}{d\theta} - m_{B_1} \frac{\partial u_{B_1}}{\partial \phi_{B_1}} \frac{d\phi_{B_1}}{d\theta} + \dot{Q}_{B_1}
\end{aligned} \tag{166}$$

Söz konusu (163), (164), (165) ve (166) denklemlerini çözebilmek için; önce seçilen $\Delta\theta$ adımlarında, püskürtülen Diesel yakıtının debisi, demet parametreleri, Diesel yakıtının dağılma faktörü değerleri, her bir bölgenin ekivalans oranı sınırları, bölgelerde bulunan yakıt ve hava miktarları ve kütlelerdeki değişim oranları hesaplanmaktadır. Ayrıca denklemlerdeki gazların termodinamik özellikleri ve bu özelliklerin sıcaklık, basınç ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri bölgenin durumuna göre Bölüm 2.3.4.2'de anlatıldığı gibi belirlenmektedir. Bu değerler belirlendikten sonra söz konusu denklemler her bir bölge için çözümlenerek silindir basıncı ve bölgelerin hacimleri hesaplanmıştır. Daha sonra (5) ideal gaz denklemi kullanılarak her bir bölgenin sıcaklığı bulunmuştur.

Bölgelerin son durumları belirlendikten sonra yeni bir bölgenin oluşup oluşmadığı kontrol edilir. Eğer geçici B_j bölgesindeki Diesel yakıtının kütlesi yeni bir B_i bölgesi oluşturamıyorsa krank açısı $\Delta\theta$ kadar artırılarak yeni krank açısı değerinde yine püskürtülen Diesel yakıtının debisi, demet parametreleri, Diesel yakıtının dağılma faktörü, her bir bölgenin ekivalans oranı sınırları, bölgelerdeki yakıt ve hava miktarları ve kütlelerdeki değişim oranları, gazların termodinamik özellikleri ve termodinamik özelliklerin sıcaklık, basınç ve ekivalans oranına göre kısmi türevleri belirlenir. Söz konusu değerler belirlendikten sonra (163)'ten (166)'ya kadar numaralandırılmış adı

diferansiyel denklem takımı bir arada çözümlenerek silindir basıncı, bölgelerin hacimleri ve ideal gaz denkleminde de bölgelerin sıcaklıkları hesaplanır.

Daha sonra geçici B_j bölgesindeki Diesel yakıtının kütlesi yeni bir bölge oluşturacak kriteri sağlıyorsa yeni bir B_i bölgesi oluşturulur. B_i bölgesi oluşturulmaz anlık olarak yanar. Söz konusu yanmanın anlık olduğu varsayıldığından $\Delta\theta=0$ olur ve bu işlemler boyunca herhangi bir iş üretilmediği, demete çevreden hava çekilmediği ve ısı transferinin olmadığı varsayılmaktadır. Yeni oluşan B_i bölgesinin anlık yanması sonucu silindir basıncı, ve yanma odası içerisinde bulunan A, C bölgelerinin ve daha önce yanmış B_j bölgelerinin hacimleri ve sıcaklıkları değişmektedir. Anlık yanma sonucu değişen silindir basıncı ve bölgelerin hacimleri ve sıcaklıkları Bölüm 2.3.2.6'da anlatıldığı gibi belirlenebilir. Anlık yanma sonucu tekrar (163)'ten (166)'ya kadar olan adi diferansiyel denklem takımının çözümüne başlanır. Yalnız yeni bir bölge daha oluştuğundan B₁ bölgesi için düzenlenmiş (166) denklemi gibi bir denklem de adi diferansiyel denklem takımına eklenir. Söz konusu denklemlerin çözümü yukarıda anlatıldığı gibi sürdürülmektedir.

Yakıtça zengin özün oluşturduğu C bölgesinde ekivalans oranı 2.88'ten küçük oluncaya kadar yukarıda anlatılan işlemlere devam edilir. Böylece C bölgesinde ekivalans oranı 2.88'in altına indiğinde bu bölge de anlık olarak yanar. Anlık yanma sonucu silindirdeki bölgelerin termodinamik durumu belirlenir. Sonuçta C bölgesinin anlık yanması sonunda silindir içerisindeki tüm yakıt yanmış olduğundan yanma işleminin tamamlandığı varsayılmıştır. Bundan sonra demetin parçalandığı ve silindir içerisinde yanmış ürünlerin genişlemeye başladığı düşünülmüştür.

2.3.6.4. Genişleme İşlemi

Yanma işleminin ardından yakıtın tümü yandıktan sonra genişleme işlemi başlatılmıştır. Genişleme süresince silindir dolgusunun tamamı yanmış gazlardan oluşmaktadır. Söz konusu işlem süresince kütle ve ekivalans oranının değişmediği varsayılmış yani $\dot{m} = 0$; $\dot{\phi} = 0$ alınmıştır. Genişleme işlemi boyunca silindir içerisinde tek bölge olduğundan silindir dolgusunun termodinamik özelliklerini hesaplamak için basınç ve sıcaklık için yukarıda verilmiş olan diferansiyel denklem takımı tekrar düzenlenmiş ve çözülmüştür. Böylece düzenlenen diferansiyel denklem takımı aşağıda verilmiştir.

$$\dot{T} = \frac{B}{A} \left[-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{\dot{Q}}{Bm} \right] \quad (\text{K/rad}) \quad (167)$$

$$\dot{p} = \frac{10^{-2} \rho}{(\partial p / \partial p)} \left[-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right) \dot{T} \right] \quad (\text{bar/rad}) \quad (168)$$

Bu denklemlerde yer alan gazlarla ilgili termodinamik özellikler Bölüm 2.3.4.2'de açıklandığı gibi belirlenmektedir. (167) denklemindeki A ve B'nin değerleri Bölüm 2.3.6.2'de verilmiştir. Söz konusu denklem takımı 5. dereceden Runge-Kutta yöntemiyle çözümlenerek silindir dolgusunun termodinamik durumu belirlenmektedir.

2.3.6.5. Eksoz İşlemi

Eksoz sıcaklığı Durgun [42, 100] tarafından verilen ampirik formülle hesaplanmıştır. Emme işleminin başlangıcında Bölüm 2.3.6.1'de yaklaşık şekilde seçilen T_r eksoz sıcaklığı ve p_r eksoz basıncı çevrim simülasyonu sonunda hesaplanan genişleme sonu özelliklerine (T_b , p_b) bağlı olarak aşağıda formülden yararlanılarak yeniden belirlenmiştir.

$$T_r' = \frac{T_b}{\left(\frac{p_b}{p_r} \right)^{1/3}} \quad (169)$$

Eğer $|(T_r' - T_r)/T_r| \leq 0.03$ ise çevrim simülasyonu tamamlanmış olur, eğer bu yakınsaklık sağlanamıyorsa $T_r = T_r'$ alınarak çevrim hesabı yeniden yapılmalıdır.

2.3.7. Motor Karakteristiklerinin Hesaplanması

2.3.7.1. Ortalama İndike Basınç ve İndike Verim

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

$$p_{mi} = \frac{W_{\zeta}}{V_h} \quad (170)$$

bağıntısından hesaplanır. Burada W_{ζ} çevrim işidir. İndike verim ise aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir.

$$\eta_i = \frac{W_{\zeta}}{m_y H_u} \quad (171)$$

Burada m_y yakıtın kütlesi, H_u yakıtın alt ısıl değeridir. Alt ısıl değer çok iyi bilinen Mendelejev formülünden hesaplanmıştır [25, 100].

$$H_u = 33.91c' + 125.6h' - 10.89(oy' - s') - 2.51(9h' + w) \quad \left(\frac{MJ}{kg} \right)$$

İndike verim için gerekli düzenlemeler yapılırsa aşağıdaki bağıntı elde edilebilir [24, 44, 94, 98].

$$\eta_i = \frac{w_{\zeta}(1 + F_{st}\phi)}{F_{st}\phi(1 - f)H_u} \quad (172)$$

Burada w_{ζ} birim kütle başına yapılan iş ve f kütleli artık gazlar katsayısıdır. Sunulan çalışmada artık eksoz gazları hesaba katılmadığından bu değer sıfır olmaktadır. Çevrim hesabı yapılırken emme ve eksoz işlemleri P-V diyagramında köşeli olarak hesaplanmaktadır; yani supap zamanlaması göz önüne alınmamaktadır. Bu nedenle, sunulan çalışmada çevrim sonunda hesaplanan iş değeri 0.98 yuvarlatma katsayısı ile çarpılarak düzeltilmiştir [30, 42 98, 100].

2.3.7.2. Ortalama Efektif Basıncı

Ortalama efektif basıncı belirlemek için aşağıdaki bağıntı kullanılabilir.

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_h} = p_{mi} - p_{m,m} \quad (173)$$

Burada $p_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncıdır ve Diesel motorları için aşağıdaki ampirik bağıntılar kullanılabilir [15, 30, 81, 98, 100].

$$\begin{aligned} p_{m,m} &= 0.089 + 0.0118V_{p,m} && \text{(MPa), açık yanma odalı} \\ p_{m,m} &= 0.089 + 0.0135V_{p,m} && \text{(MPa), girdaplı yanma odalı} \\ p_{m,m} &= 0.103 + 0.0153V_{p,m} && \text{(MPa), ön yanma odalı} \end{aligned} \quad (174)$$

$$p_{m,m} = 144 + 48 \left(\frac{n}{1000} \right) + 0.4V_{p,m}^2 \quad \text{(kPa), tek silindirli Diesel motorları}$$

2.3.7.3. Efektif Güç

Efektif güç çok iyi bilinen,

$$N_e = \frac{p_{me} Z V_h n}{60k} \quad (175)$$

bağıntısından bulunabilir. Burada Z silindir sayısı, V_h strok hacmi, n devir sayısıdır. k ise strok sayısını göstermektedir, yani k 'nin değeri iki zamanlı motorlarda 1 ve dört zamanlı motorlarda 2 olarak alınmaktadır.

2.3.7.4. Mekanik Verim, Efektif Verim, Özgül Yakıt Tüketimi ve Döndürme Momenti

Mekanik verim, ortalama indike basınç ve ortalama efektif basınçtan yararlanarak aşağıdaki basit bağıntıdan belirlenebilir.

$$\eta_m = \frac{p_{me}}{p_{mi}} \quad (176)$$

Efektif verimi hesaplamak için ise aşağıdaki bağıntılar kullanılabilir.

$$\eta_e = \frac{p_{me} M_1 R T_0}{H_u p_0 \eta_v} \quad (177)$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (178)$$

Sunulan çalışmada (178) bağıntısından yararlanarak efektif verim hesaplanmıştır. Birim zamanda birim güç için harcanan yakıtın kütlesine özgül yakıt tüketimi denir ve;

$$b_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \quad (179)$$

bağıntısından bulunabilir. Döndürme momenti ise efektif güçten yararlanarak;

$$M_d = \frac{30 N_e}{\pi n} \quad (180)$$

bağıntısından belirlenebilir.

2.3.7.5. Fark Oranlarının Hesaplanması

Fumigasyon durumunda, motor karakteristiklerinde oluşacak fark (değişim) oranları aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$\% H = \left(\frac{H_{fum} - H_d}{H_d} \right) 100 \quad (181)$$

Burada H herhangi bir motor karakteristiğini simgelemektedir. fum alt indisi fumigasyonu ve d indisi ise Diesel yakıtı durumunu göstermektedir.

2.3.7.6. Maliyet Analizi

Maliyet analizi için Durgun [16, 26] tarafından geliştirilen aşağıdaki fiyat değişimi oranı bağıntısı kullanılmaktadır.

$$\frac{\Delta F}{F_1} = \frac{F_2 - F_1}{F_1} = \frac{X_1 + X_2 r_2}{X_1 + X_2 S_2} \left[1 + \frac{\Delta b_e}{b_e} \right] - 1 \quad (182)$$

Burada F_1 Diesel yakıtının fiyatı, F_2 fumigasyon yakıtının fiyatı, X_1 karışımdaki Diesel yakıtının hacimsel oranı, X_2 karışımdaki fumigasyon yakıtının hacimsel oranı, ρ_1 Diesel yakıtının yoğunluğu, ρ_2 fumigasyon yakıtının yoğunluğu ve $\Delta b_e/b_e$ özgül yakıt tüketimindeki değişim oranıdır. $r_1=1$, $r_2=F_2/F_1$, $S_1=1$ ve $S_2=\rho_2/\rho_1$ 'dir. (182) bağıntısında bulunan terimlerin birimleri; F_1, F_2 (TL/lt), ρ_1, ρ_2 (kg/m³) ve b_e (kgy/kWh) şeklindedir.

2.3.8. Bilgisayar Programı

2.3.8.1. Bilgisayar Programının Tanıtımı

Diesel yakıtı durumunu incelemek amacı ile Diesel motoru çevrimleri için; ayrıntıları Bölüm 2.3'te verilen modele dayalı olarak FOTRAN 77 dilinde bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Daha sonra söz konusu bilgisayar programı benzin ve etanol fumigasyonu için yeniden uyarlanmıştır. Bilgisayar programına girilen değerler; silindir çapı, strok uzunluğu, biyel uzunluğu, sıkıştırma oranı, silindir sayısı, eğer motor aşırı doldurmalı ise aşırı doldurma oranı, motor hızı, yakıtın içerdiği değişik elementlerin atom sayıları (yakıtın kapalı formülü), Diesel yakıtının yoğunluğu, püskürtme basıncı, püskürtme avansı, püskürtme süresi, püskürtücü memenin delik çapı, delik sayısı, ortam koşulları (ortam sıcaklığı ve basıncı)'dır. Fumigasyon durumunda ise; eklenen etanolün ve benzinin hacimsel oranları ve söz konusu yakıtların kapalı formülleri ve gizli buharlaşma ısıları ayrıca girilen büyüklüklerdir.

Programda; karışımdaki dolgunun termodinamik özellikleri Bölüm 2.3.4'te açıklandığı gibi ve silindir dolgusunun emme sonu özellikleri ise Bölüm 2.3.6.1'de açıklandığı gibi belirlenmiştir. Sıkıştırma işlemi, tutuşma gecikmesi ve genişleme işlemi boyunca silindir dolgusu için Bölüm 2.3.6.2 ve 2.3.6.4'te elde edilmesi ayrıntı biçimde

açıklanmış olan $dp/d\theta$ ve $dT/d\theta$ adi diferansiyel denklem takımı 1° krank mili açısı adımları seçilerek interge edilmiştir. (Tutuşma gecikmesi süresince söz konusu denklemler 0.1° krank mili açısı adımlarında integre edilmiştir.) Yanma işleminde ise püskürtülen yakıt demeti çok sayıda bölgeye ayrıldığı için; silindir dolgusu basıncını ve bölgelerin hacimlerini bulmak amacı ile $dp/d\theta$ ve $dV/d\theta$ için düzenlenmiş adi diferansiyel denklem takımı çözülmüştür. Bölgelerin sıcaklıkları ideal gaz denkleminde hesaplanmıştır. Yanma işleminde söz konusu adi diferansiyel denklem takımı çözülmürken 0.2° , 0.4° ve 0.5° 'lik krank mili açısı adımları kullanılmıştır.

Sıkıştırma, tutuşma gecikmesi, yanma ve genişleme işlemleri için düzenlenmiş denklemlerde çeşitli farklı terimler bulunmaktadır. Söz konusu terimler; gazların termodinamik özellikleri, anlık silindir geometrisi, ısı transferi hesabında ve yanma işleminde kullanılan demet boyu ve açısı, demet bölgelerindeki anlık Diesel yakıt ve havanın kütlesi ile ilgili terimlerdir. Bilgisayar programında, her strokta ve krank mili açısında bu büyüklükleri hesaplamak için çeşitli alt programlar (subroutine'ler) oluşturulmuştur.

Sıkıştırma işlemi için başlangıç değerleri emme sonu özellikleridir. ÜÖN gelmeden θ_s derece önce püskürtme işlemi başlatılmıştır. Tutuşma gecikmesi süresi; sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığından ve Diesel yakıtının gerekli özelliklerinden yararlanarak (158) denkleminde sayısal olarak belirlenmektedir. Tutuşma gecikmesi süresince silindir dolgununun özellikleri Bölüm 2.3.6.2'deki gibi hesaplanmıştır.

Tutuşma gecikmesi dolduktan sonra silindir içerisinde hava, yakıtça zengin öz ve yanabilecek sınırlar içerisindeki yakıt-hava karışımının oluştuğu B_1 bölgesinin bulunduğu varsayılmıştır. B_1 bölgesi tutuşma gecikmesi dolduktan sonra anlık olarak yakılmıştır. Anlık yanma sonucu bölgelerin termodinamik özellikleri Bölüm 2.3.2.6'da anlatıldığı gibi belirlenmiştir. Daha sonra yeni bir bölge oluşuncaya kadar silindir basıncı $dp/d\theta$ ve bölgelerin hacimleri, $dV_i/d\theta$ için düzenlenen adi diferansiyel denklem takımı çözülmüş bulunmuştur. Bölgelerin sıcaklıkları ise ideal gaz denkleminde hesaplanmıştır. Geliştirilen bilgisayar programında yeni bir bölgenin oluşup oluşmadığının belirlenebilmesi için; çözüm için seçilen her krank mili açısında kontrol yapılmıştır. Yeni bir bölgenin oluşması için gerekli kriter aşağıdaki gibi seçilmiştir.

Eğer C bölgesinin yanma bölgesine bitişik tarafında olan geçici B_j bölgesindeki Diesel yakıtının kütlesi, tutuşma gecikmesi sonucu oluşan B_1 bölgesinde bulunan Diesel yakıtı kütlesinin (1-15) katına ulaşmışsa söz konusu B_j bölgesinin yanmaya hazır olduğu

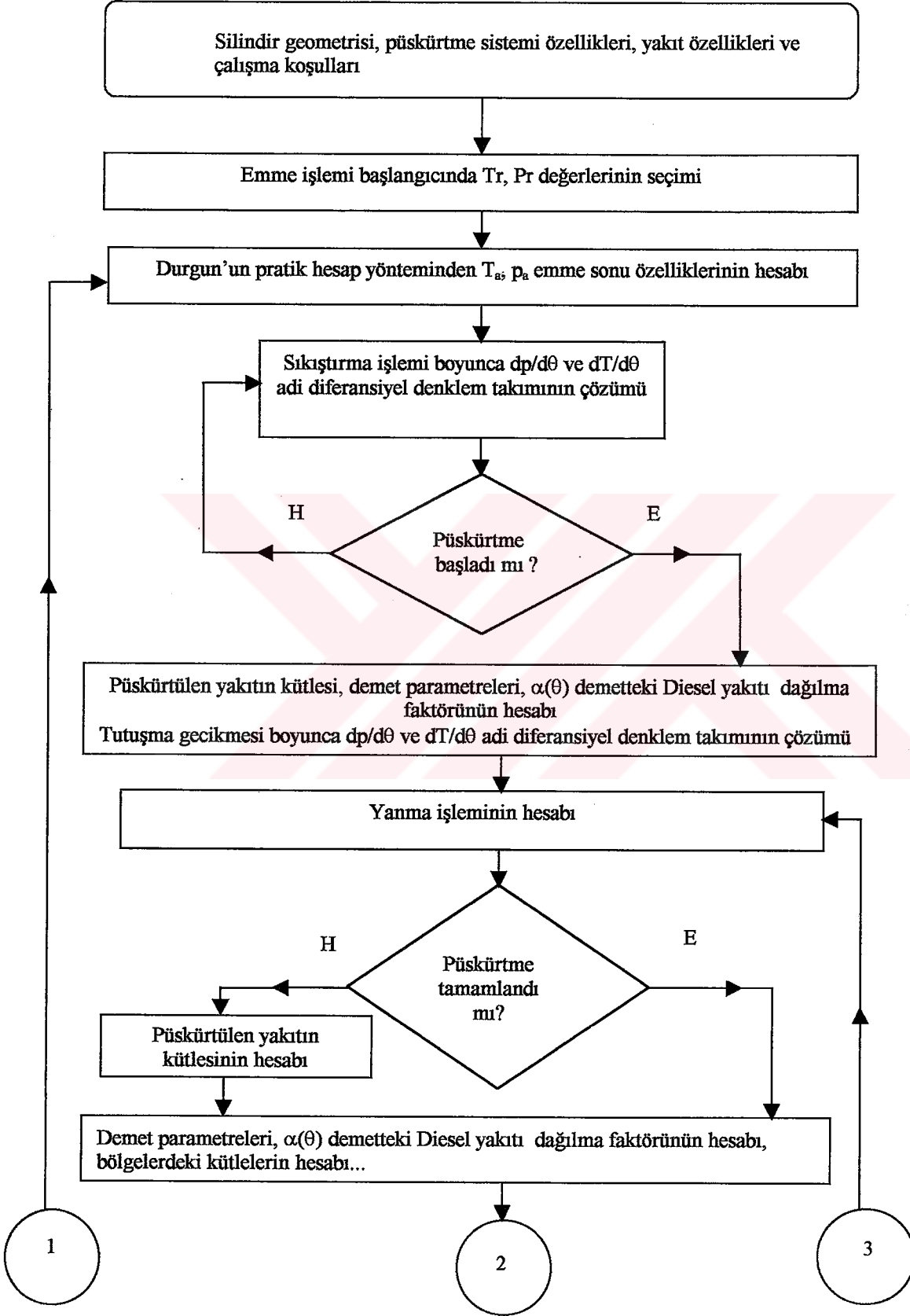
varsayılmıştır. Ve bu bölgenin oluşur oluşmaz anlık olarak yandığı düşünülmüştür. Anlık yanma sonucu yeni yanma bölgesinin ve silindir içerisinde yer alan daha önce oluşmuş bütün bölgelerin termodinamik özellikleri Bölüm 2.3.2.6'da anlatıldığı şekilde bulunmuştur. Bu işlemler tamamlandıktan sonra tekrar yeni bir bölge oluşana kadar silindir içerisindeki bölgelerin termodinamik durumlarını belirlemek için $dp/d\theta$ ve $dV_i/d\theta$ adi diferansiyel denklem takımı çözülmüştür. Ayrıca her bir krank mili açısı adımı, azot oksitleri belirlemek için, ayrıntıları Bölüm 2.3.4.3'te anlatılan $dNO/d\theta$ adi diferansiyel denklemi kullanılmıştır.

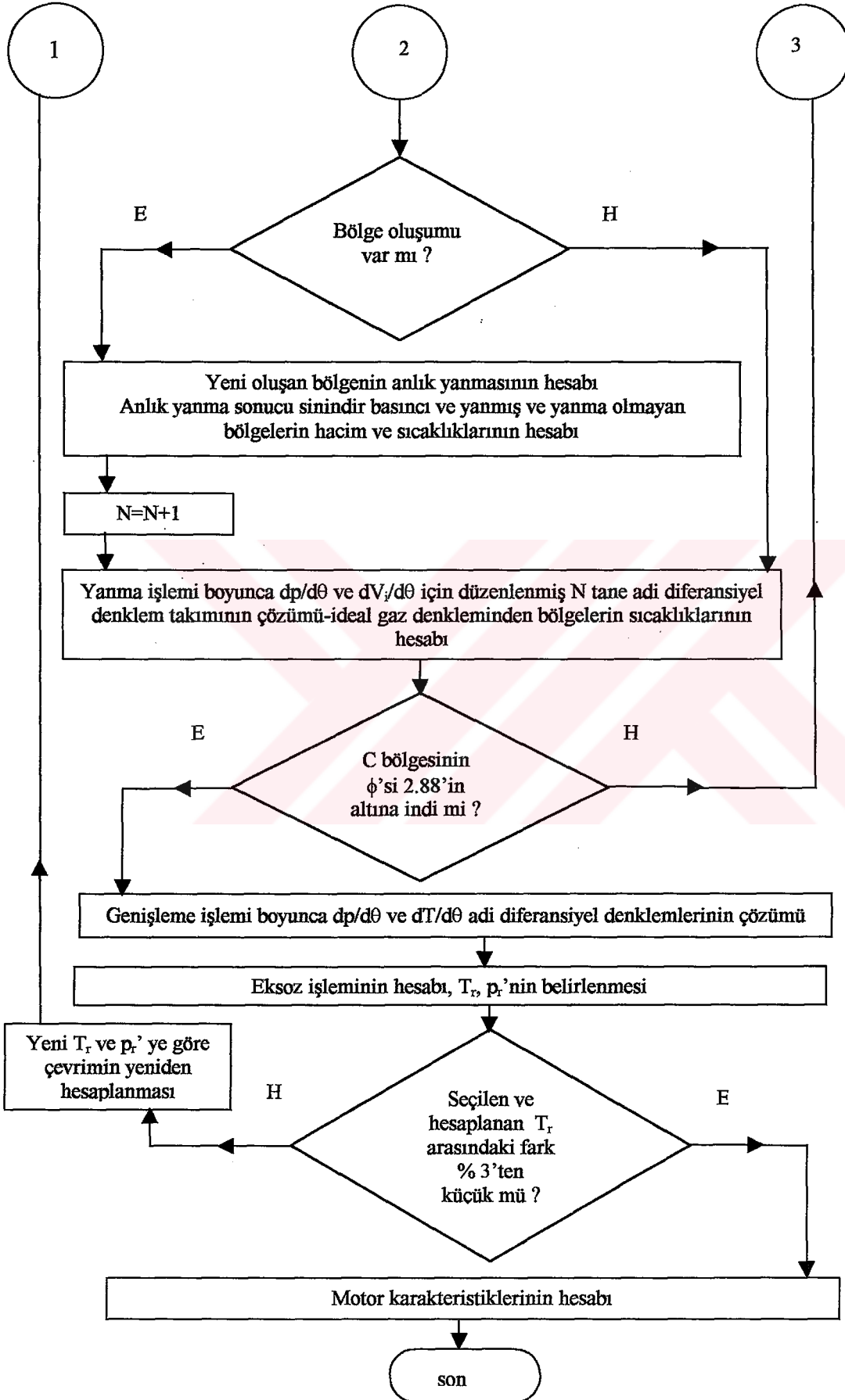
C bölgesinde bulunan yakıt hava karışımı yanabilecek ekivalans oranının altına indiğinde ($\phi < 2.88$ olduğunda) söz konusu bölgenin de anlık olarak yandığı varsayılmıştır. Bundan sonra silindir içerisinde demetin parçalandığı ve silindir içerisinde yanma ürünlerinden oluşan homojen bir bölgenin bulunduğu varsayılmıştır. Böylece eksoz işlemi başlayıncaya kadar silindir dolgusunun basınç ve sıcaklığı için; Bölüm 2.3.6.4'te ayrıntıları verilmiş olan $dp/d\theta$ ve $dT/d\theta$ adi diferansiyel denklem takımı çözülmüştür.

Bilgisayar programında, eksoz işlemi Bölüm 2.3.6.5'te verilen basit yöntemle, genişleme sonu özelliklerine bağlı olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan eksoz gazları sıcaklığı istenen değere yakın değilse, son hesaplanan değer kullanılarak çevrim simülasyonu yeniden yapılmaktadır. Çevrim hesabı tamamlandıktan sonra hesaplanan çevrim parametreleri kullanılarak Bölüm 2.3.7'de verilen bağıntılardan yararlanarak motor performans parametreleri hesaplanmıştır.

Motor çevrimi hesaplanırken; bir θ_i krank mili açısında, ana programda ve alt programlarda, bir önceki θ_{i-1} açısındaki hesaplanmış olan silindir basıncı ve bölgelerin hacimleri kullanılarak $dp/d\theta$ ve $dV_i/d\theta$ 'nın sayısal değeri belirlenmiştir. $dp/d\theta$ ve $dV_i/d\theta$ için düzenlenmiş olan adi diferansiyel denklem takımını çözmek için 4. dereceden Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır.

2.3.8.2. Bilgisayar Programının Akış Diyagramı





3. BULGULAR

3.1. Giriş

Bu bölümde, Diesel motorlarında Diesel yakıtı-hafif yakıt karışımlarının kullanılması durumunda motor performans parametrelerinin ve eksoz gazları emisyonlarının nasıl etkileneceği ayrıntılı bir biçimde teorik olarak incelenmiştir. Bu çalışmada hafif yakıt olarak benzin ve etanol kullanılmıştır. Fumigasyon için geliştirilen bilgisayar modeli uygulanarak, hem benzin hem de etanol durumları için değişik çalışma koşullarında motor çevrimleri, motor performans parametreleri ve eksoz gazları emisyonları hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar çeşitli diyagramlar ve tablolar şeklinde sunulmuştur.

Fumigasyon ile ilgili teorik çalışmalar sunulmadan önce Diesel motoru çevrimlerini hesaplayan matematiksel modelin güvenilir olduğunun anlaşılması gerekmektedir. Bu amaçla geliştirilen matematiksel modelden elde edilen sayısal sonuçlar; literatürdeki doğruluğu gösterilmiş teorik model ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır ve söz konusu karşılaştırmalar eğriler ve tablolar şeklinde sunulmuştur. Daha sonra Diesel motoru çevrimlerini hesaplayan matematiksel model Diesel yakıtı-hafif yakıt karışımları için uyarlanmıştır. Söz konusu modelin de güvenilirlik kontrolünün yapılması gerekmektedir. Bu amaçla fumigasyon için uyarlanan matematiksel çevrim modelinin sayısal sonuçları; literatürdeki deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Öte yandan literatürde fumigasyon ile ilgili teorik çalışmalar sınırlı olduğu için ve yapılan sınırlı sayıdaki çalışmalarda matematiksel modelde kullanılacak veriler eksik olduğu için literatürdeki teorik model sonuçları ile karşılaştırmalar yapılamamıştır.

Hazırlanan matematiksel modelin güvenilirlik kontrolü yapıldıktan sonra, çalışmanın amacına uygun olarak Diesel yakıtı-benzin ve Diesel yakıtı-etanol fumigasyon durumları için motor çevriminin teorik olarak hesaplanmasından elde edilen sonuçlar çeşitli diyagramlar ve tablolar şeklinde sunulmuştur.

3.2. Sayısal Uygulamalar

Diesel yakıtı ve fumigasyon durumları için hazırlanan bilgisayar modelinin güvenilirliğini kontrol etmek için, literatürde değişik araştırmacılar tarafından verilen motor geometrileri için motor çevrimleri hesaplanmıştır. Bu amaçla kullanılan motorlarla ilgili özellikler Tablo 5'te gösterilmiştir. Hem Diesel yakıtı hem de fumigasyon durumu için hazırlanan bilgisayar modelinin doğruluğunu kontrol etmek için ayrıca Kızıltan [4] ve Ayvaz [15] tarafından yapılan deneysel çalışmalarla karşılaştırmalar da yapılmıştır. Kızıltan[4] ve Ayvaz [15], KTÜ Motorlar Laboratuvarında bulunan tek silindri, Diesel ve benzin motoru olarak çalışabilen, değişken sıkıştırma oranlı, Tecquipment firması tarafından üretilmiş deney motorunu kullanmışlardır. Söz konusu motorun ana özellikleri Tablo 5'te (deney motoru şeklinde) verilmiştir.

Benzin ve etanol fumigasyonu için yapılan teorik çalışmada ise Ottikkutti [22, 55] ve Li [35] tarafından özellikleri verilen DP aşırı doldurmalı motorlar kullanılmıştır. Ottikkutti tarafından kullanılan motor girdaplı yanma odalıdır ve girdap oranı 5'tir. Söz konusu motorların özellikleri de Tablo 5'te verilmiştir. Ayrıca yakıt olarak kullanılan Diesel yakıtı, benzin ve etanolün bazı özellikleri de Tablo 6'da gösterilmiştir.

Benzin ve etanol fumigasyonu durumlarında azot oksit (NO) konsantrasyonu ve karbon monoksit (CO) oranı tüm çevrim boyunca her krank mili açısında hesaplanmıştır. Ancak sunulan şekillerde ÜÖN'dan sonra $150^{\circ}KMA$ değerleri kullanılmıştır.

Tablo 5. Teorik hesaplarda kullanılan motorların bazı özellikleri

	ϵ	D (mm)	H (mm)	p_p (bar)	θ_s (derece)	d_n (mm)	Z	Delik sayısı
Bazari [1]	12.2	203	273	489	-5	0.35	6	9
Dent [34]	14.3	140	152.4	-	-(11-18)	0.2032	1	8
Gupta [56]	14.6	95	110	170	-15	0.2	1	3
Ottikkutti [55]	16.8	106.5	127	250-490	-15	0.3	4	4
Li [35]	14.5	139.7	152.4	-	-14	0.27	6	6
Deney motoru	18-24	90	120	90-250	-22	0.36	1	1

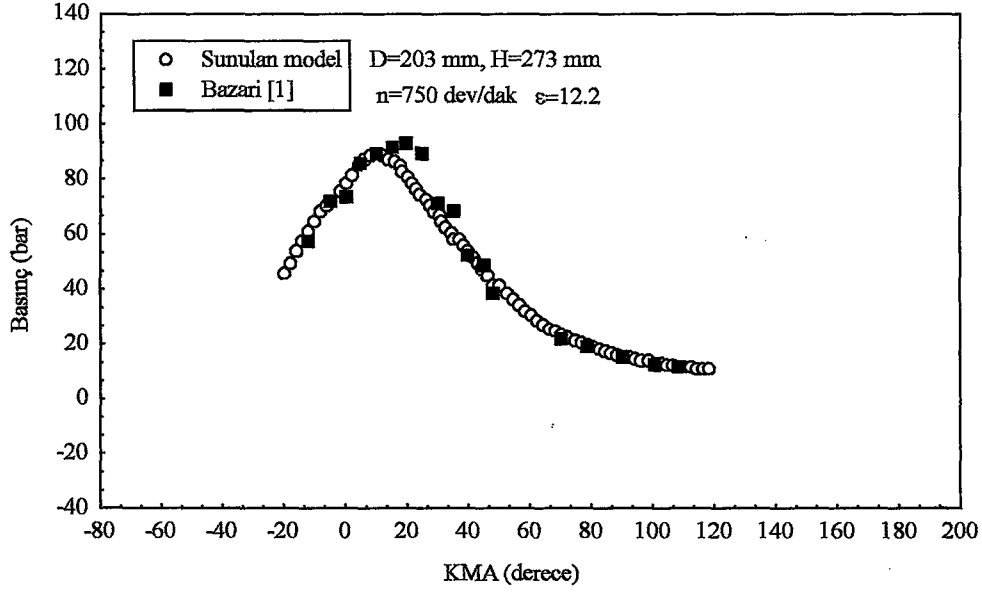
Tablo 6. Diesel yakıtı, benzin ve etanolun bazı temel özellikleri [4, 15, 20, 22, 24, 30, 44].

	Diesel	Benzin	Etanol
Setan sayısı	45	3	8
Alt ısı değer (kJ/kg)	42805	45609	27423
Buharlaştırma ısı (kJ/mol)	74.08	38.51	42.34
Molekül kütlesi (kg/kmol)	190	100-105 (ortalama)	46.07
Yoğunluk (kg/m ³)	830-860	720-780	785
Kimyasal (kapalı) formül	C _{13.78} H _{24.26}	C ₇ H ₁₇	C ₂ H ₅ OH
Fiyat, Mart 2002, Trabzon (TL/lt)	1,004,000	1,327,000	2,125,000

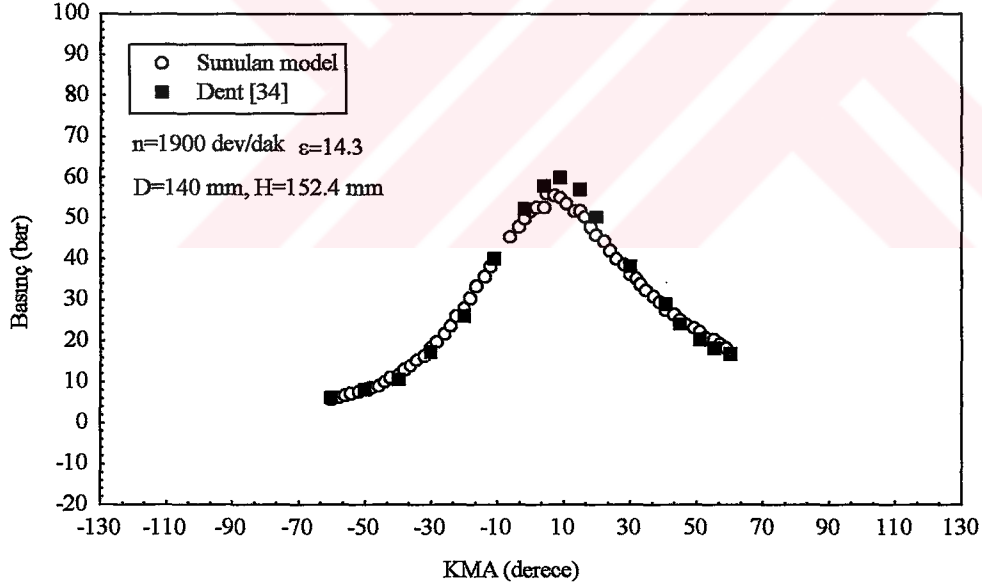
3.3. Diesel Motoru Çevrimlerini Hesaplamak İçin Geliştirilen Matematiksel Modelin Doğruluğunun Kontrolü

Bu bölümde, Diesel motoru çevrimlerini hesaplamak için geliştirilen matematiksel modelin güvenilirlik kontrolü yapılmıştır. Bu amaçla sunulan çevrim modelinden elde edilen sonuçlar; literatürde farklı yaklaşımlarla geliştirilmiş değişik matematiksel çevrim modeli sonuçları ile ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sunulan matematiksel modelde, çevrimi hesaplamak için; demetin geometrisinin belirlenmesi, yanma sonucu oluşan yanma ürünlerinin hesabı, termodinamik özelliklerin hesaplanması ve ısı transferi gibi değişik alt modeller kullanılmıştır. Söz konusu alt modeller de literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Yalnız burada sözü geçen karşılaştırmalar gösterilmeyecektir. Burada yalnızca Diesel motoru çevrimleri için hazırlanan programdan elde edilen basınç, verim ve güç gibi değerlerin karşılaştırmaları sunulmuştur.

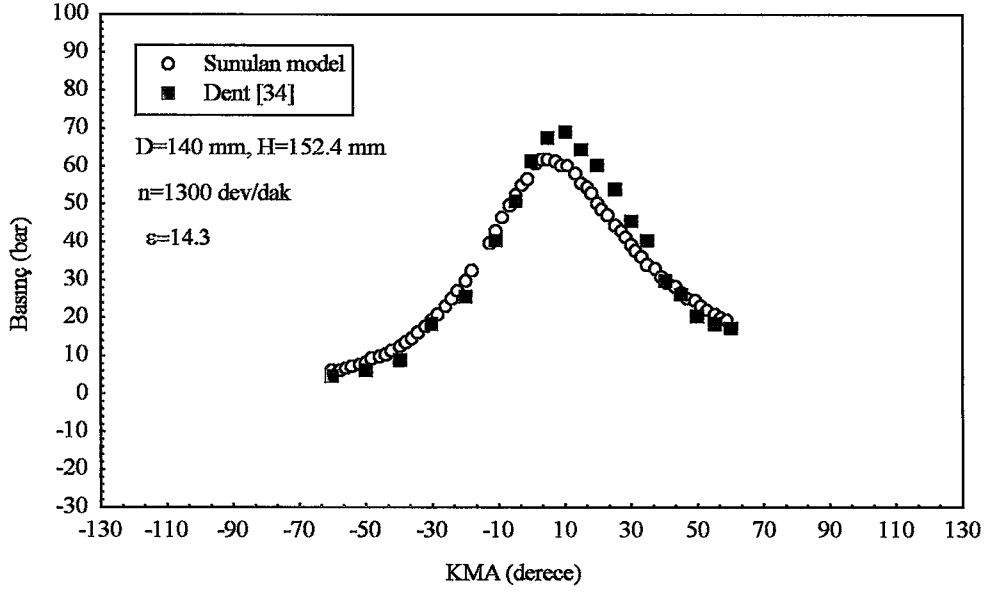
Şekil 9'da geliştirilen modelden elde edilen basınç değerleri ile Bazari [1] tarafından verilen basınç değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Burada 6 silindirli 4 zamanlı DP bir gemi Diesel motoru kullanılmıştır. Bazari'nin modelinde demet açısı (23) bağıntısından ve demet boyu ise (19) ampirik bağıntısından hesaplanmıştır. Sunulan modelde (23) bağıntısında bulunan silindir içerisindeki gazların özellikleri püskürtme işleminin başlangıcındaki değerler şeklinde seçilmiştir [55]. Şekil 9'da maksimum basıncın olduğu krank açılarının farklı olduğu görülmektedir. Bazari tarafından verilen motorun özellikleri kullanılarak sunulan modelden efektif güç 492.531 kW olarak hesaplanmıştır. Bazari'nin modelinden hesaplanan güç değeri ise 480 kW'tır. Bu durumda efektif güçler arasında % 2.6'lık bir fark oranının bulunduğu görülmektedir.



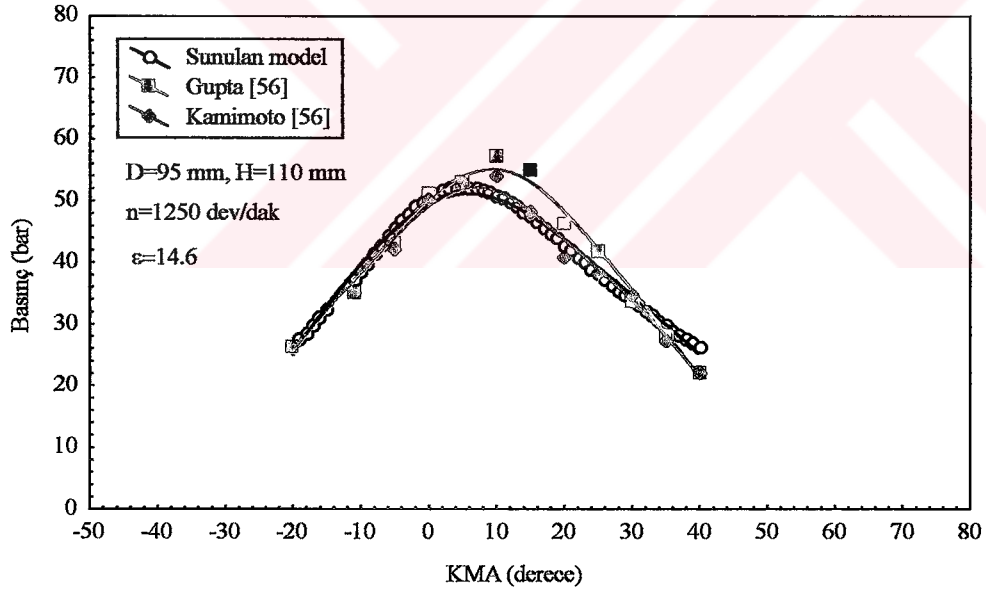
Şekil 9. Sunulan modelden elde edilen basmaç değeri Bazari [1] tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması



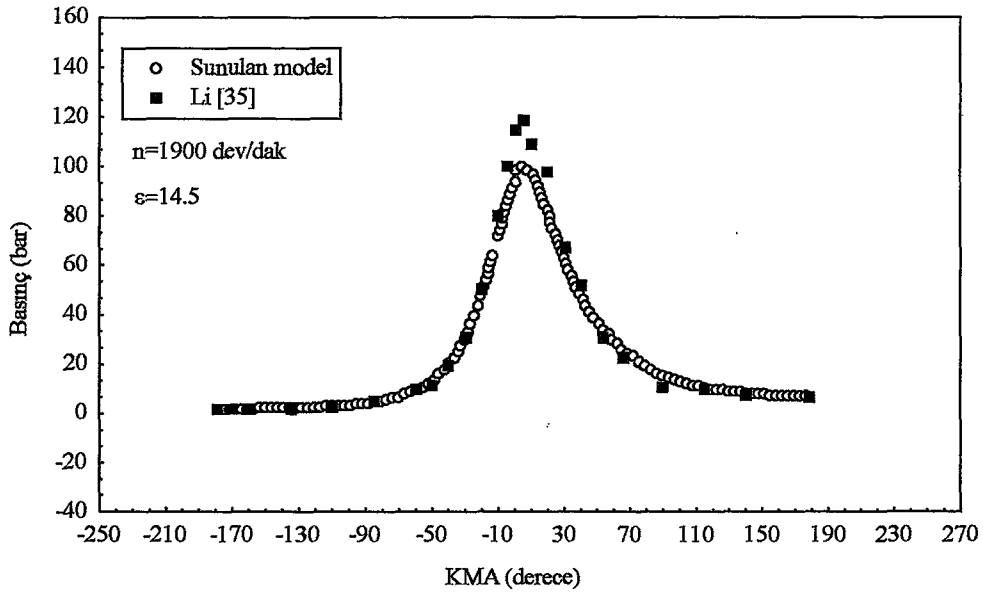
Şekil 10. Sunulan modelden elde edilen basmaç değeri Dent [34] tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması



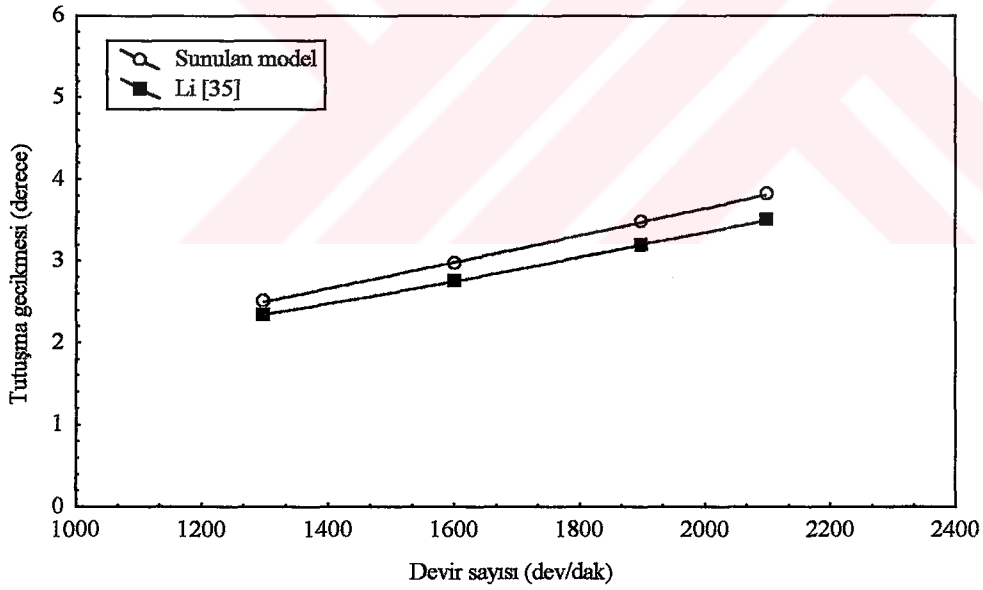
Şekil 11. Sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin Dent [34] tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması



Şekil 12. Sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin Gupta [56] tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması



Şekil 13. Sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin Li [35] tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması



Şekil 14. Sunulan modelden elde edilen tutuşma gecikmesi değerlerinin Li [35] tarafından geliştirilen modelden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması

Şekil 10 ve Şekil 11’de ise sunulan modelden hesaplanan basınç değerleri ile Dent [34] tarafından hesaplanan basınç değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Burada tek silindirli 4 zamanlı DP bir Diesel motoru kullanılmıştır ve püskürtülen yakıt miktarı $142.3 \text{ mm}^3/\text{çevrim}$ ’dir. Dent’in çalışmasında püskürtme basıncı verilmemiştir. Modelde kullanılması gereken söz konusu basınç değeri verilen yakıt miktarı ve meme çapından yararlanılarak (157) bağıntısından yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Şekil 10’da püskürtme avansı $-11 \text{ }^\circ\text{KMA}$ ve Şekil 11’de ise püskürtme avansı $-18 \text{ }^\circ\text{KMA}$ ’dır. Burada yapılan karşılaştırmada sunulan modelde demet boyu (19) ampirik bağıntısından bulunmuş ve demet açısı (23) eşitliğinden hesaplanmıştır. Her iki şekilden de basınç değerlerinin kabul edilebilir yakınlıkta olduğu görülmektedir. Yanma işlemlerindeki maksimum basınç farkı oranının; Şekil 10’da % 9.8 düzeyinde ve Şekil 11’de ise % 13.6 düzeyinde olduğu görülmektedir. Dent [34] tarafından yapılan çalışmada motor karakteristikleri verilmediği için bu değerlerle bir karşılaştırma yapılamamıştır.

Şekil 12’de sunulan modelden elde edilen basınç değerleri ile Gupta [56] tarafından geliştirilen modelden bulunan sonuçların karşılaştırılması gösterilmiştir. Burada püskürtülen yakıt miktarı $39 \text{ mm}^3/\text{çevrim}$ ’dir ve kullanılan yakıt ise n-tridecane ($\text{C}_{13}\text{H}_{28}$)’dir. Burada da püskürtme basıncı, değeri verilen yakıt miktarı ve meme çapından yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Söz konusu şekilde Gupta [56] tarafından verilen Kamimoto’nun [56] sonuçları da gösterilmiştir. Sunulan modelden bulunan basınç değerlerinin Kamimoto’nun [56] değerlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Genişleme işleminde sunulan modelden hesaplanan basınç değerlerinin diğer modellerden farkı artmaktadır. Gupta [56] $40 \text{ }^\circ\text{KMA}$ ’dan sonra basınç değerlerini vermemiş olduğundan; genişleme işleminin sonuna doğru basınçlar karşılaştırılamamıştır.

Şekil 13’te Li [35]’nin modelinden ve sunulan modelden hesaplanan basınç değerleri karşılaştırılmıştır. Burada püskürtülen yakıt miktarı $0.1879 \text{ g}/\text{çevrim/silindir}$ ’dir. Söz konusu yakıt miktarı kullanılarak (ve aynı zamanda ekivalans oranı yaklaşık olarak 0.5’i sağlayacak şekilde alınarak) püskürtme basıncı (157) bağıntısından yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Sunulan modelden hesaplanan basınç değerlerinin yanma işlemi sırasında Li’nin [35] sonuçlarından daha düşük ve daha sonra genişleme işlemi boyunca ise Li’nin [35] sonuçlarından daha büyük olduğu görülmektedir. Bununla birlikte nominal devirde sunulan modelden hesaplanan indike verim 0.4679 ve Li [35] tarafından verilen değer ise 0.46 dir. Bu durumda indike verimler arasında % 1.717 düzeyinde bir farkın bulunduğu görülmektedir. 2100 dev/dak için sunulan modelden hesaplanan indike verim 0.4429 dir.

Li [35] tarafından verilen değer ise 0.43 tür. Bu durumda indike verimler arasında % 3'lk farkın bulunduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca sunulan modelden hesaplanan tutuşma gecikmesi süreleri ile Li [35] tarafından geliştirilen modelin sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 14'te gösterilmiştir. Burada da her iki yöntem ile hesaplanan tutuşma gecikmeleri arasındaki maksimum fark % 5 düzeylerindedir.

Sunulan model sonucu hesaplanan basınç değerleri ile literatürdeki değişik araştırmacılar tarafından verilen basınç değerleri arasında belirli oranlarda farkların bulunduğu Şekil 9, 10, 11, 12 ve 13'te görülmektedir. Söz konusu farkların hangi nedenlerden kaynaklandığına ilişkin ayrıntılı açıklamalar irdeleme bölümünde verilecektir.

Tablo 7. Sunulan modelden elde edilen sonuçların Kızıltan [4] tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

$\varepsilon=18$	Motr karakteristikleri	Sunulan model	Kızıltan [4]	% Fark
1000 dev/dak	N_e (kW)	4.762	3.989	19.378
	p_{me} (bar)	7.433	6.5	14.354
	b_e (kgy/kWh)	0.2572	0.295	-12.814
	η_e	0.3269	0.286	14.301
	M_d (Nm)	45.130	38.1	18.451
1100 dev/dak	N_e (kW)	5.086	4.337	17.270
	p_{me} (bar)	7.271	6.42	13.255
	b_e (kgy/kWh)	0.2574	0.295	-12.746
	η_e	0.3267	0.286	14.308
	M_d (Nm)	44.149	37.65	17.262
1200 dev/dak	N_e (kW)	5.458	4.75	14.905
	p_{me} (bar)	7.153	6.45	10.899
	b_e (kgy/kWh)	0.2631	0.287	-8.328
	η_e	0.3197	0.283	12.968
	M_d (Nm)	43.434	37.8	14.905
1300 dev/dak	N_e (kW)	5.873	5.146	14.127
	p_{me} (bar)	7.105	6.45	10.155
	b_e (kgy/kWh)	0.2614	0.304	-14.013
	η_e	0.3217	0.277	16.137
	M_d (Nm)	43.139	37.8	14.124

Tablo 8. Sunulan modelden elde edilen sonuçların Kızıltan [4] tarafından verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

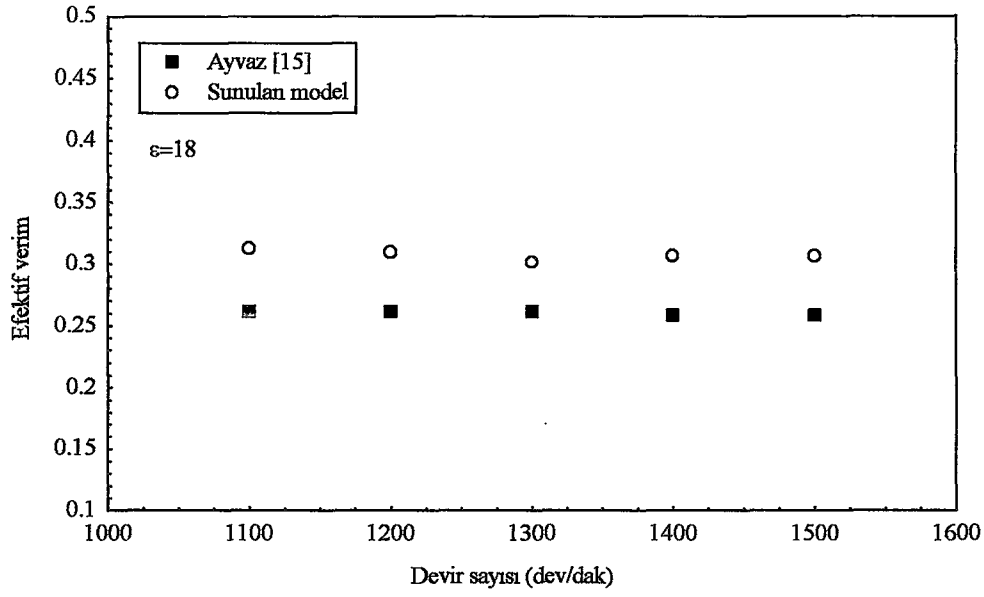
$\varepsilon=21$	Motor karakteristikleri	Sunulan model	Kızıltan [4]	% Fark
1000 dev/dak	N_e (kW)	4.902	4.241	15.586
	p_{me} (bar)	7.504	6.91	8.596
	b_e (kgy/kWh)	0.2333	0.274	-18.854
	η_e	0.3604	0.308	17.013
	M_d (Nm)	45.565	40.5	12.506
1100 dev/dak	N_e (kW)	5.249	4.699	11.705
	p_{me} (bar)	7.504	6.96	7.816
	b_e (kgy/kWh)	0.2433	0.275	-11.527
	η_e	0.3456	0.307	12.573
	M_d (Nm)	45.565	40.8	11.679
1200 dev/dak	N_e (kW)	5.589	5.146	8.609
	p_{me} (bar)	7.324	6.98	4.928
	b_e (kgy/kWh)	0.2535	0.273	-7.143
	η_e	0.3317	0.309	7.346
	M_d (Nm)	44.472	40.95	8.601
1300 dev/dak	N_e (kW)	5.921	5.615	5.450
	p_{me} (bar)	7.163	7.04	1.747
	b_e (kgy/kWh)	0.2540	0.281	-9.609
	η_e	0.3311	0.305	8.557
	M_d (Nm)	43.494	41.25	5.440

Tablo 9. Sunulan modelden elde edilen sonuçların Ayvaz [15] tarafında verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

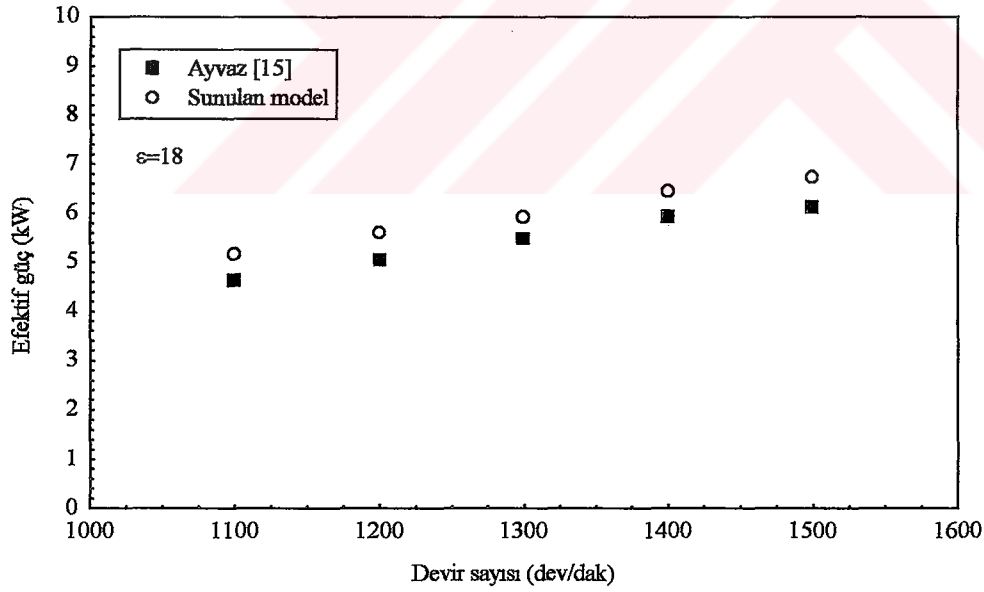
$\varepsilon=18$	Motor karakteristikleri	Sunulan model	Ayvaz [15]	% Fark
1100 dev/dak	N_e (kW)	5.011	4.625	8.346
	p_{me} (bar)	7.165	6.609	8.413
	b_e (kgy/kWh)	0.2774	0.324	-14.383
	η_e	0.3032	0.262	15.725
	M_d (Nm)	43.503	40.50	7.415
1200 dev/dak	N_e (kW)	5.486	5.045	8.741
	p_{me} (bar)	7.190	6.609	8.791
	b_e (kgy/kWh)	0.2785	0.325	-14.308
	η_e	0.3020	0.261	15.709
	M_d (Nm)	43.654	40.50	7.788
1300 dev/dak	N_e (kW)	5.716	5.466	4.574
	p_{me} (bar)	6.915	6.609	4.630
	b_e (kgy/kWh)	0.2894	0.326	-11.227
	η_e	0.2906	0.261	11.341
	M_d (Nm)	41.986	40.50	3.669
1400 dev/dak	N_e (kW)	6.332	5.930	6.779
	p_{me} (bar)	7.113	6.658	6.834
	b_e (kgy/kWh)	0.2810	0.328	-14.329
	η_e	0.2993	0.258	16.008
	M_d (Nm)	43.192	40.8	5.865
1500 dev/dak	N_e (kW)	6.495	6.143	10.858
	p_{me} (bar)	6.810	6.437	5.795
	b_e (kgy/kWh)	0.2885	0.328	-12.043
	η_e	0.2942	0.259	13.591
	M_d (Nm)	43.349	39.45	9.883

Tablo 10. Sunulan modelden elde edilen sonuçların Ottikkutti [55] ve Durgun [42, 99] tarafından geliştirilen teorik modellerden elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması

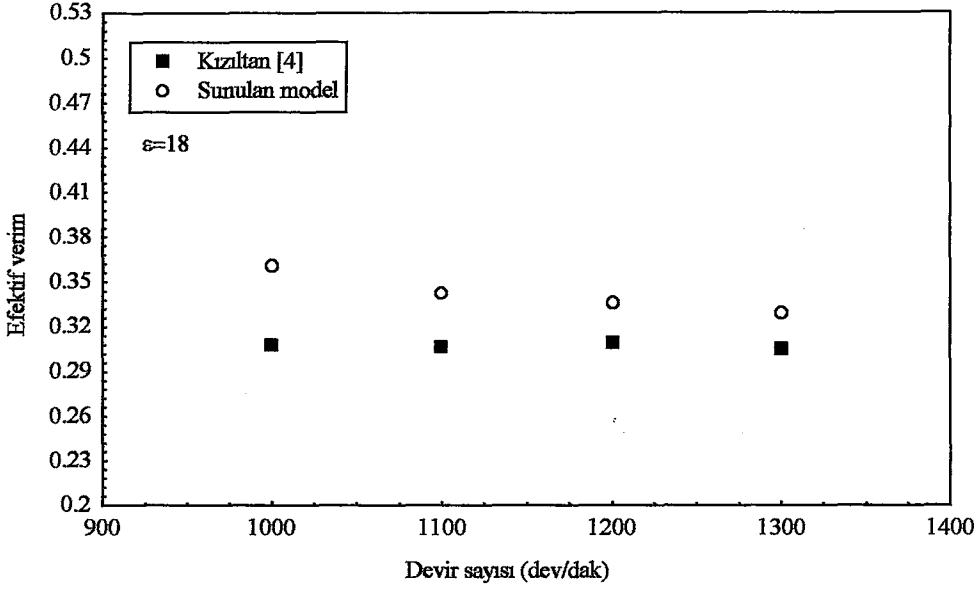
$\varepsilon=16.8$		Sunulan model	Ottikkutti	% Fark	Durgun	% Fark
1500 dev/dak	p_{mi} (bar)	11.6625	10.46	11.496	10.7756	8.231
	η_i	0.4879	0.459	6.296	0.5182	-4.077
2100 dev/dak	p_{mi} (bar)	10.7588	9.74	10.460	10.8476	-0.819
	η_i	0.4445	0.466	-4.614	0.5156	-13.790



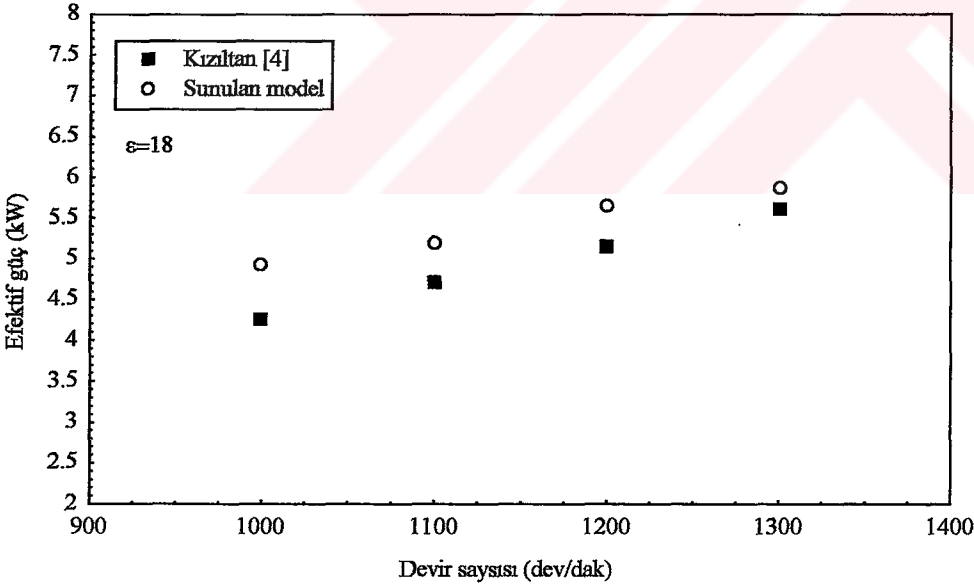
Şekil 15. Sunulan modelden elde edilen efektif verim değerlerinin Ayvaz [15]'in deneysel sonuçları ile karşılaştırılması



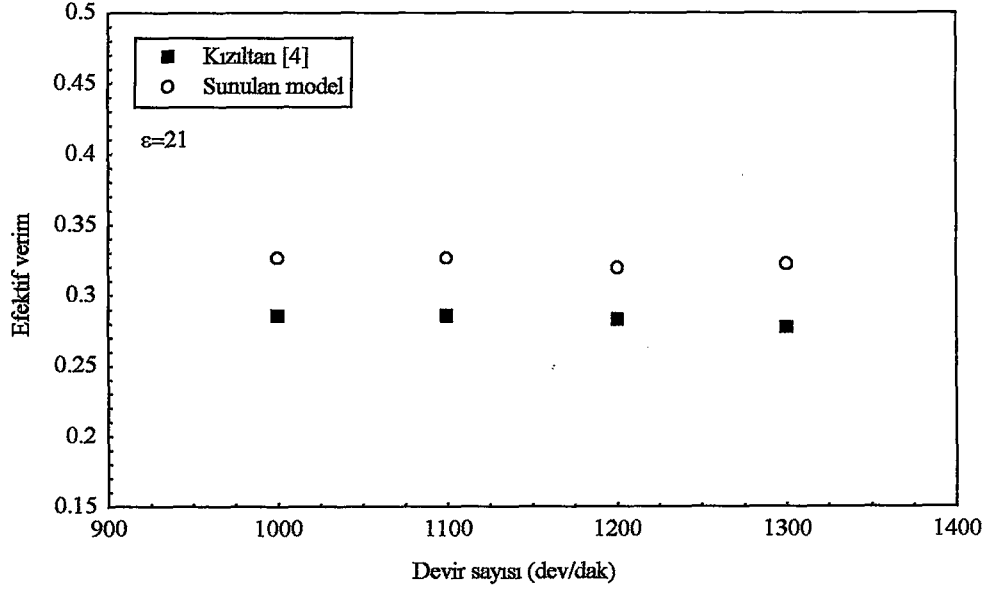
Şekil 16. Sunulan modelden elde edilen efektif güç değerlerinin Ayvaz [15]'in deneysel sonuçları ile karşılaştırılması



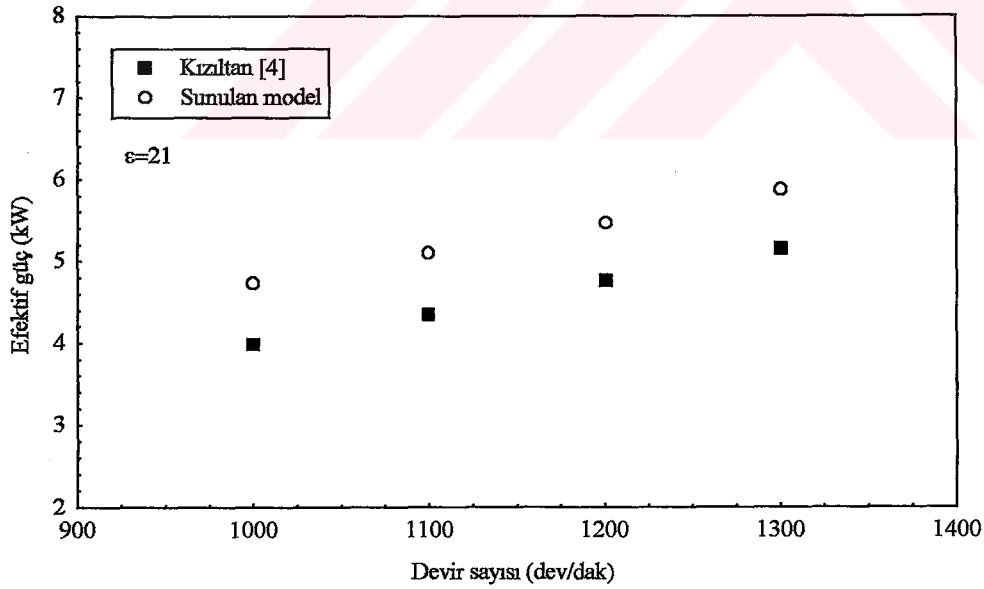
Şekil 17. Sunulan modelden elde edilen efektif verim değerlerinin Kızıltan [4]'in deneysel sonuçları ile karşılaştırılması



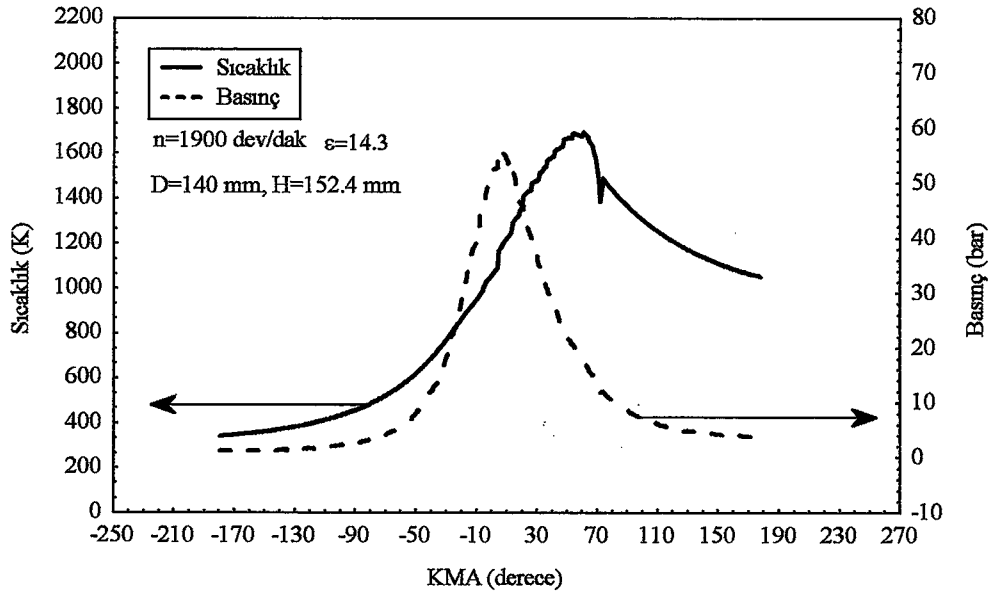
Şekil 18. Sunulan modelden elde edilen efektif güç değerlerinin Kızıltan [4]'in deneysel sonuçları ile karşılaştırılması



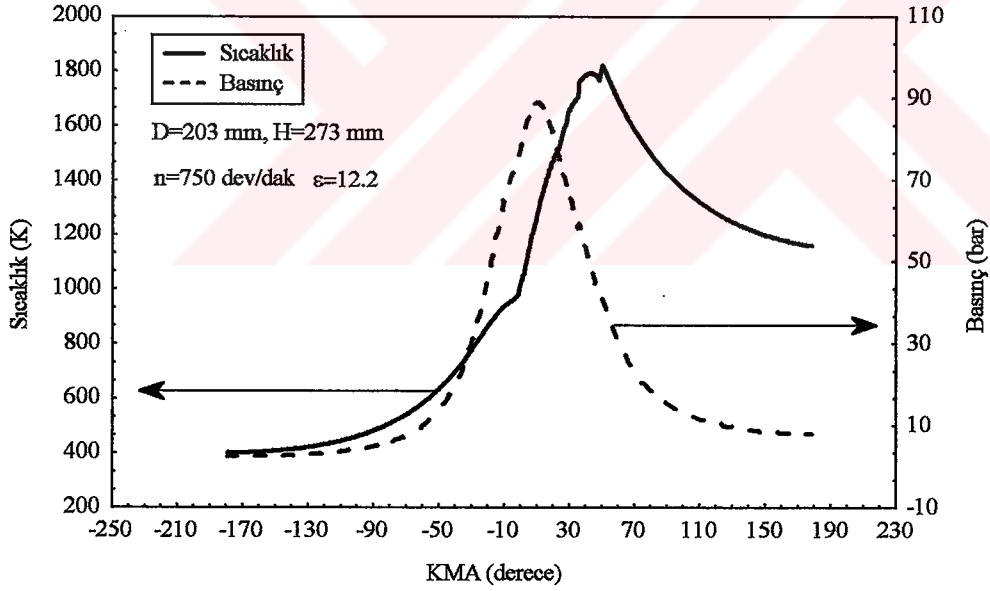
Şekil 19. Sunulan modelden elde edilen efektif verim değerlerinin Kızıltañ [4]'ın deneysel sonuçları ile karşılaştırılması



Şekil 20. Sunulan modelden elde edilen efektif güç değerlerinin Kızıltañ [4]'ın deneysel sonuçları ile karşılaştırılması



Şekil 21. Basınç ve sıcaklığın krank mili açısına göre değişimi



Şekil 22. Basınç ve sıcaklığın krank mili açısına göre değişimi

Sunulan modelden hesaplanan motor karakteristikleri değerleri Kızıltan [4] ve Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel sonuçlarla da karşılaştırılmıştır. Burada tek silindirli 4 zamanlı ve sıkıştırma oranı değiştirilebilen motor kullanılmıştır. Söz konusu motor hem Diesel hem de benzin motoru olarak çalışabilmektedir ve motorun ana özellikleri Tablo 5'te verilmiştir.

Tablo 7'den görüldüğü gibi modelden hesaplanan motor karakteristikleri deneysel olarak bulunan değerlere yakındır. Söz konusu motorda ekivalans oranı (0.75-1) arasında değişmektedir [4, 15]. Bu nedenle Dent [34] tarafından verilen (19) bağıntısı kullanıldığında; püskürtülen yakıtın büyük miktarı genişleme sonunda yanmakta veya yakıtın büyük bir bölümü yanmadan kalmaktadır. Ayrıca yakıtça zengin özde ekivalans oranı 2.88'in altına inememektedir. Hiroyasu [59, 64] tarafından verilen (20) bağıntısı kullanıldığında ise; yanma ÜÖN'dan hemen sonra tamamlanmakta ve yanma sonu sıcaklığı 4000 K'in üzerine çıkmaktadır. Bu nedenle burada Hiroyasu'nun bağıntısı da kullanılamamıştır. Bu durumda söz konusu motor için demet boyu; Dent'in bağıntısından hesaplanan demet boyu değerinin % 55'i ile Hiroyasu'nun bağıntısından hesaplanan yol değerinin % 45'i toplanarak,

$$X_t = 0.55X_{t,D} + 0.45X_{t,H} \quad (183)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Demet açısı için (23) ampirik bağıntısı kullanılmıştır. Bu bağıntıdaki yoğunluk oranları püskürtme işleminin başlangıcındaki değerler olarak alınmıştır. (Bu şekilde belirlenen açı değeri tüm çevrim boyunca sabit alınmıştır. Söz konusu motor için yukarıda anlatıldığı gibi hesaplanan açı değeri ortalama olarak 13.4° çıkmıştır). Söz konusu yol bağıntısı ve açı değeri kullanılarak düşük ve yüksek sıkıştırma oranlarında değişik devir sayılarında sunulan modelden hesaplanan motor karakteristikleri Kızıltan [4] ve Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılmıştır ve sonuçlar Tablo 7, 8 ve 9'da ve Şekil 15-20'de verilmiştir. Ayvaz [15]'in deneysel sonuçları için yapılan uygulamalarda ekivalans oranı (0.8-0.85) arasında olduğu için C bölgesinin ekivalans oranı 2.88'in altına inememektedir. Bu nedenle C bölgesinin ekivalans oranının 3 olması durumunda kalan yakıtın yanmadan genişleme işlemi boyunca genişlediği varsayılmıştır.

Tablo 7’de düşük sıkıştırma oranlarında değişik devir sayılarında sunulan modelden hesaplanan motor karakteristiği değerleri Kızıltan [4] tarafından verilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Burada motor karakteristikleri arasındaki maksimum farkın yaklaşık % 20 civarında olduğu görülmektedir.

Tablo 8’de yüksek sıkıştırma oranlarında değişik devir sayılarında hesaplanan motor karakteristikleri Kızıltan [4] tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılmıştır. Burada da motor karakteristikleri arasındaki maksimum farkın yaklaşık % 20 civarında olduğu görülmektedir.

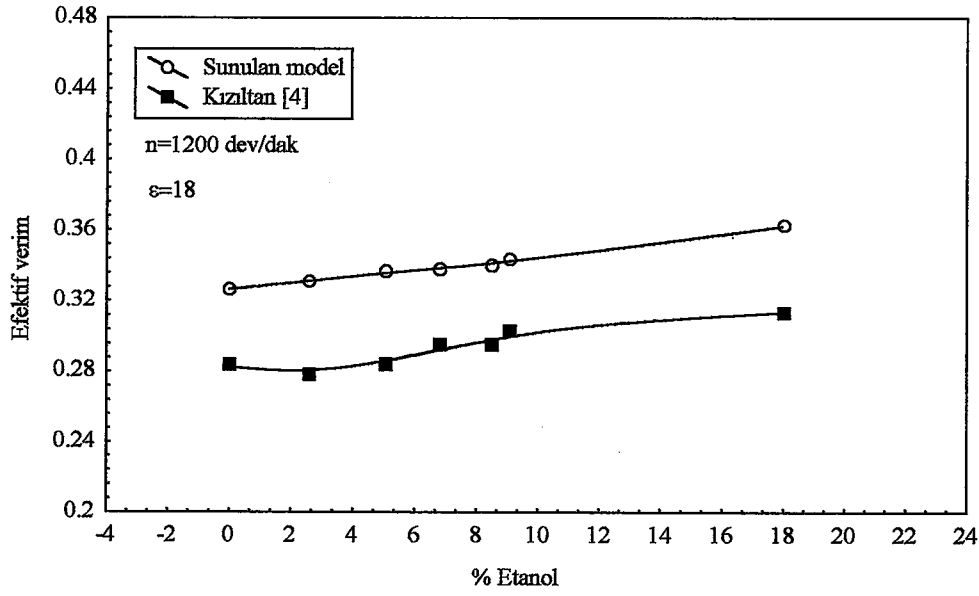
Tablo 9’da düşük sıkıştırma oranında değişik devir sayılarında sunulan modelden hesaplanan motor karakteristikleri, Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel değerler ve yüzde farkları gösterilmiştir. Burada da motor karakteristikleri arasında maksimum farkın yaklaşık % 16 düzeyinde olduğu görülmektedir.

Tablo 10’da sunulan modelden hesaplanan indike verim ile ortalama indike basınç değerleri Ottikkutti [22, 55] ve Durgun [42, 99] tarafından geliştirilen modellerden hesaplanan değerlerle karşılaştırılmıştır. Burada da sunulan model ile Ottikkuti’nin sonuçları arasındaki maksimum farkın % 11.5 düzeyinde olduğu, Durgun’un sonuçları arasındaki maksimum hatanın ise % 13.8 düzeyinde olduğu görülmektedir.

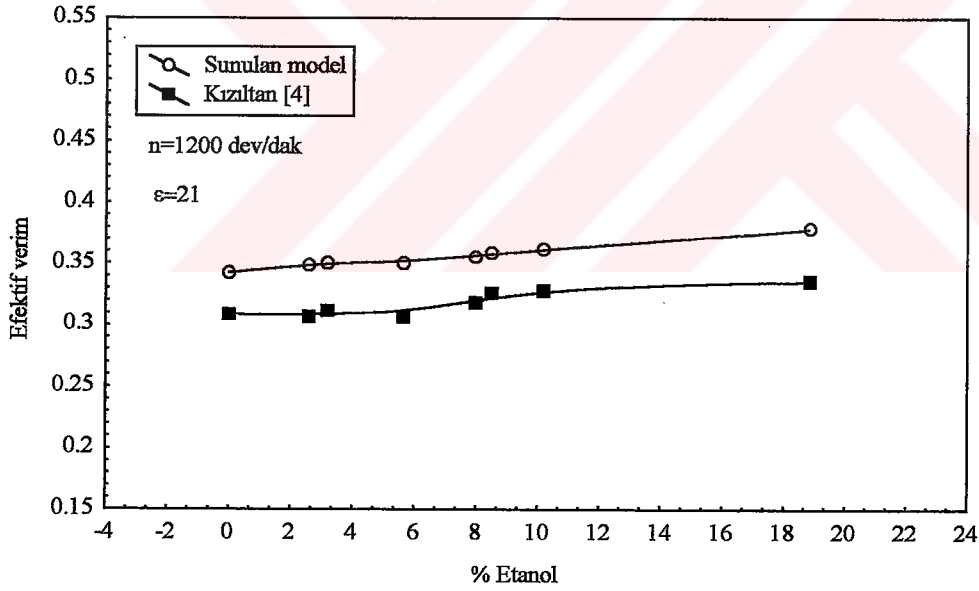
Sunulan model kullanılarak hesaplanan basınç ve sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimleri Şekil 21 ve 22’de gösterilmiştir. Şekil 5’te de görüldüğü gibi yanma işleminin sonuna doğru sıcaklık ve basınç ikinci bir pik noktası yapmaktadır [30]. Söz konusu pik; sunulan modelde yakıtça zengin C bölgesinin ekivalans oranının 3’ün altına indiğinde bölgedeki tüm yakıt-hava karışımının anlık olarak yanmasından kaynaklanmaktadır. Bu konu ile ilgili daha ayrıntılı bilgi irdeleme bölümünde verilecektir.

3.4. Fumigasyon Durumu İçin Geliştirilen Çevrim Modelinin Doğruluğunun Kontrolü

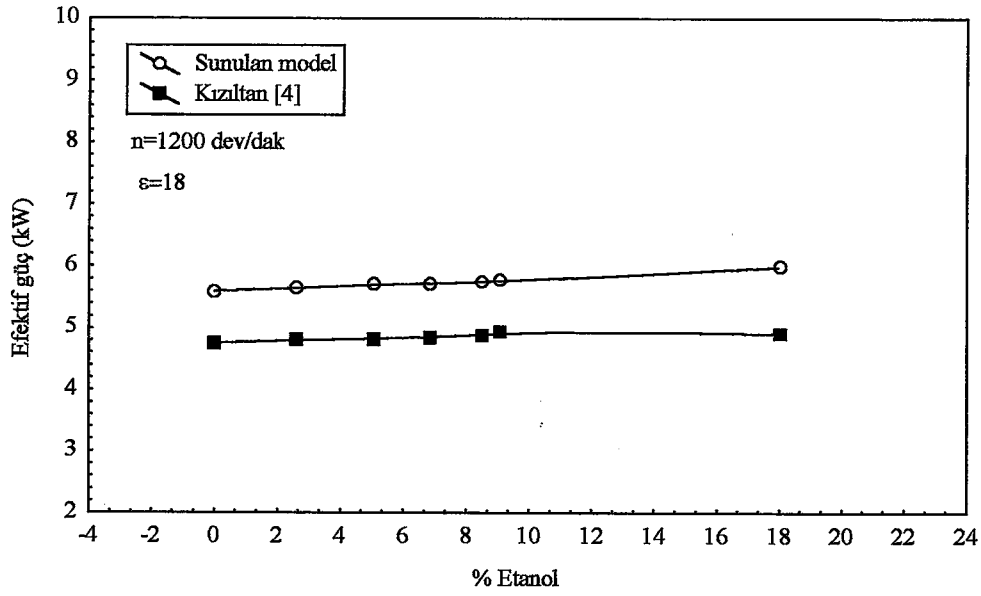
Diesel motoru çevrimlerini hesaplayan matematiksel modelin doğruluğu kontrol edildikten sonra söz konusu model fumigasyon durumu için uyarlanmıştır. Bu bölümde fumigasyon için geliştirilen matematiksel modelin doğruluk kontrolü yapılmıştır. Fumigasyon için hazırlanan modelin doğruluğunun kontrolü için yalnızca Kızıltan [4] ve Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel çalışmalar kullanılmıştır. Sunulan modelin



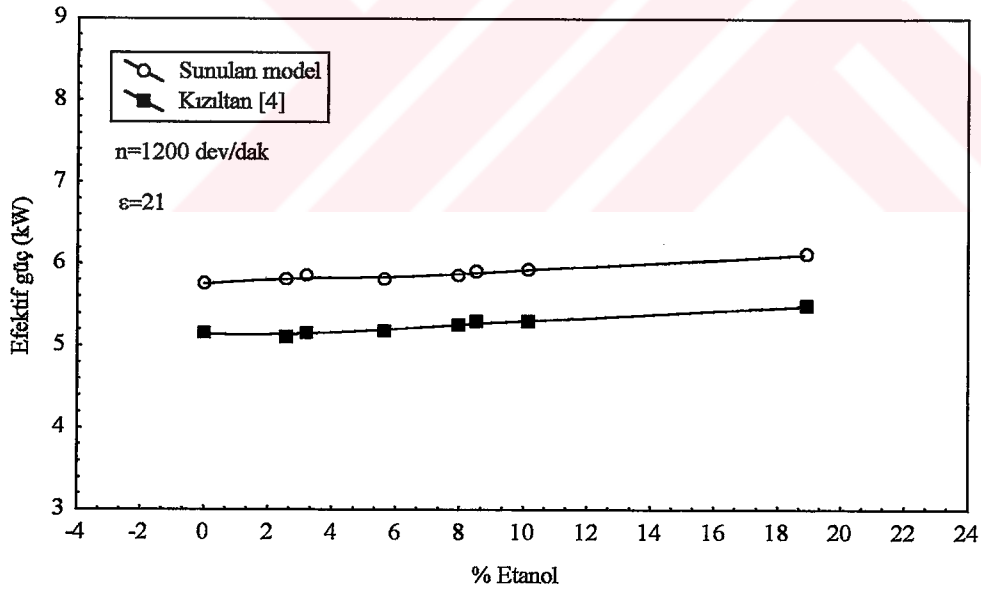
Şekil 23. Farklı etanol fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif verim değerlerinin Kızıltan [4] tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması



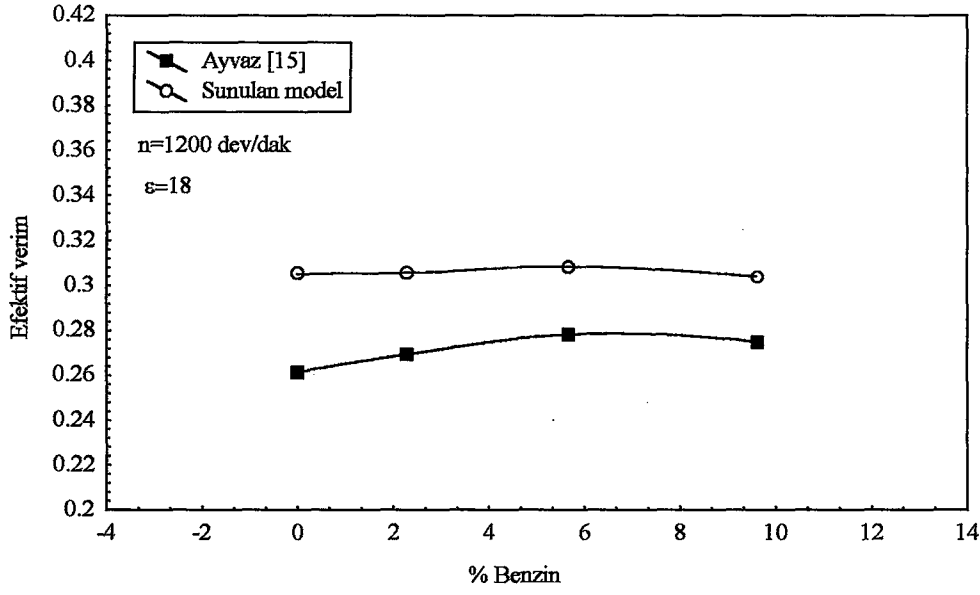
Şekil 24. Farklı etanol fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif verim değerlerinin Kızıltan [4] tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması



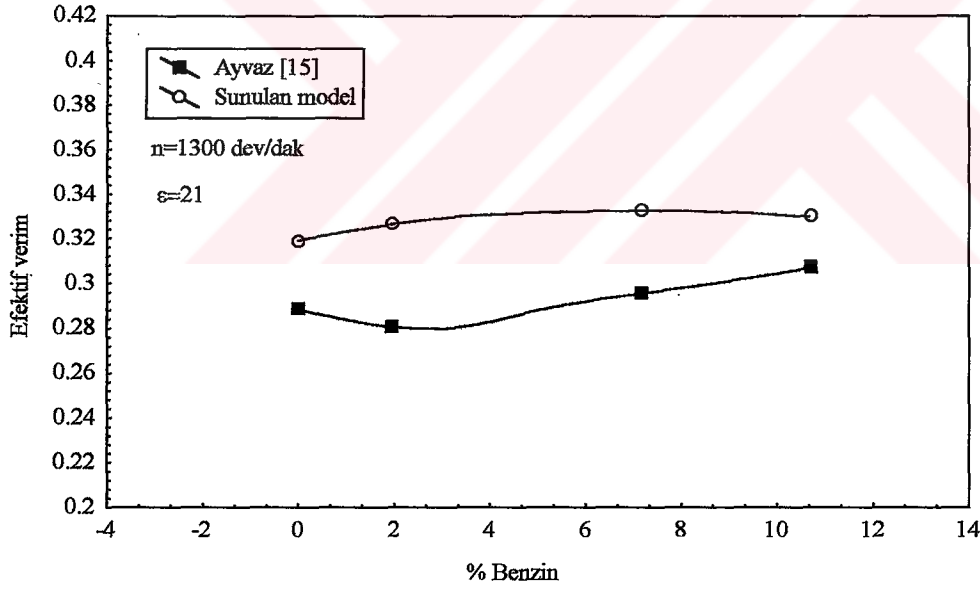
Şekil 25. Farklı etanol fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif güç değerlerinin Kızıltan [4] tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması



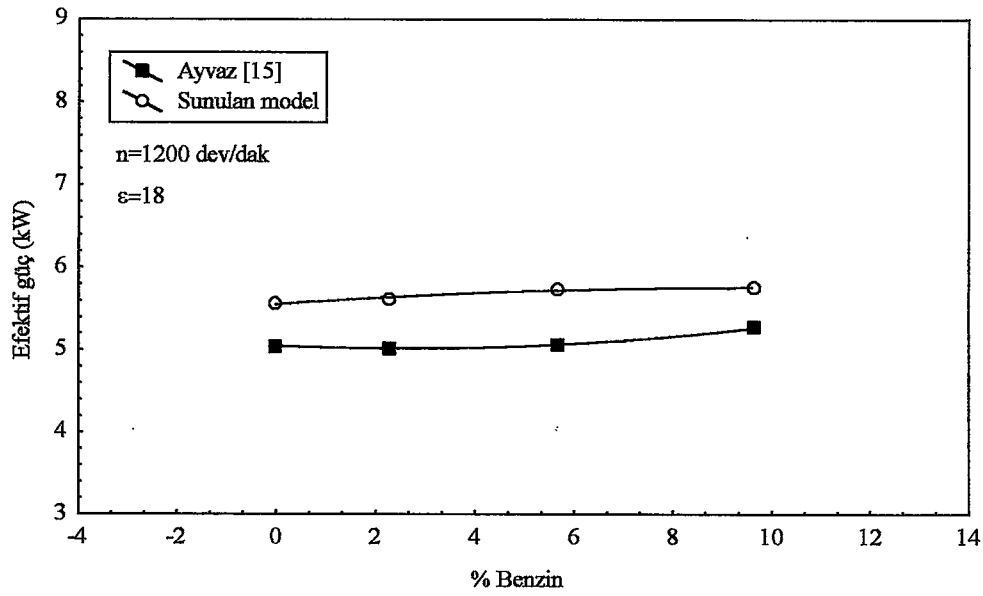
Şekil 26. Farklı etanol fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif güç değerlerinin Kızıltan [4] tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması



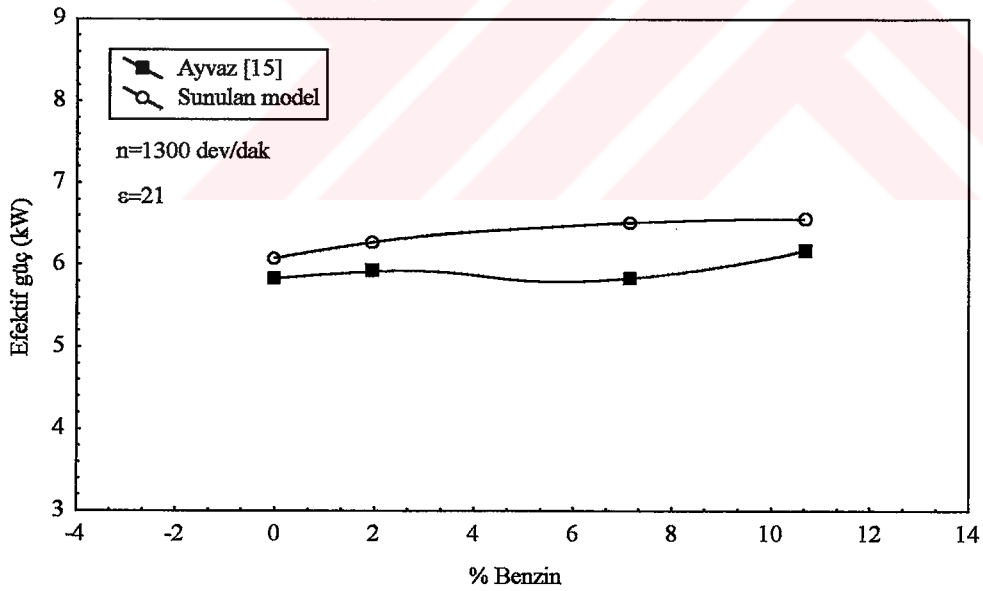
Şekil 27. Farklı benzin fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif verim değerlerinin Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması



Şekil 28. Farklı benzin fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif verim değerlerinin Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması



Şekil 29. Farklı benzin fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif güç değerlerinin Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması



Şekil 30. Farklı benzin fumigasyon oranları için sunulan modelden bulunan efektif güç değerlerinin Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması

sonuçları ile Kızıltan ve Ayvaz'ın sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29 ve 30'da gösterilmiştir. Literatürde verilen diğer fumigasyon çalışmaları ile hazırlanan modelin sonuçları karşılaştırılmamıştır. Bunun nedeni hafif yakıt olarak seçilen benzin fumigasyonu ile ilgili literatürde herhangi bir çalışmaya ulaşılamamış olmasıdır. Etanol fumigasyonu ile ilgili yapılmış diğer deneysel ve teorik çalışmalarda ise; motor verileri eksik olduğu için herhangi bir karşılaştırma yapılamamıştır.

Fumigasyon durumu için sunulan modelden hesaplanan sonuçlar Kızıltan [4] tarafından verilen deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Düşük sıkıştırma oranında sunulan modelden hesaplanan efektif verimlerle Kızıltan [4] tarafından verilen değerler arasında maksimum % 18 fark bulunmaktadır. Efektif güçler arasında ise düşük etanol oranlarında % 18 fark olmasına karşın yüksek etanol oranlarında fark % 20 düzeylerinde olmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranında, efektif verimler arasındaki maksimum farkın % 12 ve efektif güçler arasındaki maksimum farkın % 11 düzeylerinde olduğu görülmektedir.

Şekil 27-30'da sunulan modelden elde edilen efektif verim ve efektif güç değerleri ile Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel sonuçların karşılaştırılması gösterilmiştir. Düşük sıkıştırma oranında sunulan modelden hesaplanan efektif verimlerle Ayvaz tarafından verilen değerler arasında yaklaşık % 20 düzeyinde fark bulunmaktadır. Efektif güçler arasında düşük ve yüksek benzin fumigasyon oranlarında fark % 15 düzeylerinde olmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranında; efektif güçler arasında, yüksek fumigasyon oranlarında maksimum fark % 9.9, düşük fumigasyon oranlarında ise söz konusu fark % 6 düzeyindedir. Efektif verimler arasındaki fark ise yaklaşık % 14 düzeyinde olmaktadır.

Hem benzin hem de etanol fumigasyonu durumlarında yüksek fumigasyon oranlarda fark oranları yüksek olmaktadır. Buna yol açan faktörler irdeleme bölümünde ayrıntılı biçimde açıklanmıştır. Ayrıca Kızıltan ve Ayvaz tarafından verilen deneysel sonuçlarla sunulan modelin sonuçları arasındaki fark oranı % 20 mertebesinde çıkmaktadır. Bunun nedenleri de irdeleme bölümünde anlatılacaktır.

3.5. Benzin ve Etanol Fumigasyonu Durumlarında Motor Karakteristiklerinin ve Eksoz Gazları Emisyonlarının Değişimlerinin Teorik Olarak İncelenmesi

Önceden de belirtildiği gibi; sunulan çalışmada benzin ve etanol fumigasyonu durumlarında motor karakteristiklerinin ve eksoz gazları emisyonlarının değişimlerinin teorik olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Benzin ve etanol fumigasyonu durumlarında iki

farklı uygulama yapılmıştır. İlk uygulamalarda emme kanalından değişik oranlarda hafif yakıt emilmekte ve söz konusu karışımın üzerine Diesel yakıtı püskürtülmektedir. Bu uygulamada emilen çeşitli hafif yakıt miktarları için Diesel yakıtı miktarlarında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır.

İkinci uygulamada ise; önce saf Diesel yakıtı için motorun ekivalans oranı belirlenmiştir. Daha sonra bu ekivalans oranını sağlayacak şekilde emme kanalına püskürtülen yakıt miktarına bağlı olarak Diesel yakıtı miktarı da değiştirilmiştir. Söz konusu değişiklik püskürtme basıncı azaltılarak veya artırılarak yapılmıştır. Benzin fumigasyonu durumunda püskürtme basıncı azaltılarak etanol fumigasyonu durumunda ise püskürtme basıncı artırılarak ekivalans oranının sabit kalması sağlanmıştır.

Bu bölümde benzin ve etanol fumigasyonu durumları için motor karakteristikleri ve eksoz gazları emisyonları için değişik teorik uygulamalar yapılmıştır. Söz konusu uygulamalar aşağıdaki gibi dört farklı grupta toplanmıştır. Sunulan çalışmada Ottikkutti [22, 55] ve Li [35] tarafından verilen aşırı doldurmalı motorlar kullanılmıştır ve bu motorlarla ilgili sayısal bilgiler Tablo 5'te sunulmuştur.

Bundan sonraki açıklamalarda; Ottikkutti [22, 55] tarafından verilen motordan yüksek sıkıştırma oranlı motor ($\epsilon=16.8$) şeklinde ve Li [35] tarafından verilen motordan da düşük sıkıştırma oranlı ($\epsilon=14.5$) motor şeklinde söz edilecektir. Her iki motor için seçilen üç farklı devir sayısında değişik teorik hesaplar yapılmıştır. Yüksek sıkıştırma oranlı motor için seçilen devir sayıları 1500, 1700 ve 2100 dev/dak ve düşük sıkıştırma oranlı için seçilen devir sayıları ise 1600, 1900 ve 2100 dev/dak'dır. Yüksek sıkıştırma oranlı motorun nominal devir sayısı 1700 dev/dak ve düşük sıkıştırma oranlı motorun nominal devir sayısı ise 1900 dev/dak'dır. Sunulan çalışmada; söz konusu motorların nominal devirlerinden düşük devir sayılarından düşük devir sayısı ve yüksek devir sayılarından ise yüksek devir sayısı şeklinde söz edilecektir. Benzin fumigasyonu durumunda motor karakteristiklerindeki ve eksoz gazları emisyonlarındaki artma veya azalma oranları için genellikle düşük devir sayısı ve yüksek devir sayısındaki değerler verilmiştir. Nominal devir sayısındaki artma ve azalma oranları iki devir sayısındaki değerlerin arasında bulunmaktadır.

Sunulan çalışmada; fumigasyon durumunda, bölge oluşturmak için gerekli kütle miktarı tutuşma gecikmesi sonucu yanmış B_1 bölgesindeki yakıtın (7-15) katı şeklinde alınmıştır. Seçilen herhangi bir devir sayısında, fumigasyon durumunun etkisini daha iyi belirleyebilmek için eşit bölge sayısı kullanılmıştır. Bu nedenlerle demeti bölgelere

ayırmak için gerekli yakıt kriteri için bir aralık seçilmiştir. Böylece farklı fumigasyonu durumları için, aynı devir sayılarında saf Diesel yakıtı durumu için hesaplanan motor karakteristiği değerleri ve eksoz gazları emisyonları arasında bir miktar farklılıklar bulunmaktadır. Ayrıca seçilen Runge-Kutta adımlarının da bu farklılıkların nedenlerinden biri olduğu söylenebilir. Sunulan çalışmada yanma işleminde Runge-Kutta adımları 0.2 ve 0.4 °KMA şeklinde seçilmiştir.

3.5.1. Benzin Fumigasyonu

3.5.1.1. Değişken Ekivalans Oranlarında Benzin Fumigasyonu

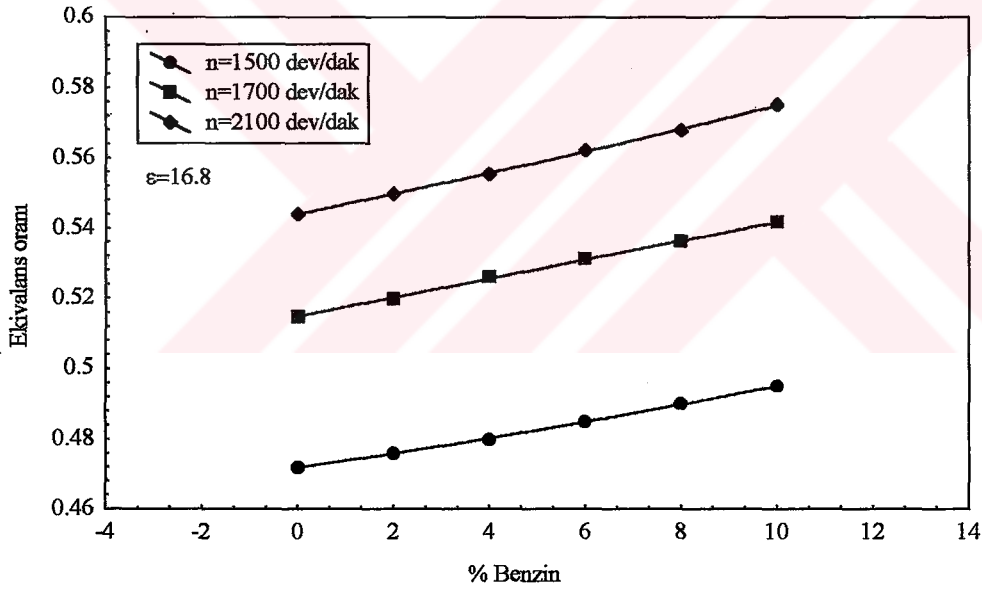
İlk uygulamada emme kanalından emilen değişik benzin miktarları için Diesel yakıtı miktarında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Bu nedenle söz konusu uygulamada Şekil 31'de görüldüğü gibi motorun ekivalans oranı artmaktadır. Emme kanalından emilen % (2, 4, 6, 8, 10) benzin fumigasyonu için motor karakteristiklerinin değişimi Şekil 32-39'da gösterilmiştir.

Söz konusu uygulamalarda Şekil 32 ve 33'te görüldüğü gibi motorun efektif gücü artmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlı motor için efektif güçteki maksimum artış oranı düşük devir sayısında % 4.3 ve yüksek devir sayısında ise % 5.6 düzeylerinde olmaktadır. Düşük sıkıştırma oranlı motor için düşük devir sayısındaki efektif güçteki artış oranı % 5 ve yüksek devir sayısında ise % 5.4 düzeylerinde olmaktadır.

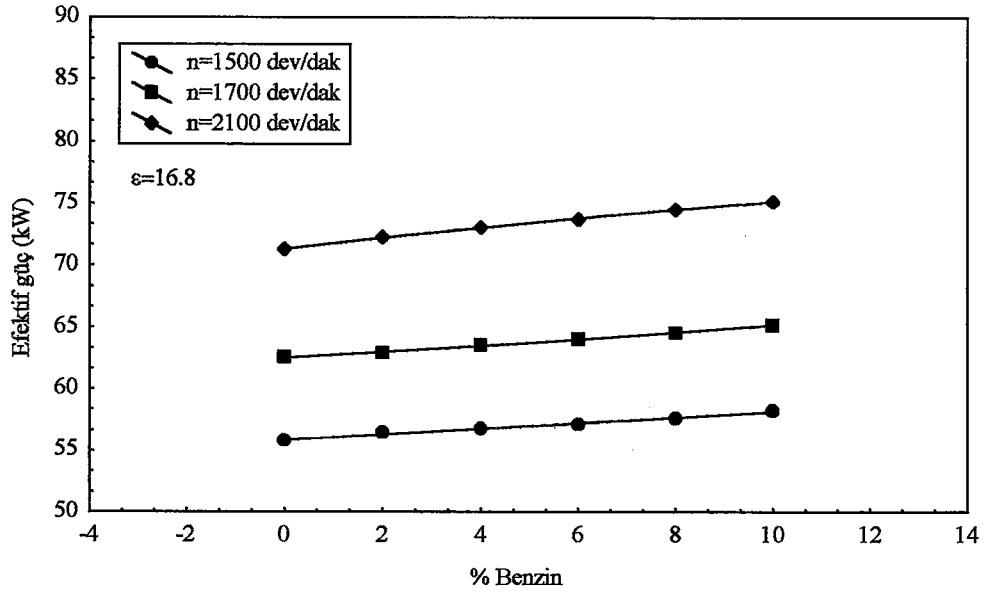
Şekil 34 ve 35'te görüldüğü gibi efektif verim, benzin fumigasyonu ile azalmakta veya yaklaşık olarak sabit kalmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlı ve düşük sıkıştırma oranlı motorlarda değişik devir sayıları için yapılan uygulamalarda verimdeki maksimum azalma oranı % 1 düzeyinde bulunmuştur. Efektif verimin yüksek sıkıştırma oranlı motorda yüksek devir sayısında düşük fumigasyon oranlarında % 0.4 düzeyinde arttığı belirlenmiştir. Bu fumigasyon durumunda her iki motorda da efektif verim benzin fumigasyonu ile azalmakta veya yaklaşık sabit kalmaktadır. Tersine olarak özgül yakıt tüketimi ise benzin fumigasyonu ile artmakta veya yaklaşık sabit kalmaktadır ve dolayısı ile yakıt ekonomikliği açısından benzin fumigasyonu pahalı olmaktadır. Ayrıca Şekil 38 ve 39'da görüldüğü benzin fumigasyonu arttıkça tutuşma gecikmesi ve yakıtın yanma süresi artmaktadır. Söz konusu motorların nominal devir sayılarında efektif güçteki yüzde artma

oranları, efektif verim ve özgül yakıt tüketimindeki yüzde azalma oranları ve yakıt tüketimi açısından değerlendirmeleri Tablo 11 ve 12’de gösterilmiştir.

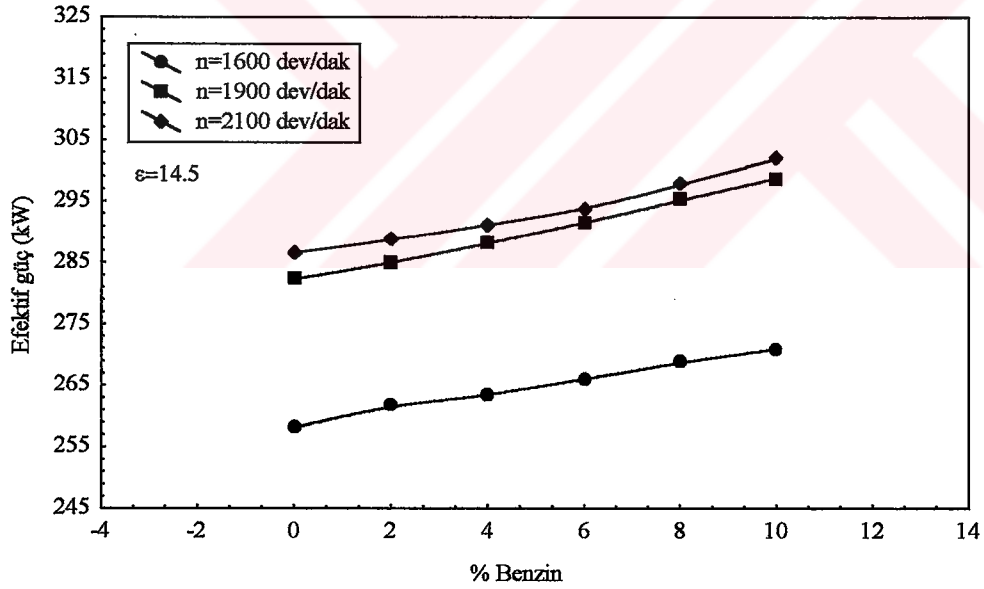
Benzin fumigasyonu durumunda NO konsantrasyonu azalmasına karşın CO oranı artmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlı motor için değişik devir sayılarında yapılan uygulamalarda NO konsantrasyonundaki azalma oranı yaklaşık % (75-37) düzeylerinde olmaktadır. CO oranındaki artış ise düşük devir sayılarından yüksek devir sayılarına doğru sırasıyla % (210-137) düzeylerinde olmaktadır. Düşük sıkıştırma oranlı motorda ise NO konsantrasyonundaki azalma oranı % (65-55) düzeyinde ve CO oranındaki artma oranı % (160-105) düzeylerindedir. Düşük devir sayılarındaki NO konsantrasyonundaki azalma oranı daha büyüktür. Şekil 42 ve 43’te görüldüğü gibi H₂’nin benzin fumigasyonu ile değişimi CO’ya benzer karakterde olmaktadır.



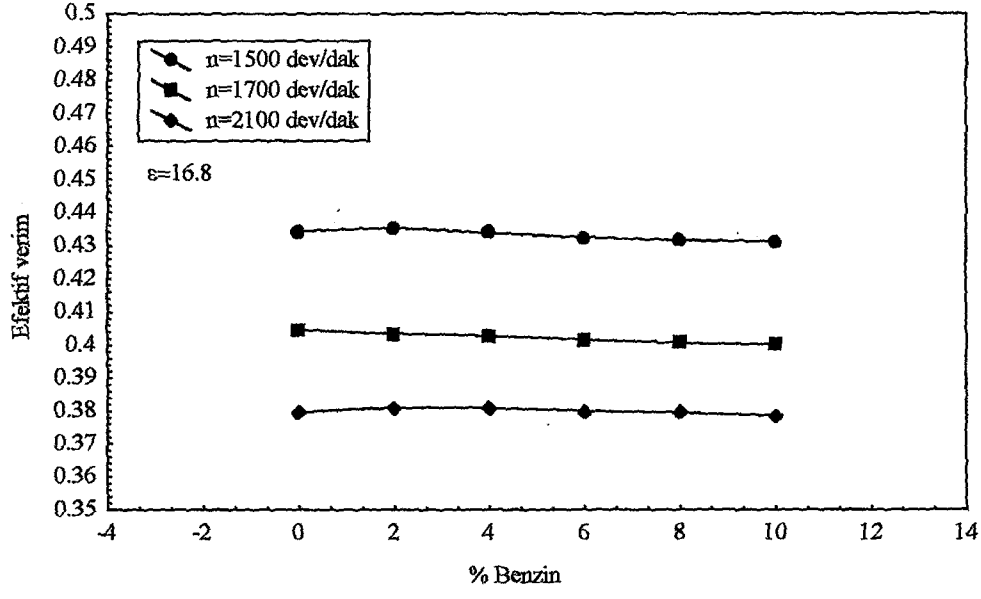
Şekil 31. Ekiyalans oranının farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



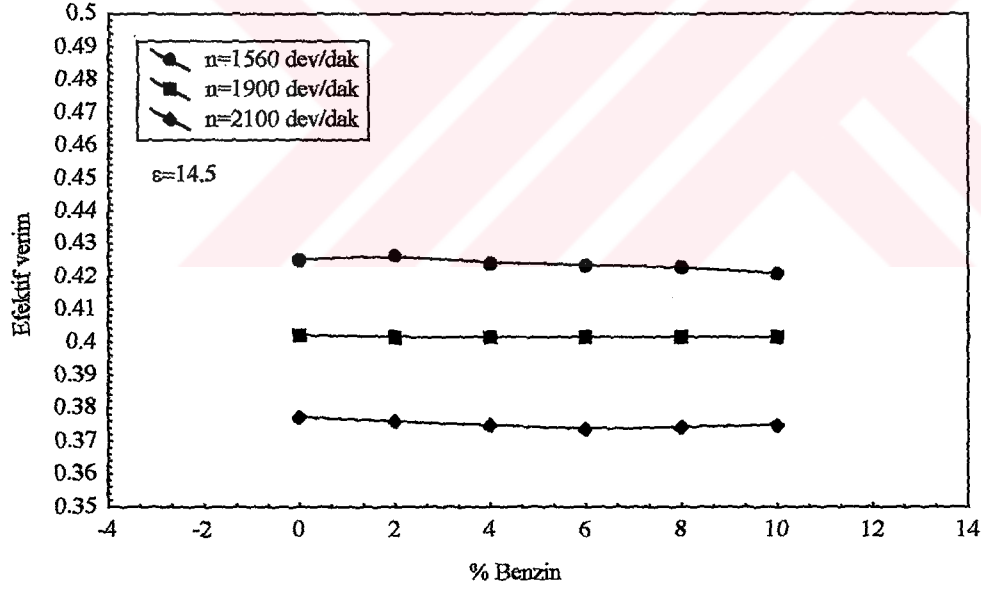
Şekil 32. Efektif gücün farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



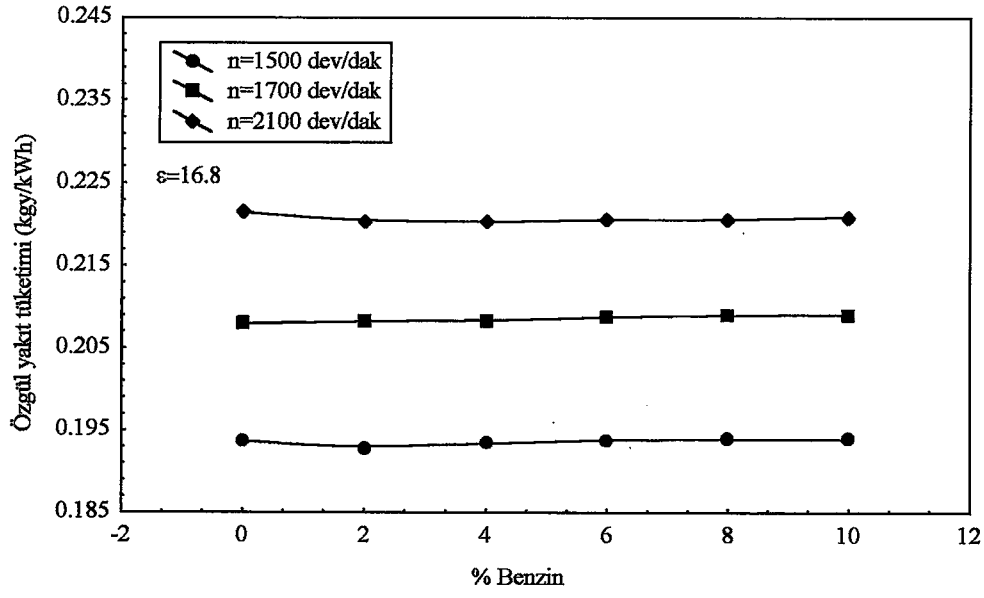
Şekil 33. Efektif gücün farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



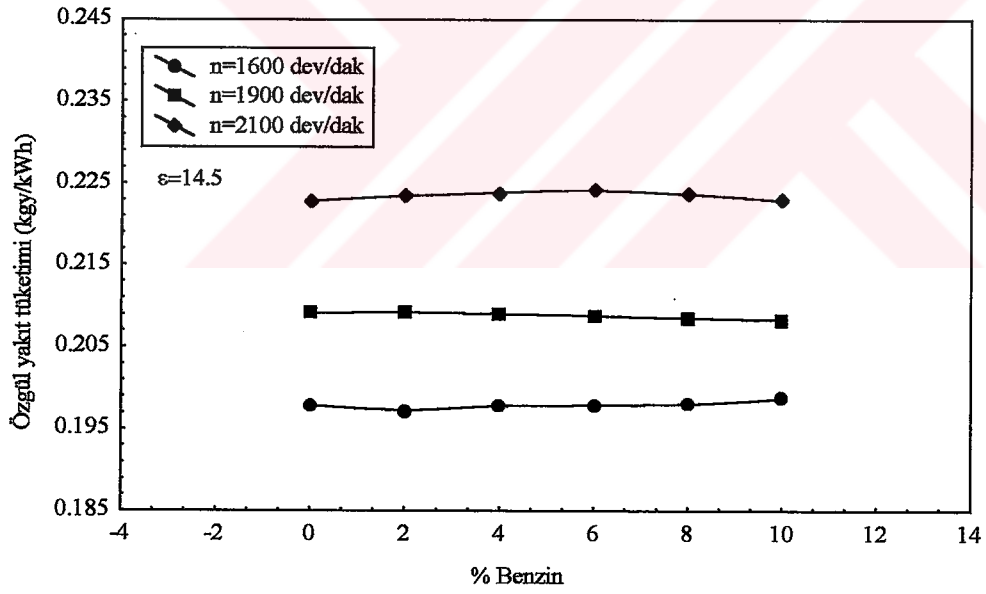
Şekil 34. Efektif verimin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



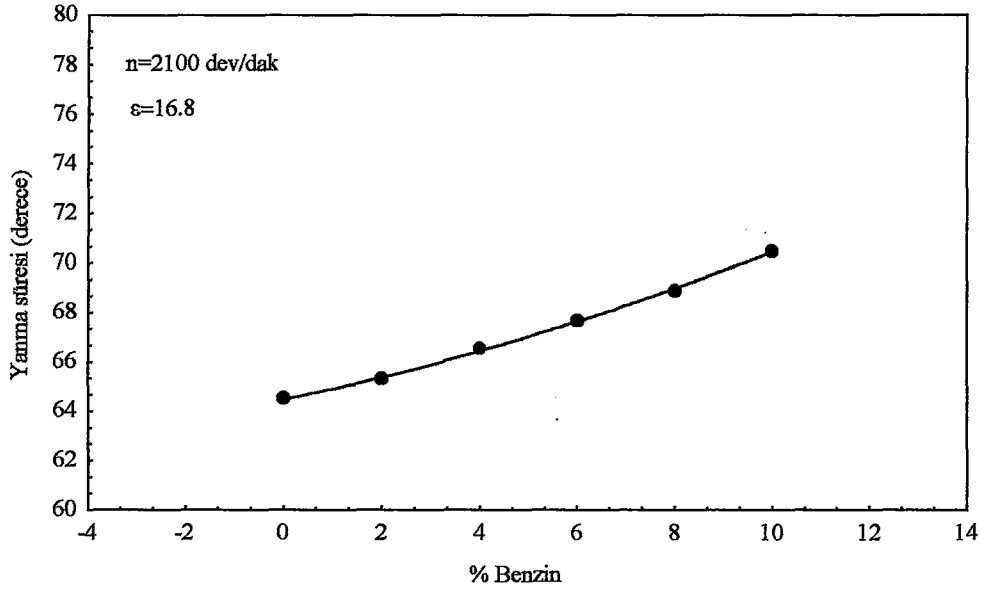
Şekil 35. Efektif verimin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



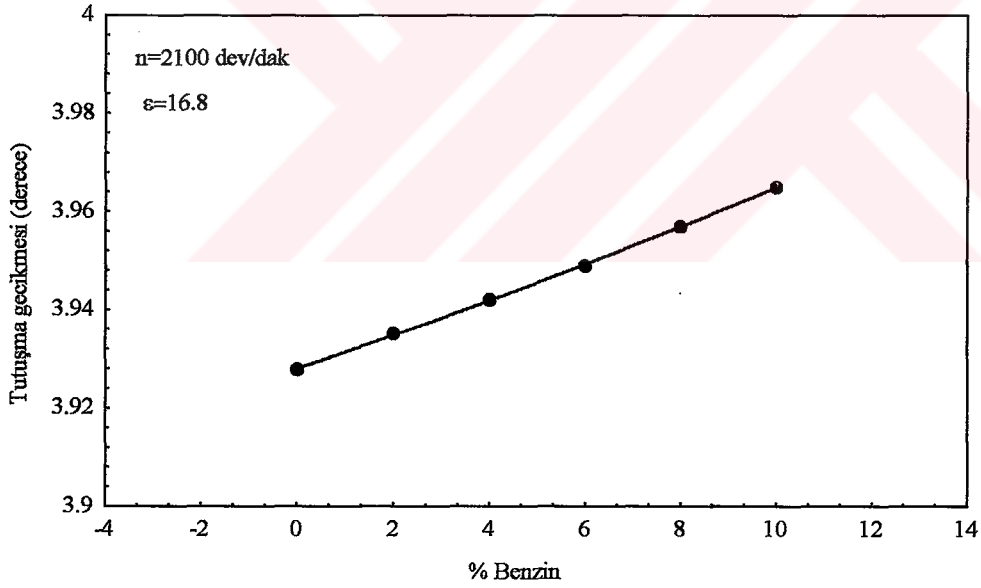
Şekil 36. Özgül yakıt tüketiminin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



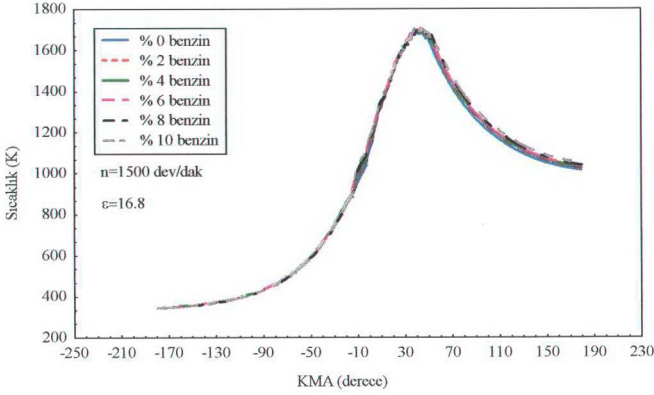
Şekil 37. Özgül yakıt tüketiminin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



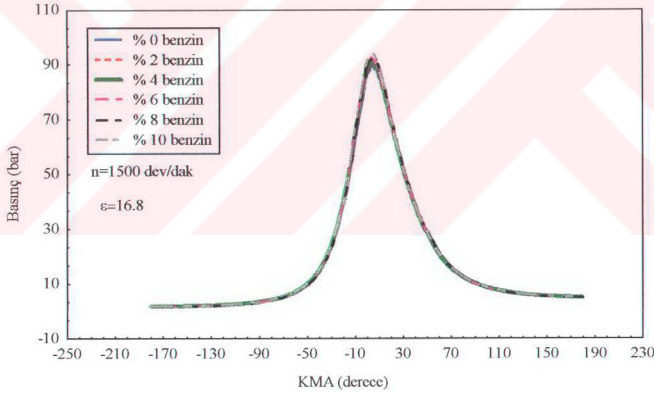
Şekil 38. Yanma süresinin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



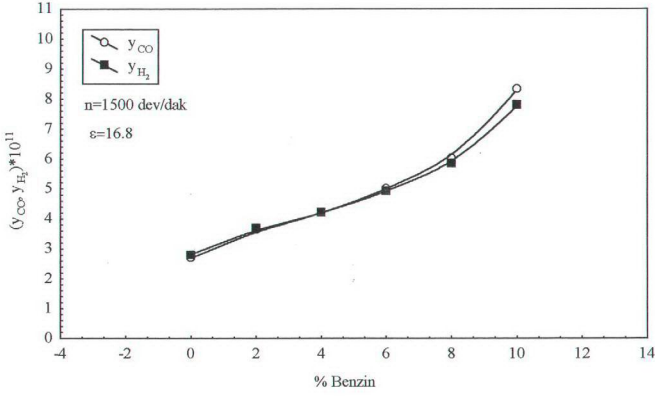
Şekil 39. Tutuşma gecikmesinin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



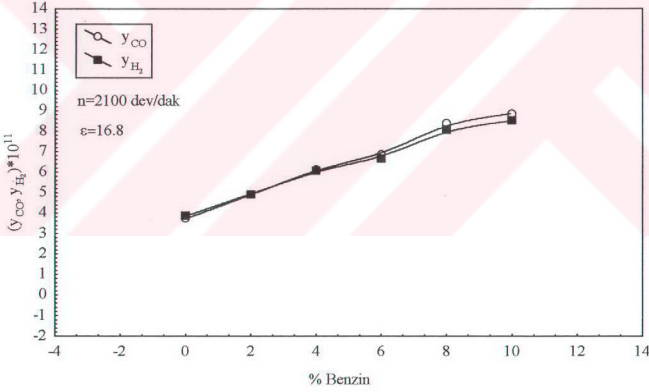
Şekil 40. Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan sıcaklıklarının krank mili açısına göre değişimi



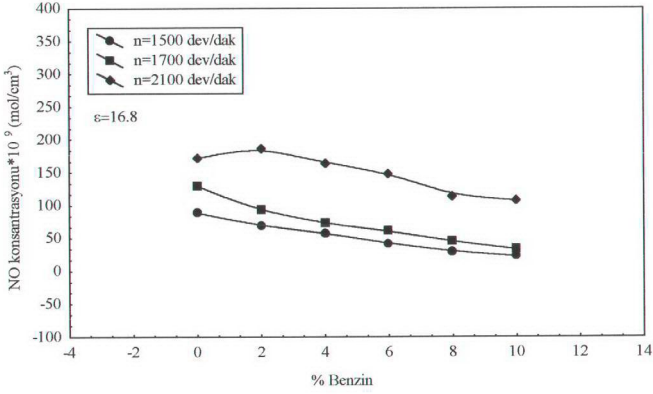
Şekil 41. Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan basınçların krank mili açısına göre değişimi



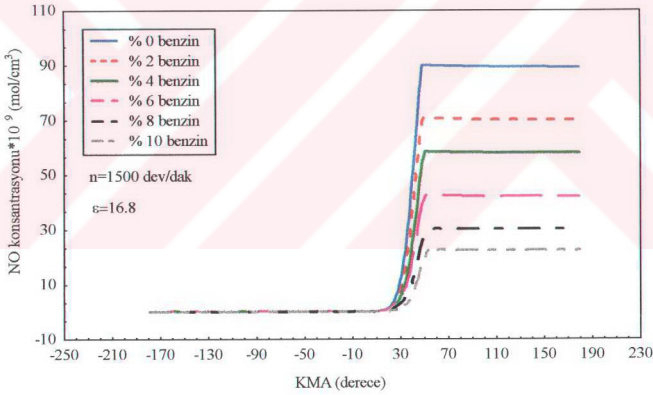
Şekil 42. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



Şekil 43. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



Şekil 44. NO konsantrasyonunun farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



Şekil 45. Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan NO konsantrasyonunun krank mili açısına göre değişimi

Tablo 11. Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları

$\epsilon=16.8$	n=1700 dev/dak			
% benzin oranları	% $\Delta N_e/N_e$	% $\Delta b_e/b_e$	% $\Delta \eta_e/\eta_e$	% $\Delta F/F_1$
2	0.665	0.144	-0.321	1.084
4	1.574	0.192	-0.469	2.079
6.01	2.347	0.385	-0.766	3.229
8	3.195	0.529	-1.013	4.337
10	4.228	0.529	-1.137	5.304

Tablo 12. Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları

$\epsilon=14.5$	n=1900 dev/dak			
% benzin oranları	% $\Delta N_e/N_e$	% $\Delta b_e/b_e$	% $\Delta \eta_e/\eta_e$	% $\Delta F/F_1$
2	0.941	0.048	-0.174	0.987
4	2.083	-0.048	-0.174	1.834
6	3.254	-0.143	-0.199	2.685
8	4.558	-0.287	-0.174	3.490
10	5.801	-0.383	-0.199	4.349

Tablo 13. Farklı benzin fumigasyon oranlarında $\Delta[NO]/[NO]$ ve $\Delta y_{CO}/y_{CO}$ oranlarının değişimleri

$\epsilon=16.8$	n=1500 dev/dak		n=2100 dev/dak	
% benzin oranları	% $\Delta NO/NO$	% $\Delta y_{CO}/y_{CO}$	% $\Delta NO/NO$	% $\Delta y_{CO}/y_{CO}$
2	-21.544	35.058	9.307	31.168
4	-35.086	56.680	-3.990	65.289
6	-52.945	86.826	-13.612	82.980
8.01	-66.192	124.414	-33.333	126.013
10	-74.718	209.900	-37.132	137.450

3.5.1.2. Sabit Ekivalans Oranında Benzin Fumigasyonu

Bu uygulamada saf Diesel yakıtı durumundaki ekivalans oranını sabit tutacak şekilde benzin fumigasyonu yapılmıştır. Ekivalans oranını sabit olarak korumak için Şekil 46'da görüldüğü gibi püskürtme basıncı azaltılmış; yani Diesel yakıtı miktarı azaltılmıştır.

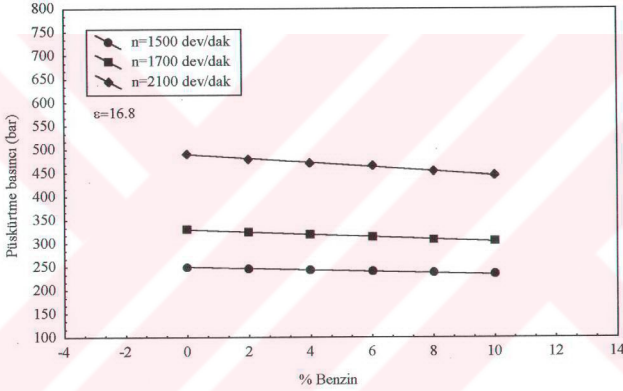
Bu durum için yapılan teorik uygulamalarda, Şekil 47 ve 48'de görüldüğü gibi, efektif güç benzin fumigasyonu ile sürekli artmaktadır. Yüksek devir sayılarında ve sıkıştırma oranındaki artış oranı daha fazladır. Yüksek sıkıştırma oranlı motor için düşük devir sayısında efektif güçteki maksimum artış oranı % 0.4 düzeyinde iken yüksek devir sayısındaki artış oranı % 7.1 düzeyine kadar çıkmaktadır. Düşük sıkıştırma oranlı motorda ise düşük devir sayısında efektif güçteki maksimum artış oranı % 2.2 düzeyindedir ve yüksek devir sayısında ise artış oranı % 2.7 düzeyine kadar çıkmaktadır.

Şekil 49 ve 50'de ise efektif verimin ve Şekil 51 ve 52'de özgül yakıt tüketiminin benzin fumigasyonu oranlarına göre değişimleri gösterilmiştir. Söz konusu şekillerden görüldüğü gibi benzin fumigasyonu arttıkça efektif verim artmakta ve özgül yakıt tüketimi ise azalmaktadır. Ayrıca yüksek sıkıştırma oranı ve devir sayılarındaki artış oranı daha yüksek düzeydedir. Yüksek sıkıştırma oranlı motorda, efektif verimdeki artış oranı düşük devirde % 0.2 olmakta ve yüksek devirde ise % 7 düzeyine ulaşmaktadır. Ayrıca yüksek devir sayısında benzin fumigasyonu ekonomik olmaktadır. Düşük sıkıştırma oranlı motorda; düşük devirde, efektif verimdeki artış oranı % 2 ve yüksek devir sayısında ise % 2.6 düzeyinde olmaktadır. Her iki motorda değişik devirlerde yapılan uygulamalarda efektif verim ve güçteki artış oranları ve özgül yakıt tüketimi ve ekonomiklik açısından değerlendirilmeleri Tablo 14, 15, 16 ve 17'de verilmiştir.

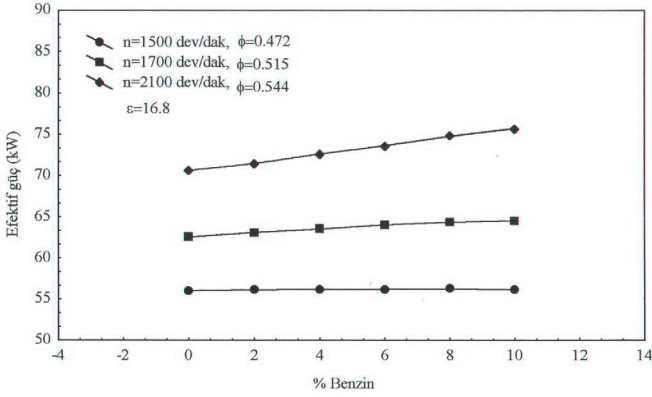
Şekil 53'ten görüldüğü gibi; benzin fumigasyonu oranı arttıkça tutuşma gecikmesi ve yanma süresi artmaktadır. Şekil 54 ve 55'te farklı benzin fumigasyonları için sıcaklıkların ve basınçların krank mili açısına göre değişimleri gösterilmiştir. Bu eğrilerden anlaşılacağı gibi benzin fumigasyonu arttıkça silindir sıcaklıkları ve basınçları az da olsa artmaktadır.

NO konsantrasyonunun ve CO oranının benzin fumigasyonu ile değişimleri Şekil 56-60'da gösterilmiştir. NO konsantrasyonu benzin fumigasyonu ile sürekli azalmaktadır ve CO oranı ise sürekli artmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlı motor için düşük devirlerden yüksek devir sayısına doğru olmak üzere NO konsantrasyonundaki azalma oranı % (83-60) düzeyinde belirlenmiştir. CO oranındaki artma oranı ise düşük devir sayısında % 37 düzeyinde ve yüksek devir sayısında ise % 500'den daha yüksek olmaktadır.

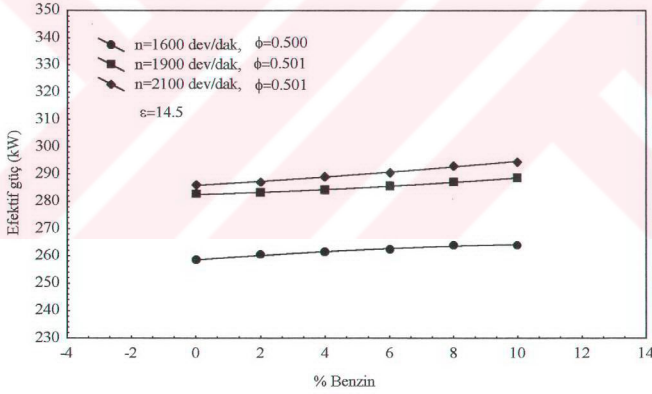
Düşük sıkıştırma oranlı motor için NO konsantrasyonundaki azalma oranı değişik devir sayıları için yaklaşık % 80 düzeyinde hesaplanmıştır. CO oranındaki artma oranı ise düşük devir sayısında % 258 ve yüksek devir sayısında ise % 324 düzeyinde bulunmuştur. Her iki motor için değişik devir sayıları ve benzin fumigasyon oranları için NO konsantrasyonundaki yüzde azalma oranları ve CO oranındaki yüzde artma oranları Tablo 18 ve 19'da verilmiştir. Şekil 56 ve 57'den görüldüğü gibi H_2 'deki değişim CO'nun değişiminin benzeri karakterde olmaktadır.



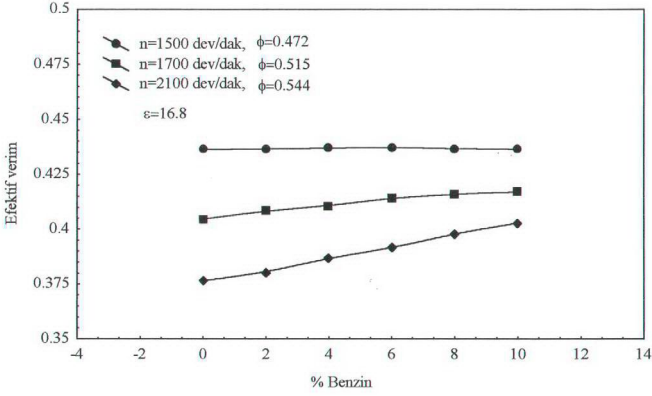
Şekil 46. Püskürtme basıncının farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



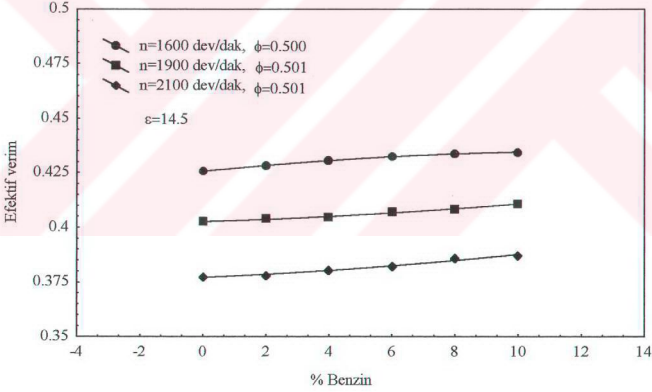
Şekil 47. Efektif gücün farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



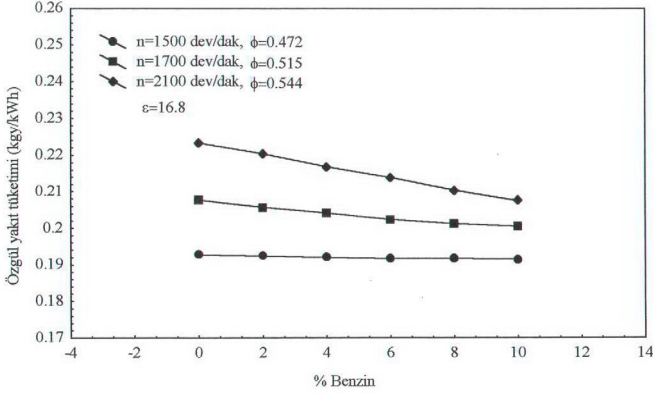
Şekil 48. Efektif gücün farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



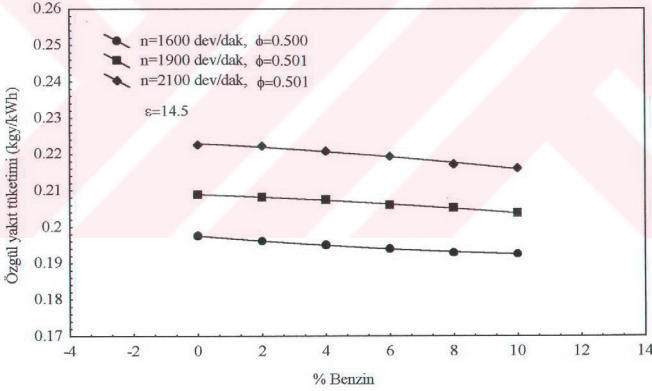
Şekil 49. Etkatif verimin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



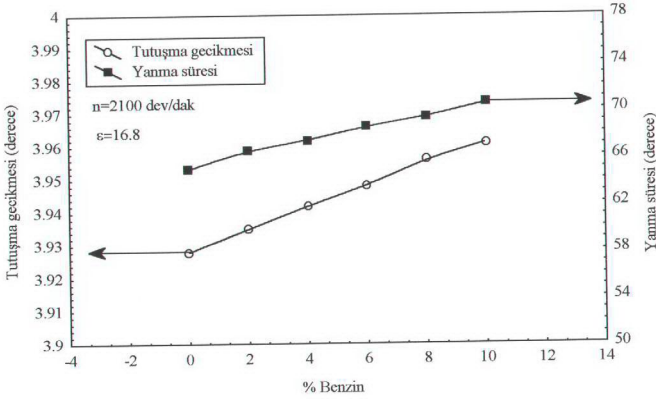
Şekil 50. Etkatif verimin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



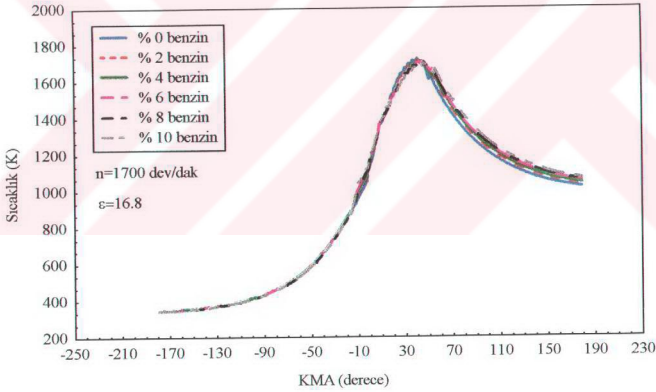
Şekil 51. Özgül yakıt tüketiminin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



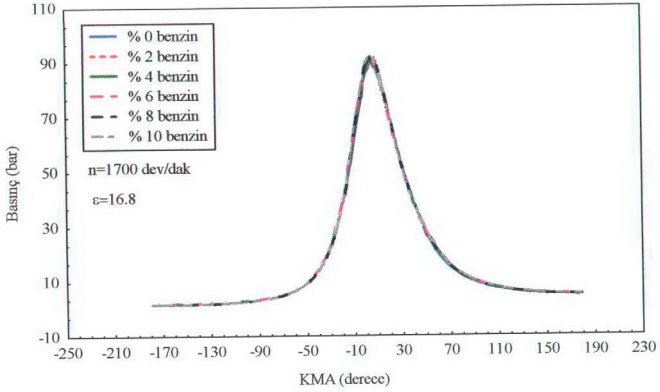
Şekil 52. Özgül yakıt tüketiminin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



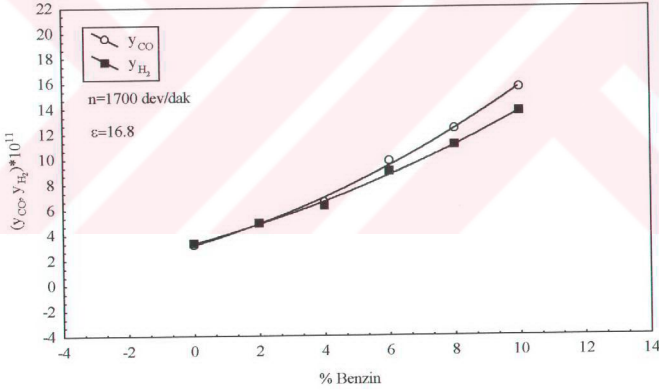
Şekil 53. Tutuşma gecikmesinin ve yanma süresinin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



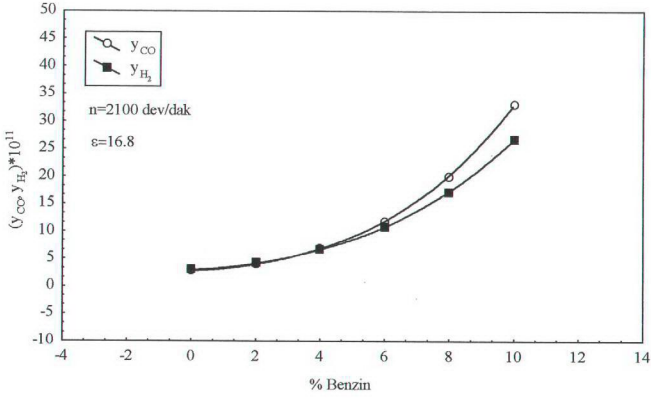
Şekil 54. Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



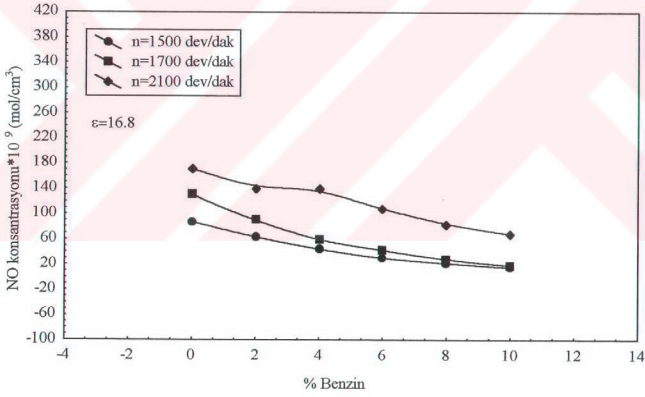
Şekil 55. Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan basınçların krank mili açısına göre değişimi



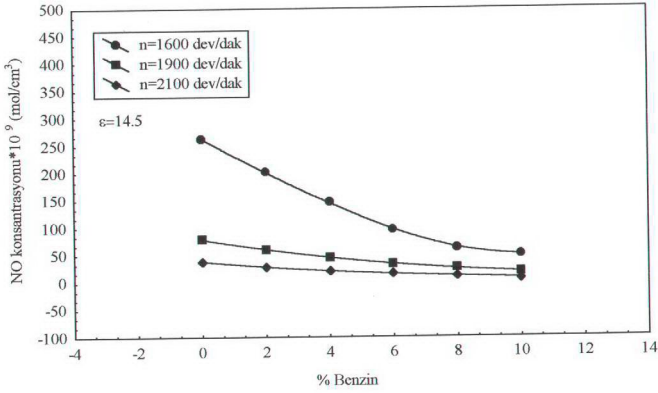
Şekil 56. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



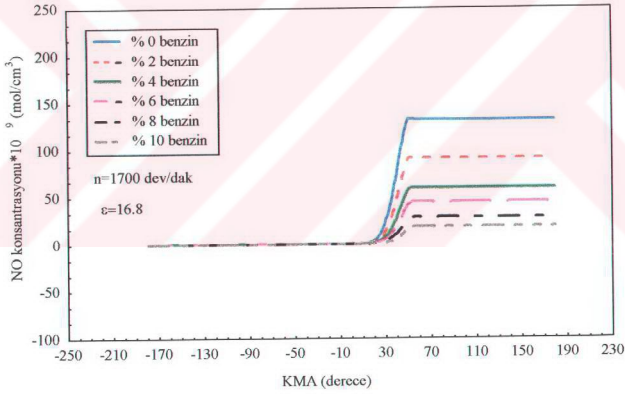
Şekil 57. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



Şekil 58. NO konsantrasyonunun farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



Şekil 59. NO konsantrasyonunun farklı benzin fumigasyon oranlarına göre değişimi



Şekil 60. Farklı benzin fumigasyon oranları için hesaplanan NO konsantrasyonunun krank mili açısına göre değişimi

Tablo 14. Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları

$\varepsilon=16.8$	n=1500 dev/dak $\phi=0.472$			
% benzin oranları	% $\Delta N_e/N_e$	% $\Delta b_e/b_e$	% $\Delta \eta_e/\eta_e$	% $\Delta F/F_1$
2	0.230	-0.156	0.069	0.782
4	0.253	-0.363	0.138	1.513
6	0.302	-0.519	0.229	2.299
8	0.362	-0.519	0.229	3.250
10	0.218	-0.571	0.022	4.151

Tablo 15. Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları

$\varepsilon=16.8$	n=1700 dev/dak $\phi=0.515$			
% benzin oranları	% $\Delta N_e/N_e$	% $\Delta b_e/b_e$	% $\Delta \eta_e/\eta_e$	% $\Delta F/F_1$
2	0.964	-1.011	0.939	-0.071
4	1.508	-1.684	1.483	0.171
6	2.448	-2.599	2.347	0.159
8	2.877	-3.128	2.797	0.571
10	3.197	-3.465	3.015	1.083

Tablo 16. Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları

$\varepsilon=16.8$	n=2100 dev/dak ve $\phi=0.544$			
% benzin oranları	% $\Delta N_e/N_e$	% $\Delta b_e/b_e$	% $\Delta \eta_e/\eta_e$	% $\Delta F/F_1$
2	1.114	-1.209	1.116	-0.273
4	2.823	-2.911	2.762	-1.072
6	4.176	-4.120	3.956	-1.383
8	5.830	-5.822	5.709	-2.231
10	7.149	-7.031	6.984	-2.583

Tablo 17. Farklı benzin fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları

$\varepsilon=14.5$	n=2100 dev/dak ve $\phi=0.501$			
% benzin oranları	% $\Delta N_e/N_e$	% $\Delta b_e/b_e$	% $\Delta \eta_e/\eta_e$	% $\Delta F/F_1$
2	0.185	-0.269	0.159	0.667
4	0.787	-0.943	0.742	0.923
6	1.262	-1.571	1.272	1.218
8	2.261	-2.513	2.147	1.194
10	2.709	-3.007	2.570	1.607

Tablo 18. Farklı benzin fumigasyon oranlarında $\Delta[NO]/[NO]$ ve $\Delta y_{CO}/y_{CO}$ oranlarının değişimleri

$\varepsilon=16.8$	n=1500 dev/dak $\phi=0.472$		n=1700 dev/dak ve $\phi=0.515$	
% benzin oranları	% $\Delta NO/NO$	% $\Delta y_{CO}/y_{CO}$	% $\Delta NO/NO$	% $\Delta y_{CO}/y_{CO}$
2	-27.397	9.825	-31.080	52.599
4	-49.195	17.927	-55.124	101.876
6	-66.020	27.656	-66.566	202.399
8	-74.535	37.002	-78.443	281.329
10	-82.819	36.523	-85.977	381.175

Tablo 19. Farklı benzin fumigasyon oranlarında $\Delta[NO]/[NO]$ ve $\Delta y_{CO}/y_{CO}$ oranlarının değişimleri

$\varepsilon=14.5$	n=1600 dev/dak $\phi=0.500$		n=2100 dev/dak ve $\phi=0.501$	
% benzin oranları	% $\Delta NO/NO$	% $\Delta y_{CO}/y_{CO}$	% $\Delta NO/NO$	% $\Delta y_{CO}/y_{CO}$
2	-23.275	46.114	-27.033	29.820
4	-44.629	74.808	-44.784	65.531
6	-63.379	133.241	-59.994	129.390
8	-76.276	182.278	-69.634	238.684
10	-81.014	257.782	-79.958	324.300

3.5.2. Etanol Fumigasyonu

3.5.2.1. Değişken Ekivalans Oranlarında Etanol Fumigasyonu

Benzin fumigasyonunun tersine etanol fumigasyonu durumunda Şekil 61'de görüldüğü gibi etanol oranı arttıkça, motorun ekivalans oranı azalmaktadır. Bu bölümde değişik etanol fumigasyonu oranları % (2,5, 5, 7,5, 10, 15, 20) için motor karakteristiklerinin ve eksoz gazları emisyonlarının değişimleri Şekil 62-66'da gösterilmiştir. Söz konusu şekillerden de görüldüğü gibi, etanol fumigasyonu attıkça efektif verim ve efektif güç sürekli olarak artmaktadır. Yüksek devir sayılarında artma oranı daha büyük olmaktadır. Özgül yakıt tüketimi ise; düşük devir ve nominal devir sayılarında artmakta veya yaklaşık sabit kalmaktadır, yüksek devir sayılarında ise azalmaktadır. Fakat yüksek devir sayılarındaki azalma oranı çok az olduğu için etanol fumigasyonu ekonomik olmamaktadır. Düşük ve yüksek sıkıştırma oranlı motorlar için farklı devir sayılarında efektif verim ve güçteki yüzde artış oranları ve özgül yakıt tüketimindeki azalma oranları ve fiyat analizi ile ilgili sonuçlardan bazıları Tablo 20-23'te gösterilmiştir.

Yüksek sıkıştırma oranlı motorda, Şekil 62 ve 64'ten görüldüğü gibi, efektif verim ve efektif güç tüm devir sayılarında artmaktadır. Yüksek devir sayısındaki artış oranı daha fazladır. Yüksek devir sayısında, efektif verimdeki maksimum artış oranı % 15,2 efektif güçteki maksimum artış oranı ise % 12,8 ve özgül yakıt tüketimindeki maksimum azalma oranı ise % 7 düzeyindedir. Şekil 66'da görüldüğü gibi; düşük devir sayısında, özgül yakıt tüketimi yaklaşık sabit kalmakta veya çok az miktarda azalmaktadır. Yüksek devir sayısında ve nominal devir sayısında özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Özgül yakıt tüketimindeki azalma oranı düşük olduğu için bu uygulama da söz konusu motor için ekonomik değildir.

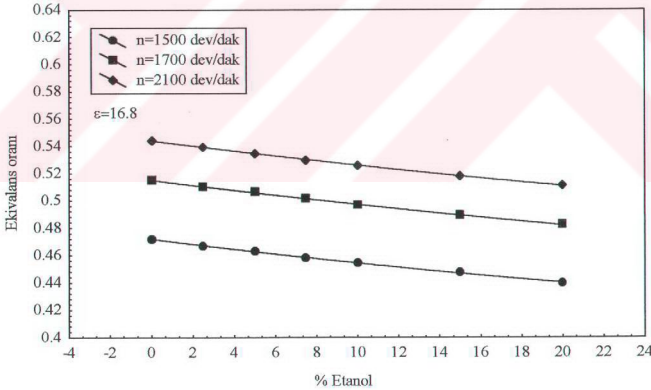
Düşük sıkıştırma oranlı motorda da, tüm devir sayılarında, efektif verimin ve efektif gücün arttığı görülmüştür. Yüksek devir sayılarında; efektif güçteki maksimum artma oranı % 6,5 ve efektif verimdeki maksimum artma oranı ise % 8,7 düzeyinde çıkmaktadır. Yüksek devir sayılarında, özgül yakıt tüketimindeki maksimum azalma oranı ise yaklaşık % 1,4 olarak belirlenmiştir. Nominal devir sayısında ve düşük devir sayısında, özgül yakıt tüketimi yaklaşık sabit kalmakta veya yüksek fumigasyon oranlarında çok az azalmaktadır. Bundan dolayı söz konusu motor için bu uygulama da ekonomik değildir.

Şekiller 67, 68 ve 69'da görüldüğü gibi etanol fumigasyonu arttıkça tutuşma gecikmesi, silindir basıncı ve sıcaklığı artmaktadır.

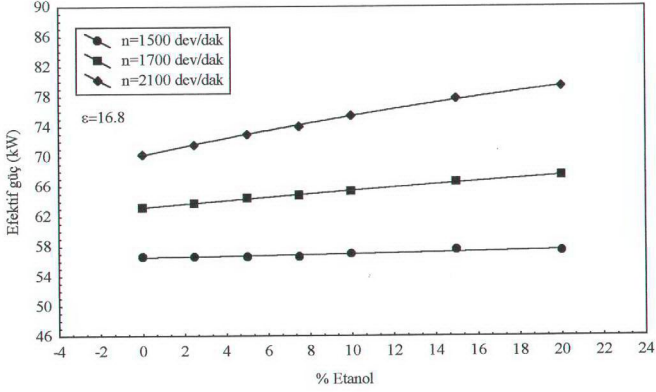
Yüksek sıkıştırma oranlı motorda, farklı devir sayılarında yapılan hesaplamalar sonunda NO konsantrasyonundaki maksimum azalma oranı % 61 düzeyinde ve CO oranındaki artma oranı ise % 912 düzeyinde bulunmuştur. NO konsantrasyonu; düşük ve nominal devir sayısında azalmakta bununla birlikte yüksek devir sayısında düşük fumigasyon oranlarında artmakta yüksek fumigasyon oranlarında yeniden azalmaya başlamaktadır. CO oranı ise nominal ve yüksek devir sayılarında artmaktadır.

Düşük sıkıştırma oranlı motorda değişik devir sayılarında yapılan hesaplamalar sonunda ise NO konsantrasyonundaki azalma oranı maksimum % 44 düzeyinde ve CO oranındaki artma oranı ise maksimum % 185 düzeyinde belirlenmiştir. Şekil 70 ve 71'de görüldüğü gibi H_2 'deki değişim karakteri de CO'nun benzeri biçimde olmaktadır.

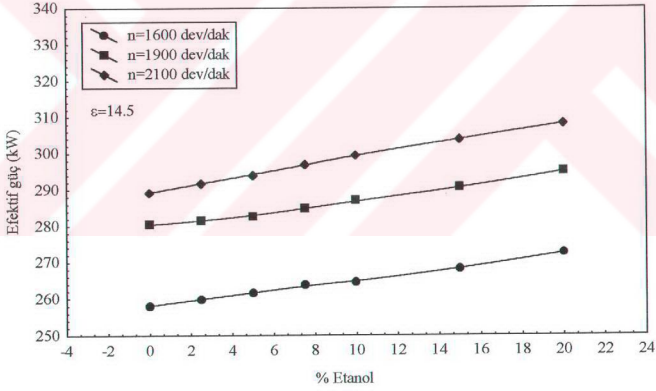
Her iki motorda da yüksek devir sayılarında NO konsantrasyonu genel olarak artma eğilimi göstermektedir. Ayrıca yüksek fumigasyon oranlarında NO konsantrasyonundaki azalma oranı daha düşük olmaktadır.



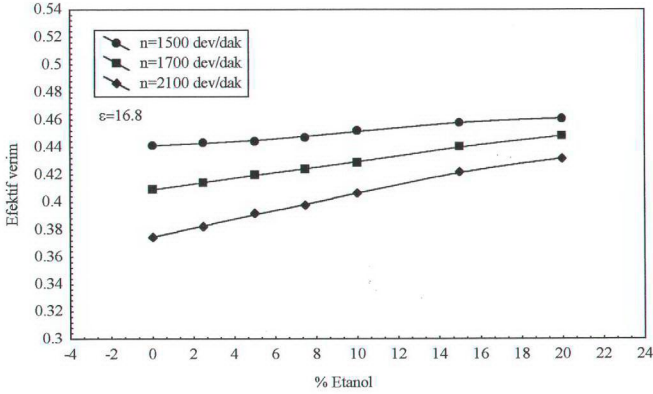
Şekil 61. Ekvivalans oranının farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



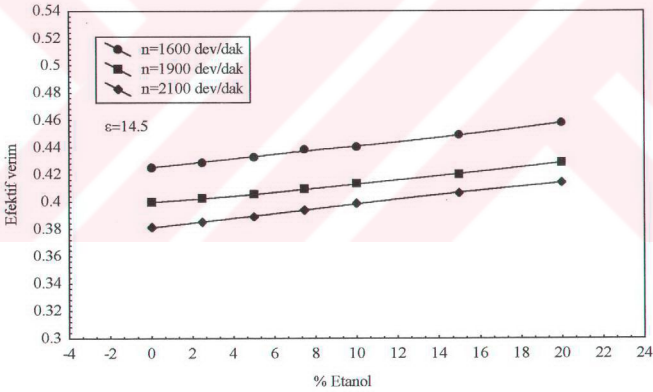
Şekil 62. Efektif gücün farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



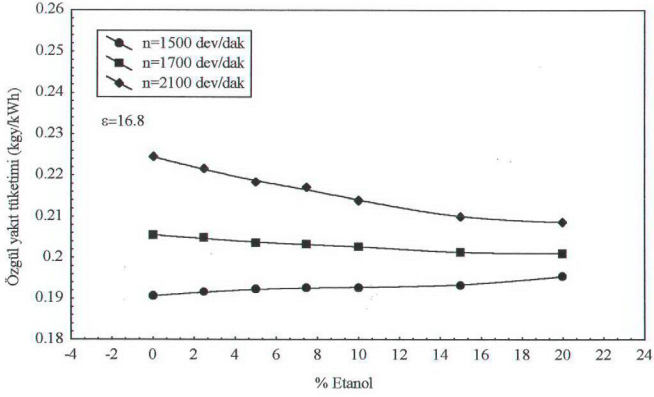
Şekil 63. Efektif gücün farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



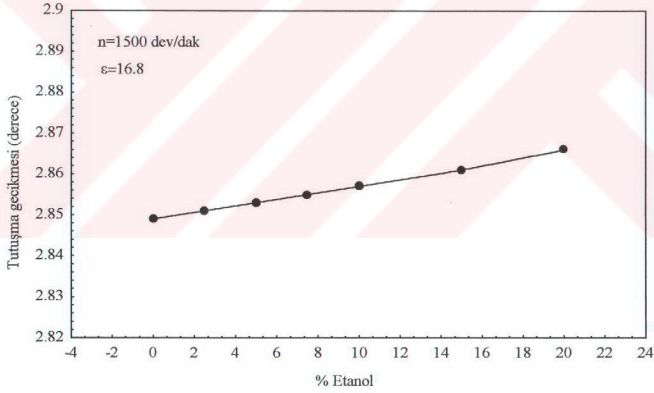
Şekil 64. Efektif verimin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



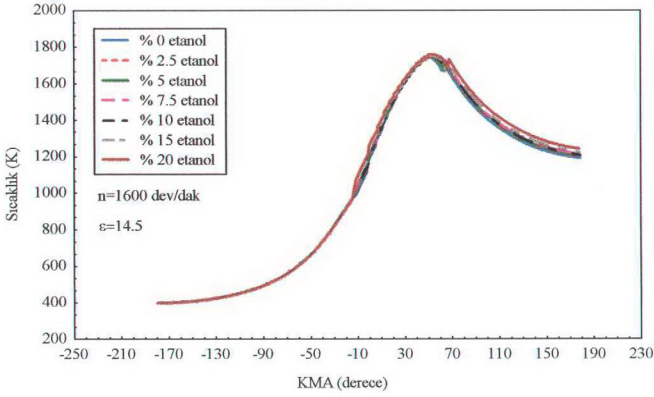
Şekil 65. Efektif verimin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



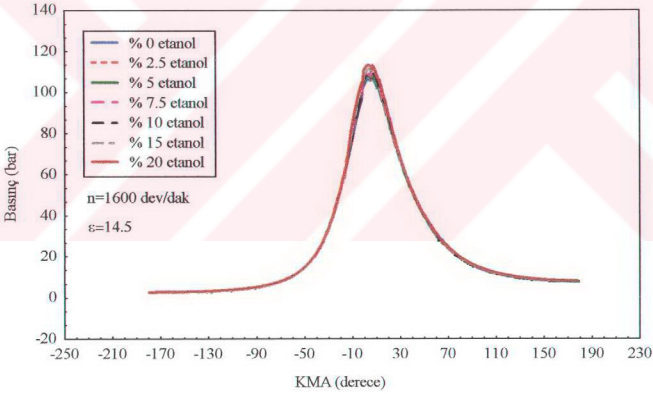
Şekil 66. Özgül yakıt tüketiminin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



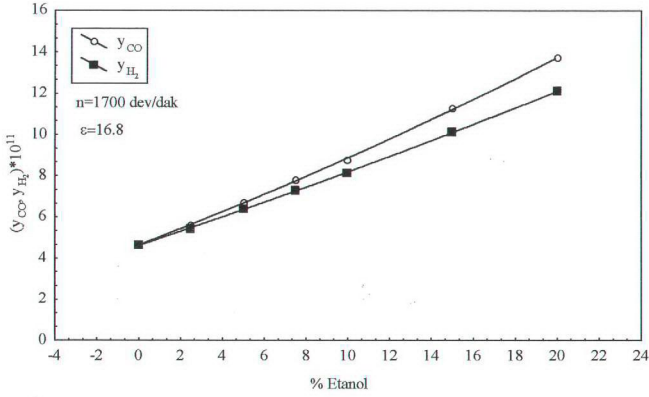
Şekil 67. Tutuşma gecikmesinin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



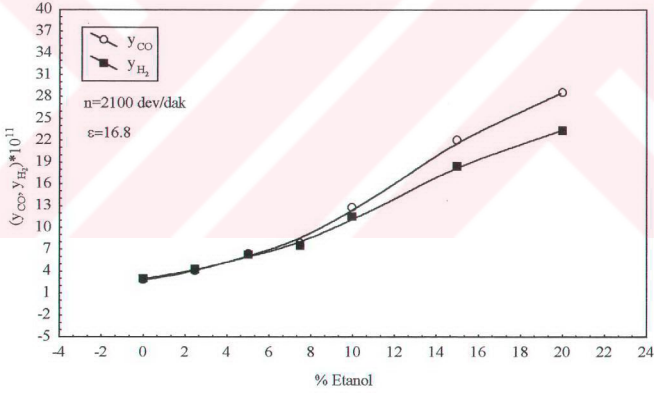
Şekil 68. Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



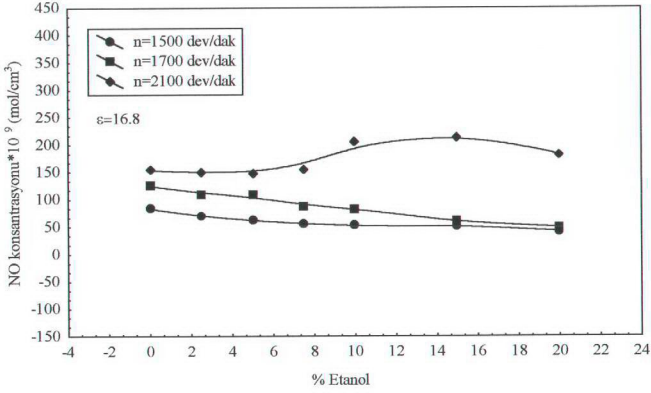
Şekil 69. Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan basınçların krank mili açısına göre değişimi



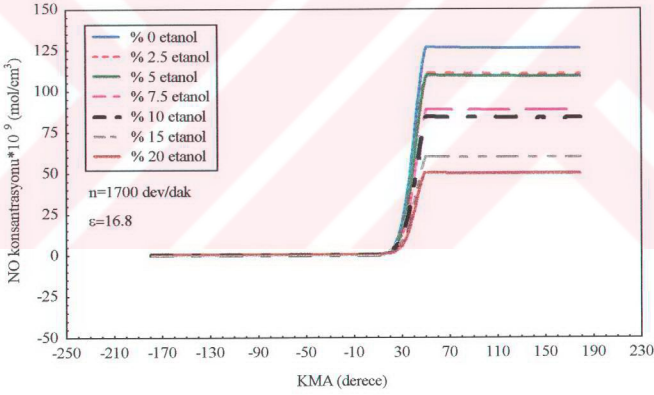
Şekil 70. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



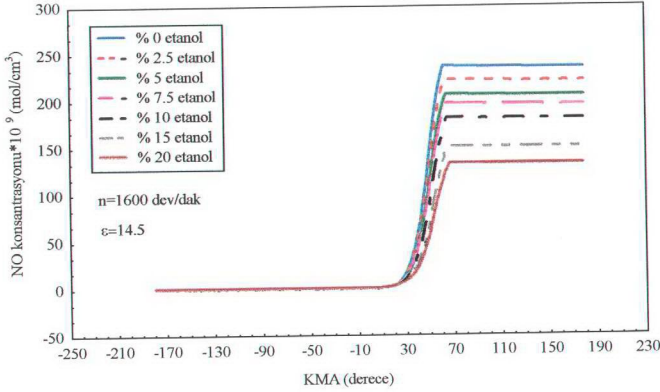
Şekil 71. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



Şekil 72. NO konsantrasyonunun farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



Şekil 73. Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan NO konsantrasyonunun krank mili açısına göre değişimi



Şekil 74. Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan NO konsantrasyonunun krank mili açısına göre değişimi

Tablo 20. Farklı etanol fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları

ε=16.8	n=1500 dev/dak			
	% etanol oranları	% ΔN _o /N _e	% Δb _o /b _e	% Δη _e /η _e
2.5	-0.056	0.472	0.340	3.506
5	-0.053	0.892	0.748	6.998
7.5	0.228	1.102	1.428	10.298
10	0.748	1.102	2.334	13.391
15	1.401	1.417	3.761	19.997
20	1.341	2.571	4.441	27.770

Tablo 21. Farklı etanol fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları

$\varepsilon=16.8$	n=2100 dev/dak			
% etanol oranları	% $\Delta N_e/N_e$	% $\Delta b_e/b_e$	% $\Delta \eta_e/\eta_e$	% $\Delta F/F_1$
2.5	1.886	-1.336	2.189	1.680
5	3.907	-2.717	4.511	3.188
7.5	5.185	-3.341	6.086	5.497
10	7.401	-4.766	8.623	6.773
15	10.681	-6.459	12.547	10.685
20	12.793	-7.038	15.243	16.818

Tablo 22. Farklı etanol fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları

$\varepsilon=14.5$	n=1600 dev/dak			
% etanol oranları	% $\Delta N_e/N_e$	% $\Delta b_e/b_e$	% $\Delta \eta_e/\eta_e$	% $\Delta F/F_1$
2.5	0.712	0.051	0.964	2.967
5	1.315	-0.152	1.858	5.891
7.5	2.226	-0.455	3.058	8.601
10	2.502	-0.152	3.599	11.987
15	3.944	-0.303	5.575	17.958
20	5.581	-0.506	7.716	23.902

Tablo 23. Farklı etanol fumigasyon oranlarında $\Delta[\text{NO}]/[\text{NO}]$ ve $\Delta y_{\text{CO}}/y_{\text{CO}}$ oranlarının değışimleri

$\varepsilon=16.8$	n=1500 dev/dak		n=1700 dev/dak	
% etanol oranları	% $\Delta\text{NO}/\text{NO}$	% $\Delta y_{\text{CO}}/y_{\text{CO}}$	% $\Delta\text{NO}/\text{NO}$	% $\Delta y_{\text{CO}}/y_{\text{CO}}$
5	-25.994	-23.370	-13.553	43.427
7.5	-33.108	-24.128	-29.962	66.033
10	-37.541	-25.482	-33.492	88.044
15	-38.341	-26.584	-52.486	140.884
20	-49.697	-44.330	-60.560	183.582

3.5.2.2. Sabit Ekiyalans Oranında Etanol Fumigasyonu

Etanol fumigasyonu durumunda, ekivalans oranını sabit tutmak için Şekil 75'de görüldüğü gibi motorun püskürtme basıncı artırılmaktadır. Bu durumda Diesel yakıt miktarı artmaktadır. Bunun sonucunda söz konusu uygulamada Şekil 76 ve 77'de görüldüğü gibi her iki motorun özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Yani sabit ekivalans oranı durumunda etanol fumigasyonu ekonomik olmamaktadır.

Yüksek sıkıştırma oranlı motor için yapılan hesaplamalarda, efektif gücün ve efektif verimin seçilen tüm devir sayılarında arttığı belirlenmiştir. Efektif güçteki maksimum artma miktarı % 7 düzeyinde ve efektif verimdeki artma miktarı ise 3.5 düzeyinde hesaplanmıştır. Özgül yakıt tüketimi tüm devir sayılarında artmaktadır. Özgül yakıt tüketimindeki artış oranı, yüksek devir sayısında % 2.4 düzeyinde, düşük devir sayısında ise % 1.7 düzeylerinde olmaktadır.

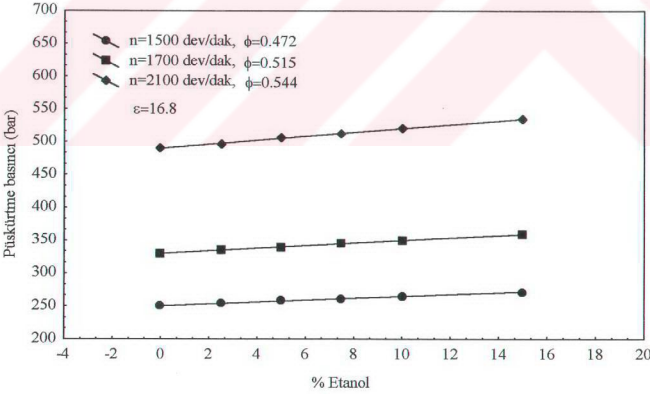
Düşük sıkıştırma oranlı motor için yapılan sayısal uygulamalarda efektif gücün, tüm devir sayılarında arttığı belirlenmiştir. Düşük devir sayısında efektif güçteki maksimum artma oranı % 2 düzeyinde iken; yüksek devir sayısında maksimum artma oranı % 3.7 düzeyinde olmaktadır. Efektif verim; tüm devir sayılarında, düşük fumigasyon oranlarında artmakta ve yüksek fumigasyon oranlarında ise azalmakta veya yaklaşık sabit kalmaktadır. Efektif verimdeki maksimum artma oranı % 1.5 düzeyinde belirlenmiştir. Özgül yakıt

tüketimi ise bütün devir sayılarında artmaktadır. Yüksek devir sayısında yakıt tüketimindeki maksimum artma oranı % 7.4 düzeyinde olmaktadır.

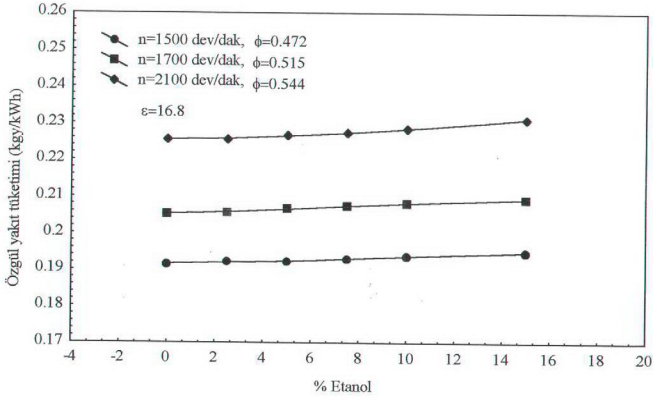
Şekil 82 ve 83'te görüldüğü gibi silindir basıncı ve sıcaklığı yaklaşık sabit kalmakta veya çok az miktarda artmaktadır.

Şekil 84'te görüldüğü gibi; yüksek sıkıştırma oranlı motorda, NO konsantrasyonu; düşük devir sayısında ve nominal devir sayısında azalmakta veya yaklaşık sabit kalmaktadır fakat yüksek devir sayısında artmaktadır. NO konsantrasyonundaki maksimum azalma nominal devir sayısında % 14 düzeyinde hesaplanmıştır. Şekil 87 ve 88'de görüldüğü gibi; CO oranı, düşük devir sayısında ve nominal devir sayılarında artmakta öte yandan yüksek devir sayısında düşük fumigasyon oranlarında artmakta oysa yüksek fumigasyon oranlarında ise yeniden azalmaya başlamaktadır. CO oranındaki maksimum azalma oranı % 13 düzeyinde bulunmuştur.

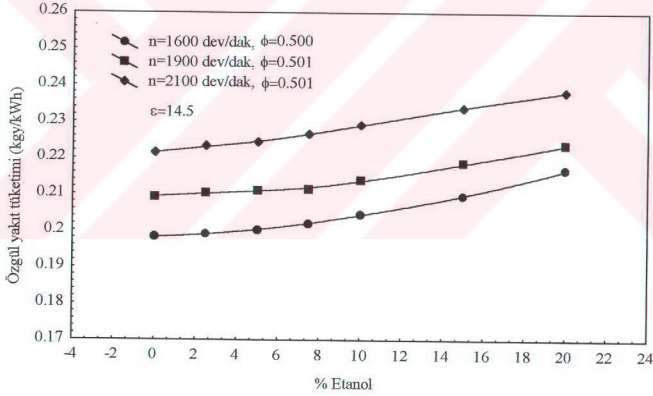
Şekil 85'te görüldüğü gibi; düşük sıkıştırma oranlı motorda; NO konsantrasyonu tüm devir sayısında sürekli olarak artmaktadır. NO konsantrasyonundaki maksimum artış oranı % 127 düzeyinde hesaplanmıştır. CO oranı ise tüm devir sayılarında azalmaktadır.



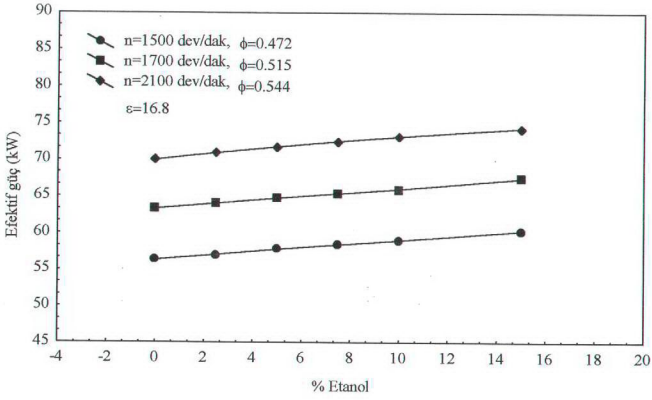
Şekil 75. Püskürtme basıncının farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



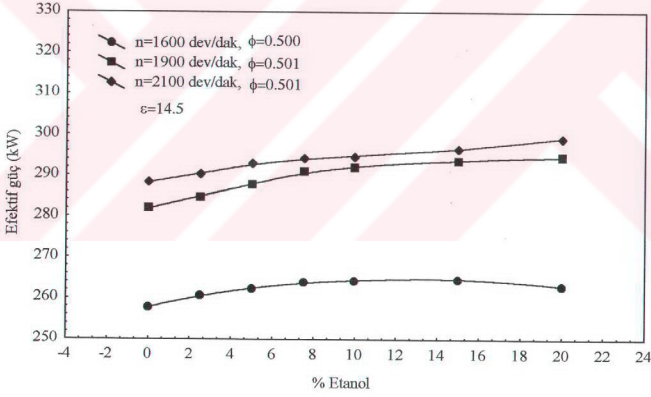
Şekil 76. Özgül yakıt tüketiminin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



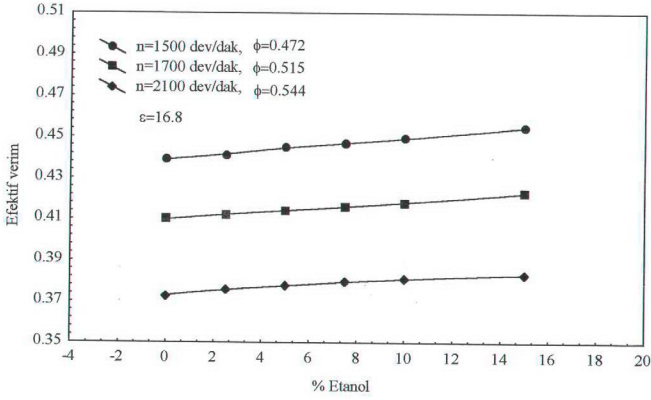
Şekil 77. Özgül yakıt tüketiminin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



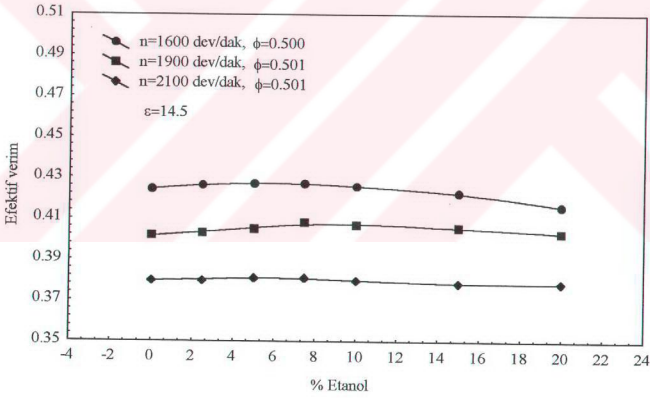
Şekil 78. Efektif gücün farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



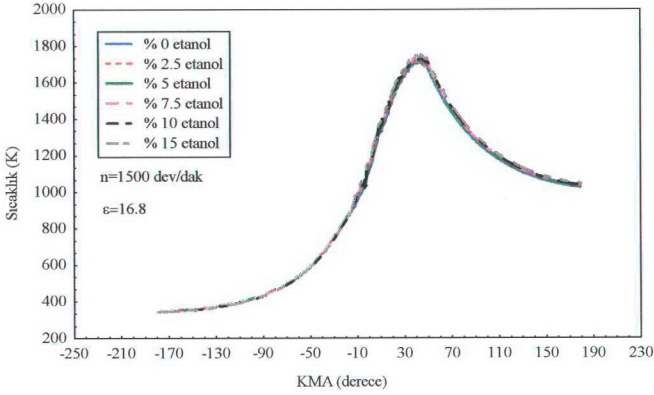
Şekil 79. Efektif gücün farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



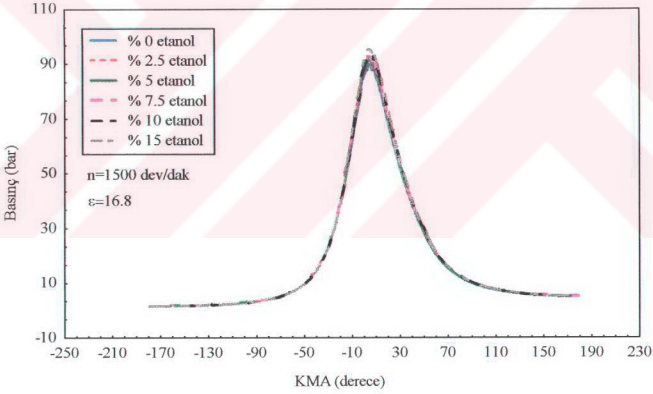
Şekil 80. Efektif verimin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



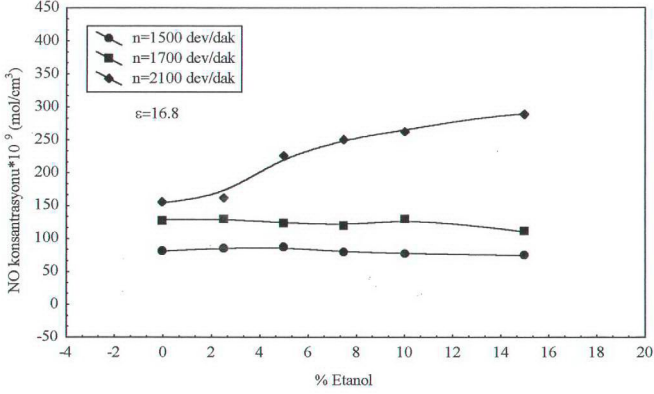
Şekil 81. Efektif verimin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



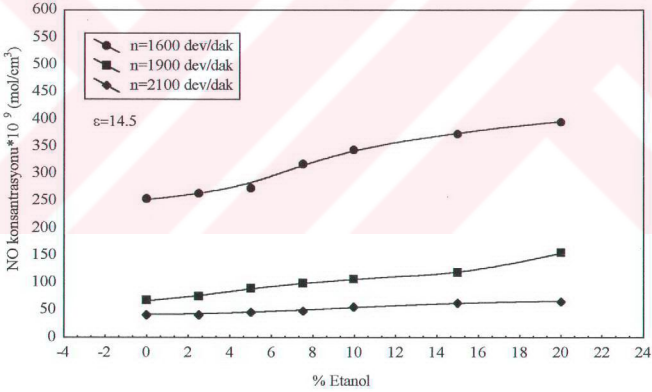
Şekil 82. Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



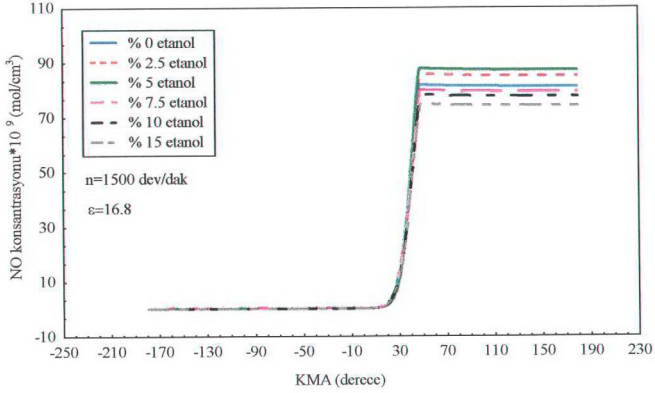
Şekil 83. Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan basınçların krank mili açısına göre değişimi



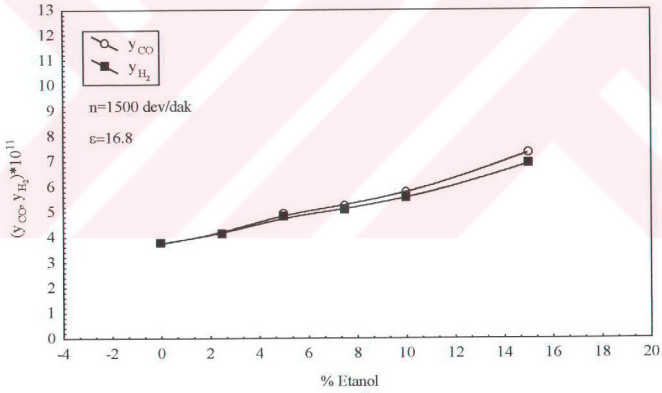
Şekil 84. NO konsantrasyonunun farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



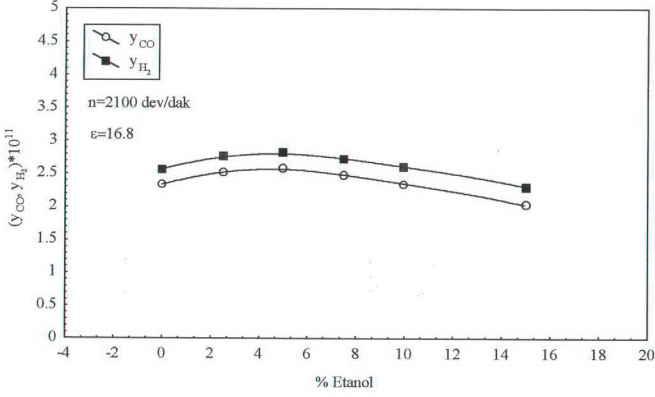
Şekil 85. NO konsantrasyonunun farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



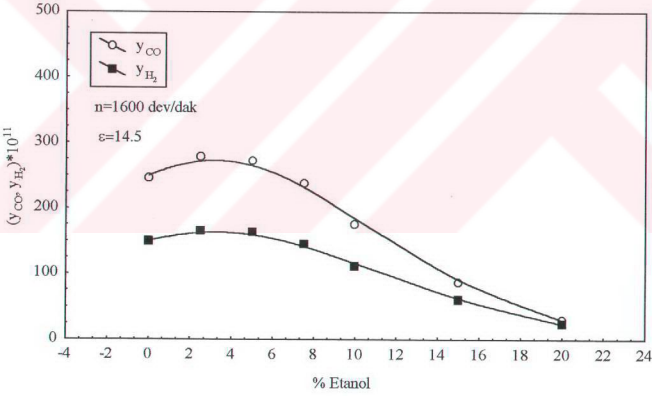
Şekil 86. Farklı etanol fumigasyon oranları için hesaplanan NO konsantrasyonunun krank mili açısına göre değişimi



Şekil 87. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



Şekil 88. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi



Şekil 89. y_{CO} 'nun ve y_{H_2} 'nin farklı etanol fumigasyon oranlarına göre değişimi

Tablo 24. Farklı etanol fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları

$\varepsilon=14.5$	$n=1600 \text{ dev/dak ve } \phi=0.500$			
% etanol oranları	% $\Delta N_e/N_e$	% $\Delta b_e/b_e$	% $\Delta \eta_e/\eta_e$	% $\Delta F/F_1$
2.5	1.127	0.353	0.471	3.383
5	1.814	1.060	0.613	7.218
7.5	2.397	1.917	0.636	11.170
10	2.507	3.179	0.236	11.746
15	2.689	5.802	-0.519	25.179
20	2.060	9.334	-1.980	36.113

Tablo 25. Farklı etanol fumigasyon oranları için efektif güç, efektif verim, özgül yakıt tüketimi ve fiyatın Diesel yakıtına göre karşılaştırma oranları

$\varepsilon=16.8$	$n=1700 \text{ dev/dak ve } \phi=0.515$			
% etanol oranları	% $\Delta N_e/N_e$	% $\Delta b_e/b_e$	% $\Delta \eta_e/\eta_e$	% $\Delta F/F_1$
2.5	1.185	0.195	0.610	3.220
5	2.243	0.585	1.074	6.671
7.5	3.254	1.023	1.513	10.189
10	4.178	1.364	2.015	13.682
15	6.550	1.948	3.197	20.565

Tablo 26. Farklı etanol fumigasyon oranlarında $\Delta[\text{NO}]/[\text{NO}]$ ve $\Delta y_{\text{CO}}/y_{\text{CO}}$ oranlarının değişimleri

$\varepsilon=16.8$	n=1500 dev/dak ve $\phi=0.475$		n=1700 dev/dak ve $\phi=0.515$	
% etanol oranları	% $\Delta\text{NO}/\text{NO}$	% $\Delta y_{\text{CO}}/y_{\text{CO}}$	% $\Delta\text{NO}/\text{NO}$	% $\Delta y_{\text{CO}}/y_{\text{CO}}$
2.5	4.873	10.136	1.310	10.379
5	7.473	31.524	-3.197	18.862
7.5	-2.336	39.824	-7.177	22.909
10	-4.157	53.046	0.343	28.049
15	-8.361	95.398	-14.082	61.357

4. İRDELEME

4.1. Giriş

Sunulan çalışmanın amacı, Diesel yakıtı-hafif yakıt karışımlarının motor performansı ve eksoz gazlarına etkisinin teorik olarak incelenmesidir. Bu amacı gerçekleştirmek üzere öncelikle Diesel motoru çevrimlerini hesaplayan bir matematiksel model geliştirilmiştir. Söz konusu matematiksel model Shahed [51, 52] ve daha sonra Otikkutti [22, 55] tarafından geliştirilmiş olan çok bölgeli termodinamik modele dayanmaktadır. Bu model Diesel motoru çevrimleri için yeniden değişik düzenlemelerle geliştirilmiş ve Diesel motoru çevrimlerini hesaplayan bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Geliştirilen bilgisayar modelinin sayısal uygulamalarından elde edilen sonuçların doğruluk düzeyini belirlemek için; literatürde verilen, doğruluğu belirlenmiş, değişik deneysel ve teorik sonuçlarla karşılaştırmalar yapılmıştır.

Diesel motoru çevrimleri için geliştirilen modelinin doğruluğu belirlendikten sonra; bu matematiksel model fumigasyon için yeniden uyarlanmıştır. Daha sonra fumigasyon için hazırlanan matematiksel modelin doğruluğunun kontrolü yapılmıştır. Fumigasyon için hazırlanan programın doğruluğu da belirlendikten sonra fumigasyon için değişik sayısal uygulamalar yapılmıştır. Matematiksel modelden bu konularla ilgili bulunan sonuçlar, grafikler ve tablolar şeklinde, Bulgular bölümünde ayrıntılı olarak verilmiştir.

Bu bölümde; bilgisayar programının sayısal uygulamalarından elde edilen sonuçların, literatürde verilen sonuçlarla karşılaştırılması ve benzin ve etanol fumigasyonunun motor çevrimi, motor karakteristikleri ve eksoz gazları emisyonları üzerindeki etkilerine ilişkin irdelemeler yapılacaktır.

4.2. Diesel Motoru Çevrimlerini Hesaplayan Bilgisayar Programının Doğruluk Düzeyi

Diesel motoru çevrimleri için geliştirilen matematik modelin doğruluğunu kontrol etmek için bilgisayar programından hesaplanan basınç değerleri literatürdeki değişik teorik modellerden bulunan basınç değerleri ile Şekil 9-13'te karşılaştırılmıştır. Şekil 9'da sunulan modelden belirlenen basınç değerleri, Bazari [1] tarafından hesaplanan basınç

değerleri ile karşılaştırılmıştır. Burada maksimum basıncın olduğu krank açılarının biraz farklı olduğu görülmektedir. Bu durumun iki matematiksel model arasındaki farklı varsayımlardan kaynaklandığı düşünülebilir. Sunulan modelde demet bir buhar jeti olarak alınmaktadır. Buna karşın Bazari'nin modelinde yakıt demeti sıvı damlacıkları şeklinde alınmış ve damlacıkların buharlaşması da modellenmiştir. Ayrıca Bazari demetin duvara çarpması ile ilgili ayrıntılı hesap yapmıştır. Oysa sunulan modelde bu durum göz ardı edilmiştir. Bununla birlikte, Bazari tarafından verilen motor için, sunulan modelden efektif güç 492.531 kW olarak hesaplanmıştır ve Bazari'nin modelinden hesapmış efektif güç değeri ise 480 kW'tır. Bu durumda efektif güçler arasında % 2.6'lık fark oranının bulunduğu görülmektedir.

Şekil 10 ve Şekil 11'de ise sunulan modelden hesaplanan basınç değerleri ile Dent [34] tarafından hesaplanan basınç değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Burada tek silindirli 4 zamanlı DP bir Diesel motoru kullanılmıştır ve püskürtülen yakıt miktarı 142.3 mm³/çevrim'dir. Şekil 10'da püskürtme avansı -11 °KMA ve Şekil 11'de ise püskürtme avansı -18 °KMA'dır. Her iki şekilden de sunulan modelin uygulanmasından bulunan değerler ile Dent tarafından verilen basınç değerlerinin kabul edilebilir yakınlıkta olduğu görülmektedir. Yanma işleminde basınç değerleri arasındaki fark diğer işlemlere göre daha büyük olmaktadır. Yanma işleminde basınçlar arasında maksimum farkın Şekil 10'da yaklaşık % 9.8 ve Şekil 11'de ise yaklaşık % 13.6 düzeyinde olduğu görülmektedir. Bu durumun; Dent'in modelinde kullanılan yakıtın kapalı formülü ve bazı motor özellikleri verilmemiş olduğundan bu değerlerin yaklaşık olarak seçilmesinden ve Dent'in modelinde yakıt damlacıklarının buharlaşmasının da modelmiş olmasından kaynaklanmış olabileceği söylenebilir. Ayrıca Dent'in modelinde demetin duvara çarpması da ayrıntılı olarak modellenmiştir. Sunulan çalışmada zengin yanabilirlik ekivalans oranının 2.88 seçilmesi nedeniyle yanma işleminde genel olarak basınçlar gerçek değerinden biraz daha düşük hesaplanmaktadır [60].

Şekil 12'de sunulan modelden elde edilen basınç değerleri ile; Gupta [56] tarafından bulunan sonuçların karşılaştırılması gösterilmiştir. Burada püskürtülen yakıt miktarı 39 mm³/çevrim'dir ve kullanılan yakıt n-tridecane (C₁₃H₂₈)'dir. Bu şekilde Gupta [56] tarafından verilmiş olan Kamimoto'nun [56] sonuçları da gösterilmiştir. Sunulan modelden bulunan basınç değerlerinin Kamimoto'nun değerlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Genişleme işleminde sunulan modelden hesaplanan basınç değerleri ile Gupta'nın ve Kamimoto'nun değerleri arasındaki fark artmaktadır. Gupta'nın sonuçlarında 40

°KMA'dan sonra basınç değerleri bulunmadığından genişleme işleminin sonuna doğru basınçlar karşılaştırılamamıştır. Gupta damlacıkların buharlaşmasını modellemiştir ve demetin duvara teması ile ilgili ayrıntılı hesaplar da yapılmıştır. Oysa sunulan modelde söz edilen işlemlerin modellenmesi yapılmamıştır. Ayrıca Gupta tarafından verilmeyen bazı parametreler yaklaşık olarak seçilmiş veya hesaplanmıştır. Bu nedenle basınçlar arasında kabul edilebilir düzeyde bir farkın bulunduğu söylenebilir.

Şekil 13'te Li'nin [35] sonuçları ve sunulan modelden hesaplanan basınç değerleri karşılaştırılmıştır. Sunulan modelden hesaplanan basınç değerlerinin yanma işlemi sırasında Li'nin sonuçlarından daha düşük ve daha sonra genişleme işlemi boyunca ise Li'nin sonuçlarından daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu durumun sunulan modelde demet boyu ve açısı için kullanılan bağıntılardan kaynaklandığı söylenebilir. Sunulan modelde demet boyu (19) bağıntısından hesaplanmıştır. Li ise demet boyu için daha farklı ampirik bir bağıntı kullanmıştır. Sunulan modelde yakıtın yanması, demet çevresindeki havanın demete adım adım çekilmesi biçiminde modellenmektedir. Bu durumda yanma işlemi genişleme işlemi boyunca da sürmektedir. Oysa Li tarafından geliştirilen modelde, tutuşma gecikmesi ve daha sonraki yanma işlemi boyunca yakıtın yanması için Arrhenius eşitliği kullanılmıştır. Ayrıca Li'nin modelinde damlacıkların buharlaşması da göz önüne alınmıştır. Bununla birlikte nominal devirde sunulan modelden hesaplanan indike verim 0.4679 ve Li tarafından hesaplanan değer ise 0.46 dir. Bu durumda indike verimler arasında % 1.717 düzeyinde bir farkın bulunduğu görülmektedir. 2100 dev/dak için sunulan modelden hesaplanan indike verim 0.4429 dir. Li [35] tarafından verilen değer ise 0.43 tür. Bu durumda indike verimler arasında % 3'lük hatanın bulunduğu belirlenmiştir. Ayrıca sunulan modelden hesaplanan tutuşma gecikmesi süreleri ile Li [35] tarafından hesaplanan tutuşma gecikmesi sürelerinin karşılaştırılması Şekil 14'te gösterilmiştir. Burada da her iki yöntem ile hesaplanan tutuşma gecikmeleri arasındaki maksimum fark % 5 düzeyindedir.

Böylece literatürde verilen başlıca teorik matematiksel modellerin sonuçları kullanılarak yapılan karşılaştırmalar sonunda, hazırlanan matematiksel modelin Diesel motoru çevrimlerini yeterli doğrulukta hesapladığı söylenebilir. Ayrıca motor çevrim parametrelerine bağlı olarak hesaplanan motor karakteristiklerinin de literatürdeki deneysel ve teorik sonuçlarla karşılaştırması yapılmıştır. Karşılaştırma sonuçları Bulgular bölümünde Tablo 7-9'da ve Şekil 15-20'de sunulmuştur.

Sunulan modelin sayısal uygulamalarından bulunan motor karakteristikleri Kızıltan [4] ve Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel değerlerle de karşılaştırılmıştır. Düşük sıkıştırma oranlarında değişik devir sayılarında sunulan modelden hesaplanan motor karakteristiği değerleri Kızıltan tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılmıştır. Burada maksimum farkın yaklaşık % 20 düzeyinde olduğu görülmektedir. Yüksek sıkıştırma oranlarında değişik devir sayılarında hesaplanan motor karakteristikleri Kızıltan tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılmıştır. Burada da maksimum farkın yaklaşık % 20 düzeyinde olduğu görülmektedir. Ayrıca düşük sıkıştırma oranında, değişik devir sayılarında sunulan modelden hesaplanan motor karakteristiklerinin, Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel değerlerle karşılaştırılması Tablo 9 ve Şekil 15 ve 16'da gösterilmiştir. Burada da maksimum farkın yaklaşık % 16 düzeyinde olduğu anlaşılmaktadır. Bu farklılıklara aşağıdaki sırasıyla açıklanan nedenlerin yol açtığı söylenebilir. Kızıltan'ın [4] ve Ayvaz'ın [15] çalışmalarında kullandıkları deney motorunun püskürtme basıncı, püskürtme süresi ve meme deliği sayısı gibi bazı veriler tam olarak bilinmemektedir. Söz konusu değerler benzer motorlardan yaklaşık olarak seçilmiş veya hesaplanmıştır. Püskürtme basıncının deneylerdeki yakıt miktarını sağlayacak şekilde devir sayısı ile değiştiği varsayılmıştır. Bu durumun söz konusu motor için uygun olup olmadığı tam olarak bilinmemektedir. Motorun mekanik kayıplarını hesaplamak için ortalama piston hızına bağlı ampirik bir bağıntı kullanılmıştır [81, 100]. Bu bağıntı motorun mekanik kayıplarını hesaplamak için yeterli olmayabilir. Ayrıca deneylerde kullanılan yakıtın kapalı formülü bilinmediğinden yaklaşık bir kapalı formül seçilmiştir. Yine deneylerdeki ekivalans oranı (0.75-1) gibi çok yüksek değerlerdedir. Bu durumda C bölgesinin ekivalans oranının 2.88'in altına inebilmesini sağlamak için (183) bağıntısında Hiroyasu tarafından verilen yol bağıntısının katsayısı yüksek alınmıştır. Hiroyasu'nun bağıntısı yol değerini gerçek değerinden daha büyük hesaplamaktadır. Bu durumda sunulan modelden hesaplanan motor karakteristikleri deneysel değerlerinden daha yüksek olmaktadır. Ayrıca sunulan çalışmada artık eksoz gazları hesaba katılmadığı için motor karakteristikleri değerleri daha yüksek çıkmaktadır. Eğer modelde; artık eksoz gazları da hesaba katılabilirse motor karakteristiklerinin gerçeğe daha yakın olarak hesaplanabileceği söylenebilir.

Tablo 10'da sunulan modelden hesaplanan indike verim ile ortalama indike basınç değerleri Ottikkutti [55] ve Durgun [42, 100] tarafından geliştirilen modellerden hesaplanan değerlerle karşılaştırılmıştır. Burada da sunulan model ile Ottikkuti'nin

sonuçları arasındaki maksimum farkın % 11.5 düzeyinde olduğu görülmektedir. Ottikkutti tarafından geliştirilen modelde demetin duvara teması hesaba katılmıştır. Oysa sunulan modelde demetin duvara teması göz ardı edilmiştir. Ayrıca Ottikkutti'nin modelinde kullanılan ısı transferi katsayısı, motorun aşırı doldurma oranı, nominal devir sayısı, püskürtülen yakıt miktarı ve duvar sıcaklığı için hangi değerlerin kullandığı bilinmemektedir. Bu değerler sunulan modelde ortalama olarak seçilmiştir. Bu durumların her iki modelin sonuçları arasındaki farklılıklara neden olduğu söylenebilir. Durgun'un sonuçları ile sunulan modelden hesaplanan sonuçlar arasındaki maksimum fark ise % 13.8 düzeyindedir. Bu farklılık; Durgun'un modelinin ısı oluşumu analizine dayalı tek bölgeli bir model olmasından ve püskürtülen yakıtın tamamının ÜÖN civarında anlık olarak yandığının varsayılmasından kaynaklanmaktadır. Burada yakıtın yanması boyunca oluşan tüm ısı kayıpları yanmada ısıdan yararlanma verimi diye adlandırılan bir katsayı ile göz önüne alınmaktadır. İki modelin uygulanmasından bulunan değerler arasında farklılıklar bu nedenlerden dolayı doğmuş olabilir. Yukarıdaki açıklamalardan sunulan modelin motor karakteristiklerini yeterli doğrulukta hesaplayabildiği sonucuna varılabilir.

Sunulan model kullanılarak hesaplanan basınç ve sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi Şekil 21 ve 22 gösterilmiştir. Şekillerden yanma işleminin sonuna doğru sıcaklık ve basıncın ikinci bir pik noktası yaptığı görülmektedir. Dent'in [34] modelinde de benzeri sonuçlar bulunmaktadır. Söz konusu pik; sunulan modelde yakıtça zengin C bölgesinin ekivalans oranı 2.88'in altına indiğinde, bölgedeki tüm yakıt-hava karışımının anlık olarak yakılmasından kaynaklanmaktadır. Heywood [30] tarafından da; karışım kontrollü yanma fazında açığa çıkan ısı miktarında; tutuşma gecikmesinden sonra ikinci bir pik noktasının oluştuğunu belirtilmektedir. Şekil 5'te; Diesel motorlarında, yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisinin krank mili açısına göre değişimi gösterilmektedir [30, 78]. Bu şekilde açığa çıkan ısı miktarının ÜÖN'dan sonra ikinci bir pik yaptığı görülmektedir. Bu nedenle basınç ve sıcaklıkta meydana gelen ikinci pik noktasının diğer araştırma sonuçlarına uyduğu söylenebilir.

4.3. Fumigasyon Durumu İçin Geliştirilen Çevrim Modelinin Doğruluğunun Kontrolü

Şekil 23, 24, 25 ve 26'da; etanol fumigasyonu durumu için, modelden hesaplanan sonuçlar Kızıltan [4] tarafından verilen deneysel değerler ile karşılaştırılmıştır. Düşük

sıkıştırma oranında sunulan modelden hesaplanan efektif verim değerleri ile; Kızıltañ tarafından verilen değerler arasında maksimum % 18 düzeyinde fark bulunmaktadır. Efektif güçler arasında düşük etanol oranlarında % 18 düzeyinde fark olmasına karşın yüksek etanol oranlarında fark % 20 düzeyinde olmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranında, efektif verimler arasındaki maksimum fark % 12 ve efektif güçler arasında da maksimum fark % 11 düzeylerinde çıkmaktadır.

Şekil 27, 28, 29 ve 30'da benzin fumigasyonu için; sunulan modelden elde edilen efektif verim ve efektif güç değerleri ile Ayvaz [15] tarafından verilen deneysel değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Düşük sıkıştırma oranında sunulan modelden hesaplanan efektif verimle Ayvaz tarafından verilen deneysel değerler arasında maksimum % 20 fark bulunmaktadır. Efektif güçler arasında düşük benzin oranlarında % 15 fark olmasına karşın yüksek benzin oranlarında fark % 10 düzeyinde olmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranında, yüksek fumigasyon oranlarında, efektif verimler ve efektif güçler arasında maksimum fark % 15 düzeyinde olmaktadır. Oysa düşük fumigasyon oranlarında bu fark maksimum % 6 düzeyindedir.

Her iki durumda yüksek fumigasyon oranlarda hata oranları daha yüksek çıkmaktadır. Bu durumun yüksek fumigasyon oranlarında sunulan modelde vuruntunun dikkate alınmamasından ve hafif yakıtın tutuşma gecikmesi sonucu kayıpsız olarak yandığının varsayılmasından kaynaklandığı söylenebilir. Ayrıca demet boyu ve açısı için kullanılan bağıntılar yalnızca Diesel yakıtının kullanılması durumu için geliştirilmiştir. Bu nedenle yukarıda sözü geçen bağıntıların fumigasyon durumunda da kullanılması bazı hatalara neden olabilir. Fumigasyon durumunda hafif yakıtın yanması sonucu gaz karışıklıklarının ve bir girdap hareketinin meydana geldiği düşünülebilir. Fakat bu olay da sunulan modelde göz önüne alınamamıştır. Bu durumun da aradaki farklılıkları artırdığı düşünülmektedir.

4.4. Benzin ve Etanol Fumigasyonu Durumlarında Teorik Olarak Hesaplanan Motor Karakteristiklerinin ve Eksoz Gazları Emisyonlarının Değişimlerinin İncelenmesi

Benzin ve etanol fumigasyonu durumlarında, tutuşma gecikmesi artmaktadır. Bunun nedeni, emme kanalından hava üzerine püskürtülen benzinin veya etanolün sıkıştırma işlemi boyunca buharlaşarak çevreden buharlaşma ısısını çekmesidir. Bu durumda sıkıştırma işlemi sonunda sıcaklıklar saf Diesel yakıtı durumuna göre daha düşük değerler

almaktadır. Fumigasyon oranı arttıkça belirtilen sıcaklıklar sürekli olarak azalmaktadır. Bu nedenle fumigasyon durumunda tutuşma gecikmesi sürekli olarak artmaktadır. Literatürde verilen değişik çalışmalarda da etanol fumigasyonu arttıkça tutuşma gecikmesinin sürekli arttığı belirtilmektedir [2, 17, 19, 20, 55, 92].

Literatürde geçen fumigasyon çalışmalarında, demet çevresindeki hava-hafif yakıt karışımının birlikte demete çekilerek adım adım yandığı varsayılmaktadır. Bu şekilde yanma odasındaki Diesel yakıtı ile birlikte hafif yakıtın yanması adım adım sürdürülmektedir. Diesel yakıtının yanması tamamlandıktan sonra çevrede bir miktar daha hafif yakıt kalmaktadır. Sonunda kalan hafif yakıtın tamamının anlık olarak yandığı varsayılmaktadır. Bu şekildeki hesaplamada hafif yakıtın büyük bir miktarı genişleme sonuna doğru yanmış olduğu için söz konusu hafif yakıtın enerjisinden tam olarak yararlanılamamaktadır [17, 92].

Sunulan çalışmada ise tutuşma gecikmesinden sonra önce hava ile karışan Diesel yakıtının yanmaya başladığı ve daha sonra bu ilk yanmanın etkisi ile hafif yakıtın tamamının kayıpsız olarak anlık yandığı varsayılmaktadır. Böylece hafif yakıtın yanmasının, silindir içerisinde akım karışıklıkları ve girdap hareketleri oluşturduğu ve Diesel yakıtı ile havayı daha iyi karıştırdığı ve böylece Diesel yakıtının yanmasını iyileştirdiği düşünülmektedir. Bu şekilde hafif yakıtın enerjisinden ve meydana getirdiği girdap hareketinden tam olarak yararlanılmaktadır. Fakat hafif yakıtın kayıpsız yanması küçük fumigasyon oranlarında önemli olmayabilir. Ancak yüksek fumigasyon oranlarında bu durumun hatalara neden olacağı düşünülebilir. Bu nedenle hafif yakıtın yanmasında da ortaya çıkabilecek kayıpların uygun şekilde hesaba katılması gerekmektedir.

Ayrıca sunulan modelde hafif yakıtın yanması sonucu meydana geldiği düşünülen akım karışıklıkları ve girdap hareketi hesaba katılamamıştır. Sunulan matematiksel model girdap oranının verilmesi durumunda da motor çevrimini hesaplayabilmektedir. Ancak eklenen hafif yakıtın ani yanmasının hangi büyüklükte girdap hareketi oluşturacağı belirlenememiştir. Bu nedenle fumigasyonun etkisinin tam olarak sonuçlara yansımadağı düşünülebilir.

Fumigasyon durumunda demet boyunun ve açısının Diesel yakıtı durumuna göre daha büyük olacağı düşünülmektedir. Bu nedenle Diesel motorları için kullanılan bağıntılara bir iyileştirme faktörlerinin eklenmesi gerekmektedir. Fakat literatürde bu tür bilgiye ulaşamamıştır. Fumigasyon durumu için yapılan çalışmalarda demet boyu ve açısı için saf Diesel yakıtı durumunda verilen ampirik bağıntılar kullanılmıştır [22, 23, 55,

92, 93]. Bu durumlar da sunulan modelde hesaba katılamamıştır. Bununla birlikte anlık yanma sonucu basınç ve sıcaklığın artması demet boyu üzerinde iyileştirici etki yapmıştır.

4.4.1. Benzin Fumigasyonu

Değişken ekivalans oranlarında benzin fumigasyonu durumunda; benzin emme kanalından hava üzerine püskürtülmektedir ve Diesel yakıtının miktarında herhangi bir değişiklik yapılmamaktadır. Bu durumda silindire daha fazla yakıt girdiğinden motorun ekivalans oranı artmaktadır. Hem ekivalans oranının artması hem de benzinin yanması sonucu oluştuğu düşünülen girdap hareketlerinin etkisinin hesaba katılamaması nedenleriyle yakıtın yanma süresinin arttığı düşünülebilir. Böylece; silindire ek yakıtın eklenmesi ve benzinin alt ısı değerinin Diesel yakıtından daha yüksek olması nedenleriyle motorun efektif gücü artmaktadır. Sunulan modelde vuruşta hesaba katılmadığı için benzin fumigasyonu attıkça motorun efektif gücü sürekli artmıştır. Yüksek devir saylarındaki efektif güçteki artış oranı daha yüksektir. Benzin fumigasyon oranı değerlerinin küçük olması % (2, 4, 6, 8, 10) durumlarında; efektif güçteki artış oranının az olması yüzünden ve yanma süresinin artması nedeniyle efektif verim benzin fumigasyonu ile sabit kalmakta veya çok az da olsa artmaktadır. Ayrıca benzinin anlık yanması sonucu meydana geleceği düşünülen girdap hareketlerinin göz önüne alınamaması ve demet boyu ve açısı için Diesel motorları çevrimleri için geliştirilen bağıntıların kullanılması nedenleriyle benzin fumigasyonunun efektif verim üzerine etkisinin tam olarak yansımadağı düşünülmektedir. Ancak yüksek devir sayılarında, yüksek fumigasyonu oranlarında % (8-10) efektif verimde az da olsa artma eğilimi belirlenmiştir. Benzer şekilde benzin fumigasyonu arttıkça motorun özgül yakıt tüketimi de yaklaşık sabit kalmaktadır veya çok az azalmaktadır. Dolayısı ile bu durum ekonomik değildir. Bu nedenle, değişken ekivalans oranlarındaki benzin fumigasyonunun ekonomikliğinin pek önemsenmediği daha fazla güç istenen yüksek hızlı motorlarda kullanılması önerilebilir.

Sabit ekivalans oranlarında benzin fumigasyonunda; ekivalans oranını sabit tutmak için, sunulan çalışmada, püskürtme basıncı düşürülmüş, böylece Diesel yakıtı miktarı azaltılmıştır. Benzer şekilde ekivalans oranını sabit tutmak için meme geometrisi de değiştirilebilir.

Bu durumda benzin fumigasyonu arttıkça efektif güç ve efektif verim sürekli artmakta ve özgül yakıt tüketimi sürekli azalmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlı motorda ve

yüksek devir sayılarında artma oranları daha da yüksektir. Ayrıca yüksek devir sayılarında bu uygulama ekonomik olmaktadır. Burada, efektif verimin ve efektif gücün artmasına, Diesel yakıtı yerine alt ısı değeri daha yüksek benzinin eklenmiş olmasının ve benzinin anlık yanmasından sonra silindir basıncının ve sıcaklığının artmasının neden olduğu düşünülebilir. Ayrıca bu durumda, ekivalans oranı sabit olduğu için yanmanın değişken ekivalans oranındaki benzin fumigasyonunkinden daha iyi olduğu düşünülmektedir. Bu durumda, yüksek sıkıştırma oranlı motor için yüksek devir sayısında efektif verimde % 7 artma, efektif güçte % 7.1 artma, özgül yakıt tüketiminde % 7 azalma olmuş ve % 2.6 ekonomiklik sağlanmıştır. Sonuç olarak bu fumigasyon durumunun günümüzde hızlı taşıt Diesel motorlarında kullanılması önerilebilir. Elektronik kontrollü püskürtme sistemi ile püskürtme basıncı veya kesit alanı değiştirilerek ekivalans oranının sabit kalması sağlanabilir.

Değişken ve sabit ekivalans oranlarında benzin fumigasyonu yapıldığında; NO konsantrasyonu azalmakta fakat CO oranı ise artmaktadır. NO konsantrasyonunun azalmasının nedeni; her iki fumigasyon durumunda da yanma süresinin artması yani yakıtın büyük bir bölümünün genişleme işlemi boyunca yanmasıdır. NO'nun oluşumu başka faktörlere de bağlı olmakta birlikte burada en önemli etken sıcaklıktır. Yakıtın önemli bir bölümü genişleme işlemi boyunca yandığı için sıcaklıklar daha düşük olmakta, bunun sonucunda da NO konsantrasyonu sürekli azalmaktadır [2, 17, 19, 20].

Her iki durumdaki benzin fumigasyonunda yanma süresinin artması yakıtın belirli bölümünün genişleme işleminde yanmasına neden olmaktadır. Bu durumda sıcaklıklar daha düşük olmaktadır. Benzin fumigasyonu durumlarında, fumigasyon oranı attıkça demetteki bölgelerdeki karışım zenginleşmektedir. Bu nedenle belirtilen bölgelerde kısmi yanmanın meydana geldiği düşünülmektedir. Kısmi yanma ürünleri içerisinde CO'de bulunmaktadır. Yanma ilerledikçe sıcaklıkların düşük olması nedeniyle oluşan CO yanmadan kalmaktadır. Bu nedenle CO oranı artmaktadır [2, 17-20].

Sabit ekivalans oranında benzin fumigasyonu durumunda yakıtın yanma süresi değişken benzin fumigasyonu durumundakinden daha kısa olarak hesaplanmıştır. Sabit ekivalans oranında benzin fumigasyonu durumunda yanma süresinin daha kısa olmasına püskürtme basıncının azaltılmasının nedeni ile Diesel yakıtın miktarının azalmasının neden olduğu düşünülmektedir.

Püskürtme basıncı azaldıkça demet boyu da azalmaktadır. Sunulan modelde demet boyu havanın demete çekilme oranını etkilemektedir. Bu nedenle demet boyu kısaldıkça

havanın demete çekilme oranı azalmakta ve dolayısı ile yanma süresi artmaktadır. Bu nedenle sabit ekivalans oranı durumunda fumigasyon oranı attıkça yanma süresi artmaktadır. Değişken ekivalans oranı durumunda yakıtın yanma süresi daha uzundur. Bunun nedenleri; Diesel yakıtı miktarında herhangi bir değişiklik yapılmaması ve fumigasyon oranı artıkça ekivalans oranının artması olabilir.

4.4.2. Etanol Fumigasyonu

Değişken ekivalans oranlarında etanol fumigasyonu durumunda; etanol fumigasyonu artıkça motorun ekivalans oranı azalmaktadır. Bu durumda efektif verim ve efektif güç sürekli olarak artmaktadır. Özgül yakıt tüketimi ise, düşük devir sayılarında artmakta; öte yandan nominal ve yüksek devir sayılarında azalmaktadır. Literatürdeki teorik ve deneysel çalışmalarda da benzeri sonuçlar verilmektedir [2, 4, 17, 19, 20, 55, 92, 93]. Fakat yakıt tüketimindeki azalma oranı az olduğu için bu uygulama ekonomik görülmemektedir.

Efektif verim ve efektif gücün atmasının; etanolün yapısında oksijenin bulunmasından dolayı yanmanın iyileşmesinden, ekivalans oranının azalmasından, Diesel yakıtı yanında etanolün silindir dolgusuna eklenmesinden, etanolün anlık yanması sonucu silindir sıcaklığının ve basıncının artmasından ve tutuşma gecikmesinin artması sonucu ÜÖN civarında daha fazla Diesel yakıtının yanmasından ve böylece Diesel yakıtının enerjisinin daha önce açığa çıkmasından kaynaklandığı düşünülebilir [20, 21, 92]. Değişken ekivalans oranlarında etanol fumigasyonunun, yüksek sıkıştırma oranına sahip yüksek hızlı motorlarda kullanılması önerilebilir.

Etanol fumigasyonu durumunda NO konsantrasyonu azalmakta bununla birlikte CO oranı ise sürekli artmaktadır. Etanol fumigasyonu durumunda yanma süresi yaklaşık sabit kalmakta veya yüksek fumigasyon oranlarında çok az artmaktadır. Bu durumda yakıtın bir bölümü genişleme işlemi boyunca yanmaktadır. Bu durumda sıcaklıklar düşük olduğu için oluşumu sıcaklığa bağlı olan NO konsantrasyonu da azalmaktadır. Yüksek devir sayılarında ve yüksek fumigasyon oranlarında ise NO'ların değişimi genel olarak artma eğilimindedir. Literatürde verilen deneysel ve teorik çalışmalarda da etanol fumigasyonu artıkça NO konsantrasyonunun azaldığı belirtilmektedir [2, 17, 19, 20, 92, 93]. Sunulan çalışmada NO konsantrasyonundaki azalma miktarı özellikle yüksek fumigasyon oranlarında literatürdeki çalışmalardan daha yüksek çıkmaktadır. Bunun nedenleri ise; etanolün, tutuşma gecikmesi sonunda Diesel yakıtının ilk yanmasından hemen sonra

kayıpsız bir şekilde yandığının düşünülmesinden ve vurutunun hesaba katılmamasından kaynaklandığı söylenebilir. Ayrıca düşük devir sayılarında NO konsantrasyonundaki azalma miktarı daha fazladır. Bunun nedeninin ise düşük devir sayılarında sıcaklıkların daha düşük olmasından ve yanma için daha fazla sürenin kalmasından kaynaklandığı düşünülebilir.

Etanol fumigasyonu arttıkça CO oranı sürekli olarak artmaktadır. Bunun nedeni ise yanma süresinin artması ile yakıtın bir bölümünün genişleme işleminde yanmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu durumda sıcaklıklar azalmakta ve dolayısı ile oluşan kimyasal denge sonucu CO oksitlenip CO₂'ye dönüşmemektedir. Etanol fumigasyonu durumunda CO oranının arttığı değişik araştırmacılar tarafından da belirtilmiştir [2, 17, 19, 20, 92].

Etanol fumigasyonu durumunda NO konsantrasyonundaki azalma miktarı ve CO oranındaki artma miktarı benzin fumigasyonundakinden daha azdır. Bunun nedenleri; etanolün kapalı formülünde oksijenin bulunması nedeniyle yanmanın daha fazla iyileşmesinden, eklenen etanol fumigasyonu ile ekivalans oranının azalmasından ve yanma süresinin artma oranının benzininkinden daha düşük olmasından kaynaklandığı düşünülebilir.

Sabit ekivalans oranlarında etanol fumigasyonunda, ekivalans oranını sabit tutmak için püskürtme basıncı yükseltilmekte, yani Diesel yakıtı miktarı artırılmaktadır. Bu durumda özgül yakıt tüketimi sürekli artmaktadır. Böylece bu durum ekonomik olmamaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlı motorda bu durumda efektif verim, efektif güç ve yakıt tüketimi sürekli artmaktadır. Efektif verimdeki maksimum artma oranı % 3.5 ve efektif güçteki maksimum artma oranı ise % 7 düzeyinde hesaplanmıştır.

Düşük sıkıştırma oranlı motorda, efektif verim, düşük devir sayısında ve nominal devir sayısında düşük fumigasyon oranlarında artmaktadır fakat yüksek fumigasyon oranlarında ise azalmaktadır. Efektif güç, düşük devir sayısında efektif verime benzer değişim göstermektedir. Nominal ve yüksek devir sayısında efektif güç sürekli olarak artmaktadır. Yüksek devir sayısında efektif verimde % 0.4 oranında iyileşme ve efektif verimde ise % 3.7 iyileşme hesaplanmıştır. Bu durumun düşük sıkıştırma oranlı motorun ekivalans oranının daha yüksek olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Yukarıda açıklanan sonuçların olası nedenleri şöyle açıklanabilir. Burada sabit ekivalans oranını elde edebilmek için Diesel yakıtı miktarı artırılmaktadır. Yani etanolün içerisinde oksijen bulunduğu için aynı ekivalans oranını sağlamak amacı ile toplam yakıt

miktarı artırılmaktadır. Etanol fumigasyonu arttıkça toplam yakıt miktarı daha da fazla olmaktadır. Bu nedenle fumigasyon oranı arttıkça özgül yakıt tüketimi de sürekli olarak artmaktadır. Bu durumda Diesel yakıtı miktarını artırmak için püskürtme basıncı yükseltildiğinden demet boyu artmaktadır ve böylece yakıtın yanma süresi yaklaşık sabit kalmakta veya çok az artmaktadır. Bu durumda yakıt ÜÖN'ya daha yakın olarak yandığı için motorun verimi ve gücü artmaktadır.

Yüksek sıkıştırma oranlı motorda; sabit ekivalans oranında etanol fumigasyonu durumunda, püskürtme basıncının artması ile demet yolu büyümekte ve bunun sonucu olarak yanma süresi yaklaşık sabit kalmaktadır. Bu nedenle fumigasyon oranı arttıkça yanma süresinin sabit kalması nedeniyle daha fazla yakıt aynı sürede yandığı için efektif güç ve efektif verim sürekli olarak artmaktadır. Söz konusu durumda yüksek sıkıştırma oranlı motorda her üç devir sayısında ekivalans oranı farklı değerler almaktadır. Düşük devir sayısında ve nominal devir sayısında ekivalans oranı yüksek devir sayısından daha düşük olduğu için bu ekivalans oranlarını sağlamak için gerekli toplam yakıt miktarı yüksek devirden daha az olmaktadır. Bu nedenle söz konusu devir sayılarında özgül yakıt tüketimindeki artma oranı daha azdır. Ayrıca düşük devir sayısındaki özgül yakıt tüketimindeki artma oranı da nominal devirdekinden daha küçük olmaktadır. Aynı zamanda; efektif verim ve efektif güçteki artma oranının yüksek olduğu düşük devir sayısında, özgül yakıt tüketimindeki azalma daha az olmaktadır. Düşük devir sayısında ve nominal devir sayısında yanma süresi yaklaşık sabit kalmakta veya çok az artmaktadır. Böylece yakıtın bir bölümü genişleme işlemi boyunca yanmaktadır. Bu durumda NO konsantrasyonu sürekli olarak azalmakta ve CO oranı ise sürekli olarak artmaktadır. Yüksek devir sayısında yanma süresi yaklaşık sabit kalmakta veya çok az azalmaktadır. Böylece yakıt ÜÖN'ya yakın olarak yandığı için sıcaklıklar artmaktadır. Bunun sonucu olarak da diğer devir sayılarının tersine NO konsantrasyonu sürekli olarak artmakta ve CO oranı ise sürekli olarak azalmaktadır.

Düşük sıkıştırma oranlı motorda her üç devir sayısında ekivalans oranı eşit olarak alınmıştır. Bu nedenle bu fumigasyon durumunda özgül yakıt tüketimi, efektif verim ve efektif güçteki değişimler yaklaşık olarak birbirlerinin benzeri şekilde olmaktadır. Sabit ekivalans oranını elde edebilmek için Diesel yakıtı miktarı artırılmaktadır. Etanol fumigasyonu arttıkça toplam yakıt miktarı daha da fazla olmaktadır. Toplam yakıt miktarı arttığı için düşük etanol oranlarında efektif güçte bir miktar artma olur. Ancak etanolun ısı değeri düşük olduğundan etanol fumigasyonu arttıkça efektif güçteki artış azalır. Aynı

şekilde yakıt miktarının artması ve efektif güçteki artış oranının az olması nedenleriyle düşük fumigasyon oranlarında efektif verim artsa bile yüksek fumigasyon oranlarında efektif verim azalmaktadır. Fumigasyon oranı arttıkça yanma sonu sıcaklıkları azaldığı için CO oranı sürekli azalmakta ve NO konsantrasyonu ise sürekli olarak artmaktadır.

Düşük sıkıştırma oranlı motorun ekivalans oranı yüksek sıkıştırma oranlı motordan daha yüksek olduğu için düşük sıkıştırma oranlı motorun özgül yakıt tüketimindeki artma oranı daha yüksektir. Bu nedenle düşük sıkıştırma oranlı motorda efektif verim ve efektif güçteki artış onları da daha düşük olmaktadır.



5. SONUÇLAR

Sunulan çalışmada; benzin ve etanol fumigasyonu durumlarında, motor karakteristikleri ve eksoz gazları emisyonlarının değişimleri teorik olarak ayrıntılı bir biçimde incelenmiştir. Yapılan teorik çalışmalardan ve değerlendirmelerden elde edilen sonuçlar aşağıda sırasıyla verilmiştir.

1. Sunulan çalışmada; Diesel motoru çevrimleri için; Shahed ve daha sonra Ottikkutti tarafından önerilen termodinamik esaslı çok bölgeli matematiksel modele dayalı bir matematiksel model bazı ek düzenlemelerle yeniden geliştirilmiş ve daha sonra söz konusu model, fumigasyon durumu için uyarlanmıştır. Geliştirilen bu model hem Diesel motoru çevrimlerini ve hem de fumigasyon durumunda Diesel motoru çevrimlerini yeterli doğrulukta hesaplayabilmektedir.
2. Değişken ekivalans oranlarında benzin fumigasyonu durumunda; efektif verimin sürekli azaldığı veya yaklaşık sabit kaldığı, özgül yakıt tüketiminin ve efektif gücün ise sürekli arttığı belirlenmiştir. Yüksek devir sayılarında efektif güçteki artış oranı yüksektir. Yüksek sıkıştırma oranlı motorda efektif güçte % 5.6 oranında artma ve efektif verimde ise % 1 oranında azalma belirlenmiştir. Düşük sıkıştırma oranlı motorda efektif güçte % 5.8 oranında artma ve efektif verime ise % 1 oranında azalma bulunmuştur. Ayrıca bu durumun her iki motor için de ekonomik olmadığı görülmüştür.

Değişken ekivalans oranlarında benzin fumigasyonu durumunda, eksoz gazları emisyonları açısından NO konsantrasyonunun azaldığı bununla birlikte CO oranının attığı belirlenmiştir. Yüksek sıkıştırma oranlı motorda NO'daki azalma oranı % 75 düzeyinde ve CO'daki artma oranı % 210 düzeyinde bulunmuştur. Düşük sıkıştırma oranlı motorda NO'daki azalma oranı % 65 düzeyinde ve CO'daki artma oranı % 160 düzeyinde hesaplanmıştır.

3. Sabit ekivalans oranlarında benzin fumigasyonu durumunda; efektif verim, efektif güç sürekli artmaktadır ve özgül yakıt tüketimi ise sürekli azalmaktadır. Efektif

verimdeki artma oranı yüksek sıkıştırma oranlı motorda, yüksek devir sayısında % 7 düzeyinde bulunmuştur. Düşük sıkıştırma oranlı motor için ise yüksek devir sayısında artış oranı % 2.6 düzeyinde hesaplanmıştır. Her iki motor için efektif güçteki artış oranları efektif verimdeki artış oranlarının benzeridir. Sabit ekivalans oranlarında benzin fumigasyonu durumunun yüksek sıkıştırma oranlı motor için yüksek devir sayısında % 2.6 düzeyinde ekonomiklik sağladığı belirlenmiştir. Düşük sıkıştırma oranlı motorda ise, özgül yakıt tüketimindeki azalma oranı daha düşük olduğundan bu uygulama ekonomik olmamıştır.

Yukarıda sözü edilen fumigasyon durumunda NO konsantrasyonu azalmakta bununla birlikte CO oranı ise artmaktadır. Her iki motorda yüksek devir sayılarında NO'daki azalma oranı sırasıyla % 83 ve % 81 düzeyinde bulunmuştur. Yüksek sıkıştırma oranlı motorda CO'daki artma oranı % 500'ün üzerinde, düşük sıkıştırma oranlı motorda ise % 324 düzeyinde hesaplanmıştır.

4. Değişken ekivalans oranlarında etanol fumigasyonu durumunda; etanol fumigasyon oranı arttıkça efektif verim, efektif güç artmakta öte yandan özgül yakıt tüketimi ise azalmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlı motorda efektif verimdeki artma oranı % 15.2 ve efektif güçteki artma oranı ise % 12.8 düzeyinde bulunmuştur. Düşük sıkıştırma oranlı motorda ise efektif verimdeki maksimum artma oranı 8.7 ve efektif güçteki maksimum artma oranı % 6.5 düzeyinde hesaplanmıştır. Her iki motor için düşük devir sayılarında özgül yakıt tüketimi artmakta veya yaklaşık sabit kalmaktadır. Nominal devir ve yüksek devir sayılarında ise, özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Fakat özgül yakıt tüketimindeki azalma oranı düşük olduğu için değişken ekivalans oranı durumunda etanol fumigasyonu ekonomik olmamaktadır.

Bu durumda NO konsantrasyonu azalmakta bununla birlikte CO oranı ise artmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlı motorda NO'daki azalma % 61 düzeyinde ve CO'daki artma oranı ise % 912 düzeyindedir. Düşük sıkıştırma oranlı motorda ise NO'daki azalma oranı % 44 ve CO'daki artma oranı ise % 185 düzeyinde bulunmuştur.

5. Sabit ekivalans oranlarında etanol fumigasyonu durumunda; hem yüksek hem de düşük sıkıştırma oranlı motorda, özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Bu nedenle belirtilen bu fumigasyon durumu ekonomik değildir. Yüksek devir sayısında yapılan hesaplar sonunda % 15 etanol fumigasyonu durumunda yakıt maliyeti; yüksek sıkıştırma oranlı motorda yaklaşık % 21, düşük sıkıştırma oranlı motorda ise % 25 daha fazla çıkmıştır.

Yüksek sıkıştırma oranlı motorda; efektif güç ve efektif verim tüm devir sayılarında artmaktadır. Efektif verimdeki maksimum artış % 3.5 ve efektif güçteki maksimum artış ise % 7.1 düzeyinde hesaplanmıştır.

Düşük sıkıştırma oranlı motorda ise efektif güç; tüm devir sayılarında sürekli olarak artmaktadır. Yüksek devir sayısında efektif güçteki maksimum artış % 3.7 düzeyinde bulunmuştur. Efektif verim; tüm devir sayılarında düşük fumigasyon oranlarında artmaktadır fakat yüksek fumigasyon oranlarında ise azalmaktadır.

Yüksek sıkıştırma oranlı motorda; NO konsantrasyonu, düşük devir ve nominal devir sayılarında azalmaktadır. Fakat yüksek devir sayısında ise sürekli artmaktadır. Düşük sıkıştırma oranlı motorda NO konsantrasyonu tüm devir sayılarında artmaktadır.

Yüksek sıkıştırma oranlı motorda; CO oranı, genel olarak tüm devir sayılarında artmaktadır. Düşük sıkıştırma oranlı motorda; düşük ve nominal devir sayılarında; CO oranı, düşük karışım oranlarında artmakta ancak yüksek karışım oranlarında azalmaktadır. Yüksek devir sayısında ise CO oranı sürekli olarak azalmaktadır.

Sonuç olarak, sabit ekivalans oranlarında etanol fumigasyonu; yüksek sıkıştırma oranlı motor için motor karakteristikleri ve eksoz gazları emisyonları açısından iyileştirici sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Fakat düşük sıkıştırma oranlı motor için bu fumigasyon durumunun pek uygun olmadığı söylenebilir.

6. Değişken ve sabit ekivalans oranlarında benzin ve etanol fumigasyonu durumlarında her iki motorda da tutuşma gecikmesi ve yakıtın yanma süresi artmaktadır. Fakat benzin fumigasyonu durumundaki artış oranları daha yüksek olmaktadır.
7. Yakıtın yanma süresi artıkça yakıtın yanması genişleme boyunca da sürmektedir ve böylece silindir içindeki gazların sıcaklığı azalmaktadır. Benzin fumigasyonu durumunda yakıtın yanma süresi etanol fumigasyonu durumundakinden daha yüksektir. Bu nedenle benzin fumigasyonu durumunda sıcaklıklar daha düşük olduğundan NO konsantrasyonundaki azalma oranı ile CO'daki artma oranı etanol fumigasyonundakinden daha büyük çıkmaktadır.
8. Dört farklı grupta yapılan çalışmalar sonunda; sabit ekivalans oranlarında benzin fumigasyonunun en iyi durum olduğu görülmüştür. Belirtilen bu uygulamada efektif verim, efektif güç artmakta ve özgül yakıt tüketimi ise azalmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlı motorda, yüksek devir sayısında yakıt tüketiminde % 2.6 düzeyinde ekonomiklik sağlanmıştır. Sabit ekivalans oranlarında benzin fumigasyonunun yüksek sıkıştırma oranlı hızlı taşıt Diesel motorlarında uygulanması önerilebilir. Bu durumda NO konsantrasyonu azalmaktadır fakat CO oranı artmaktadır.
9. Değişken ekivalans oranlarında etanol fumigasyonu durumunda ise efektif verim ve efektif güç artmakta ve özgül yakıt tüketimi ise azalmaktadır. Fakat özgül yakıt tüketimindeki azalma oranı çok az olduğu için bu durum ekonomik değildir. Bununla birlikte değişken ekivalans oranlarında etanol fumigasyonunun, ekonomikliğin çok önemli olmadığı maksimum güç ve verim istenen uygulamalarda kullanılması önerilebilir. Ayrıca ekivalans oranını sabit tutmak için püskürtme basıncının azaltılması veya artırılması gibi bir sorun olmadığından bu durumun uygulanması daha kolaydır. Değişken ekivalans oranlarında etanol fumigasyonunda CO oranı artmaktadır. Fakat artış oranı sabit ekivalans oranlarındaki benzin fumigasyonu durumundakinden çok azdır. NO konsantrasyonu ise azaldığı için çevre kirliliği açısından söz konusu durum tercih edilebilir.
10. Sunulan modelde; vuruşu göz önüne alınmadığından, benzin ve etanol fumigasyonu durumlarında, fumigasyon oranı arttıkça motor karakteristiklerindeki

artış veya azalma oranlarının sürekli olduğu görülmektedir. Oysa yüksek fumigasyon oranlarında vuruşu görülebileceğinden değişimlerin sürekli olmayabilir. Yapılan çalışmalar sonunda; benzin fumigasyonu için % (6-8) oranın, etanol fumigasyonu için % (7.5-12.5) oranının en iyi fumigasyon oranları olduğu söylenebilir.

11. Benzin veya etanol fumigasyonları durumlarında çoğunlukla NO konsantrasyonunun azaldığı ve CO oranının arttığı görülmektedir. Benzin fumigasyonu durumunda; özellikle düşük fumigasyon oranlarında, azalma daha fazla olmaktadır. Etanol fumigasyonu durumunda ise; yüksek fumigasyon oranlarında ve yüksek devir sayılarında NO konsantrasyonu artmaktadır. Burada CO oranının artmasının; eksoz gazları içerisindeki CO konsantrasyonu çok düşük düzeylerde olduğundan, hava kirliliğinde önemli bir sorun doğurmayacağı söylenebilir. Halbuki NO konsantrasyonu daha yüksek olduğundan NO konsantrasyonundaki azalma hava kirliliği açısından daha önemlidir. Sonuçta benzin veya etanol fumigasyonunun hava kirliliği açısından yararlı olacağı söylenebilir.

6. ÖNERİLER

Sunulan çalışma boyunca gerçekleştirilen teorik modellemeden, sayısal uygulamalardan ve değerlendirmelerden elde edilen sonuçlara ve deneyimlere dayanılarak aşağıdaki öneriler yapılabilir. Söz konusu önerilerin sunulan modelde uygulanması durumunda motor performans parametrelerinin ve eksoz gazları emisyonlarının gerçek değerlerine daha yakın olarak hesaplanabileceği düşünülmektedir.

1. Emme ve eksoz işlemleri için ayrıntılı bir hesap yöntemi kullanılarak, silindir dolgusunun emme işleminin sonundaki özelliklerinin daha doğru bir şekilde hesaplanması gerekir. Böylece motor çevrimi daha duyarlı bir biçimde hesaplanabilir.
2. Bir önceki çevrimden kalan artık eksoz gazlarının hesaba katılması gerekmektedir. Söz konusu eksoz gazlarının silindir sıcaklığını artıracakları düşünülmektedir. Bu durumda fumigasyonun etkileri daha doğru olarak hesaplanabilir.
3. Yanma odasına püskürtülen demet kısa bir süre sonra duvarlara çarpmaktadır. Duvara çarptıktan sonra, demetin boyu ve açısı için daha farklı bağıntılar önerilmektedir ve duvar da bir bölge kabul edilerek hesaba katılmaktadır [1, 22, 34, 55, 72, 101]. Bu nedenle sunulan matematiksel modelde demetin duvara temasının hesaba katılması durumunda Diesel motoru çevrimlerinin daha doğru hesaplanacağı söylenebilir.
4. Yanma odası içerisinde koni şeklinde gelişen demet çok sayıda bölgeye ayrılmaktadır. Fakat bu bölgeler arasında ısı ve kütle transferinin olmadığı varsayılmıştır. Belirtilen durumların uygun varsayımlarla modellenmesi önerilebilir. Ayrıca silindir duvarlarıyla meydana gelen ısı transferi için Annand tarafından geliştirilen ampirik bağıntı kullanılmıştır. Sunulan çalışmaya; daha ayrıntılı hesabın yapılabildiği bir ısı transferi modelinin eklenmesi durumunda daha doğru sonuçların bulunacağı düşünülmektedir.
5. Demet yolu ve açısının hesabı için değişik ampirik bağıntılar kullanılmaktadır. Bu bağıntılar genellikle düşük hızlı ve düşük sıkıştırma oranlı motorlarda yapılan

deneysel çalışmalar sonunda oluşturulmuşlardır. Söz konusu bağıntıların yüksek hızlı ve yüksek sıkıştırma oranlı taşıt motorları için yeniden uyarlanması gerekmektedir. Ayrıca bu bağıntılar Diesel motorlarında Diesel yakıtı kullanımı için geliştirtmiştir. Fumigasyon durumunda yukarıda sözü geçen bağıntıların yapılacak ayrıntılı deneysel çalışmalar sonunda yeniden düzenlenmesi gerekmektedir.

6. Tutuşma gecikmesi sonunda biriken Diesel yakıtı yandıktan hemen sonra hafif yakıtın anlık olarak tamamının kayıpsız şekilde yandığı kabul edilmiştir. Burada hafif yakıtın kayıpsız şekilde yanması gerçeğe uygun olmayabilir. Bu nedenle hafif yakıtın yanması sırasında oluşacak kayıpların uygun şekilde hesaba katılması gerekmektedir.
7. Sunulan çalışmada demet bir buhar jeti olarak alınmıştır. Daha doğru hesap için yakıt demetinin sıvı şeklinde alınıp, demetin damlacıklara parçalanmasının ve oluşacak damlacıkların buharlaşmasının uygun varsayımlarla modellenmesi önerilebilir.
8. Emme kanalından püskürtülen hafif yakıtın bir bölümü silindire girene kadar buharlaşmaktadır. Geriye kalan bölümü ise emme sonu özelliklerine bağlı olarak buharlaşmadan kalabilir ve sıkıştırma işlemi boyunca buharlaşabilir. Sunulan çalışmada hafif yakıtın emme kanalında tamamen buharlaştığı varsayılmıştır ve söz konusu buharlaşma basit bir formülle hesaba katılmıştır. Bu durumun da daha gerçekçi varsayımlarla göz önüne alınması gerekmektedir.
9. Fumigasyon durumunda belirli fumigasyon oranlarından sonra motorda vuruntulu çalışma görülebilir. Bu durum sunulan modelde göz önüne alınmamıştır. Bu nedenle fumigasyon çalışmalarında, fumigasyon oranı arttıkça motor karakteristiklerindeki artış veya azalma oranlarının sürekli olduğu görülmüştür. Oysa yüksek fumigasyon oranlarında vuruntu görülebileceğinden değişimler sürekli olmayabilir. Bu nedenle vuruntunun uygun şekilde modellenip sunulan çalışmaya eklenmesi gerekmektedir.
10. Hafif yakıtın anlık yanması sonucu yanma odası içerisinde gaz karışıklıklarının ve bir girdap hareketinin olduğu düşünülmektedir. Bu durumun Diesel yakıtı ile havanın daha hızlı ve homojen biçimde karışmasını sağlayacağı ve yanmayı iyileştireceği söylenebilir. Bu nedenle eklenen fumigasyon miktarına göre yanma odasında

oluştugu düşünölen girdap hareketlerinin de uygun varsayımlarla hesaba katılması gerekmektedir. Eğer belirtilen durum hesaba katılabilirse fumigasyonun etkisinin daha doğru olarak sonuçlara yansiyacağı düşünölmektedir.

11. Sunulan çalışmada azot oksitler Zeldovich mekanizmasından yararlanarak belirlenmiştir. Bununla birlikte diğer yanma ürünleri basit kimyasal denge kanunlarından hesaplanmıştır. Halbuki diğer yanma ürünlerinin ve özellikle CO'nun da kimyasal kinetik kanunlarından yararlanarak hesaplanması önerilebilir. Bu durumda fumigasyonun CO oranı üzerindeki etkisi daha doğru olarak hesaplanmış olacaktır.
12. Sunulan çalışmada sıkıştırma oranının ve devir sayısının etkisini incelemek için genel özellikleri çok az farklı olan iki motor için sayısal uygulamalar yapılmıştır. Fumigasyon durumu için sunulan model kullanılarak yüksek hızlı ve yüksek sıkıştırma oranlı taşıt Diesel motorlarında değişik devir sayıları ve ekivalans oranları için ayrıntılı sistematik uygulamalar yapılmalıdır.
13. Demet, tutuşma gecikmesi sonucu biriken yakıt miktarının belirli oranlarındaki katı alınarak bölgelere ayrılmaktadır. Sunulan çalışmada; farklı devir sayılarında yapılan fumigasyon uygulamalarında söz konusu kat oranı (7-15) arasında alınmıştır. Bu durumda yakıt demeti (10-20) arasında bölgeye ayrılmaktadır. Her hangi bir devir sayısında yapılan fumigasyon uygulamasında, fumigasyon oranının etkisinin daha doğru olarak belirlenebilmesi için eşit bölge sayısı kullanılmıştır. Oysa demetin daha sık bölgelere ayrılarak hesap yapılması durumunda daha doğru sonuçlara ulaşılabilir.
14. Sunulan çalışmada çok silindirli motorlar için her silindirde benzer olayların olduğu varsayılarak, bir silindir için bulunan sonuçlar Z silindir sayısı ile çarpılmıştır. Aslında; eksoz ve emme işlemleri boyunca (eksoz ve emme manifoldlarında) silindirler arası etkileşimlerde göz önüne alınarak her silindir için ayrı ayrı hesap yapılması daha gerçekçi olur.

7. KAYNAKLAR

1. Bazari, Z., A DI Diesel Combustion and Emissions Predictive Capability for Use in Cycle Simulation, SAE Paper No. 920462, (1992) 747-770.
2. Abu-Qudais, M., Haddad, O., Qudaisat, M., The Effect of Alcohol Fumigation on Diesel Engine Performance and Emissions, Energy Conversion and Management, 41 (2000) 389-399.
3. Seko, T., Hori, M., Suto, H., Kobayashi, S., Methanol Diesel Engine and Its Application to a Vehicle, SAE Paper No. 840116, (1984) 1676-1683.
4. Kızıltan, E., Motor Yakıtlarına Alkol Katılmasının Motor Performansına Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1988.
5. Şahin, Z., Durgun, O., Bilgin, A., The Effect of Using Bycosin 1030 as an Additive to Diesel Fuel on the Engine Performance, 11th International Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry (THERMO 99), July 1999, Budapest, Hungary, Bildiriler Kitabı, 267-272.
6. Bilgin, A., Durgun, O., Şahin, Z., Diesel Yakıtına TMBE Katılmasının Motor Performansına Etkisi, ULIBTK'01 13. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Eylül 2001, Konya, Bildiriler Kitabı, 141-146.
7. Caro, P. S., Mouloungui, Z., Vaitilingom, G., Berge, J. Ch., Interest of Combining an Additive with Diesel-Ethanol Blends for Use in Diesel Engines, Fuel, 80 (2001) 565-574.
8. Ajav, E. A., Singh, B., Bhattacharya, T. K., Experimental Study of Some Performance Parameters of a Constant Speed Stationary Diesel Engine Using Ethanol-Diesel Blends as Fuel, Biomass and Bioenergy, 17 (1999) 357-365.
9. Choi, C. Y., Reitz, R. D., An Experimental Study on the Effects of Oxygenated Fuel Blends and Multiple Injection Strategies on DI Diesel Engine Emissions, Fuel, 78 (1999) 1303-1317.
10. Bilgin, A., Durgun, O., Şahin, Z., The Effect of Diesel-Ethanol Blends on Diesel Engine Performance, Energy Sources, 24 (2002), 431-440.
11. Mbarava, M., Milton, B. E., Casey, R. T., Miao, H., Fuel Injection Characteristics of Diesel-Stimulated Natural Gas Combustion, International Journal of Energy Research, 23 (1999) 1359-1371.
12. Park, T., Dual Fuel Conversion of a Direct Injection Diesel Engines, Master Thesis, West Virginia University, Morgantown, 1999.

13. Henham, A., Makkar, M. K., Combustion of Simulated Biogas in a Dual-Fuel Diesel Engines, Energy Convers. Mgmt., 39, 16-18 (1998) 2001-2009.
14. Gunea, C. D., Examination of the Effect of the Pilot Fuel Quality on the Performance of Gas Fueled Diesel Engines, Master Thesis, Calgary University, Alberta, 1997.
15. Ayvaz, Y., Diesel Motorlarında Diesel Yakıtı-Benzin Karışımlarının Kullanılması, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1991.
16. Durgun, O., Ayvaz, Y., The Use of Diesel Fuel-Gasoline Blends in Diesel Engines, First Trabzon International Energy And Environment Sysm., Temmuz 1998, Trabzon, Bildiriler Kitabı, Cilt 2, 905-912.
17. Jiang, O., Ottikkutti, P., Gerpen J., Van Meter, D., The Effect of Alcohol Fumigation On Diesel Flame Temperature and Emissions, SAE, Paper No. 900386, (1990) 1-24.
18. Kotani, D., Yoshida, K., Shoji, H., Tanaka, H., Study on Combustion Characteristic of Lean Mixture Ignited by Diesel Fuel Injection, JSAE Review, 19 (1998) 311-317.
19. Ajav, E. A., Singh, B., Bhattacharya, T. K., Performance of a Stationary Diesel Engine Using Vaporized Ethanol as Supplementary Fuel, Biomass and Bioenergy, 15 (1998) 493-502.
20. Chen, J., Gussert, D., Gao, X., Gupta, C., Foster, D., Ethanol Fumigation of a Turbocharged Diesel Engine, SAE Paper No. 810680, (1981) 1-14.
21. Kwon, S., Arai, M., Hiroyasu, H., Effects of Fumigated Fuel on the Ignition and Initial Combustion Stages in a D.I. Diesel Engines, SAE Paper No. 891880, (1989) 1847-1854.
22. Ottikkutti, P., Gerpen, J. V., Cui, K.R., Multizone Modeling of a Fumigated Diesel Engine, SAE Paper No. 910076, (1991) 1-21.
23. Mathur, H. B., Gajendra Babu M. K., Prasad, Y. N., A Thermodynamic Simulation Model For a Dual Fuel Open Combustion Chamber Compression Ignition Engines, SAE Paper No. 861275, (1986) 233-245.
24. Bayraktar, H., Benzin-Etanol Karışımlarının Benzin Motorlarında Yanma ve Motor Çevrimi Üzerindeki Etkilerinin Teorik Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1997.
25. Durgun, O., Yakıtlar Yanma Ders Notları, KTÜ Makina Mühendisliği Bölümü, Trabzon, 1992.
26. Durgun, O., Motorlarda Benzin-Etil Alkol-İzopropanol Karışımlarının Kullanılması, İkinci Yanma Sempozyumu, 18-20 Eylül 1989, İstanbul, Bildiriler Kitabı, 325-335.
27. G. L. Borman, K. W. Ragland, Combustion Engineering, McGraw-Hill Book Company, New York, 1988.

28. Durgun, O., Motorlarda Petrol Yerine Kullanılabilecek Yakıtlar, TMMOB Mühendis ve Makine Dergisi, 29, 383 (1988) 24-26.
29. Durgun, O., Benzin Motorlarında Etil Alkol Kullanılması, TMMOB Mühendis ve Makine Dergisi, 29, 347 (1988) 24-26.
30. Heywood, J. B., *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw Hill Book Company, New York, 1989.
31. Ramos, J. I., *Internal Combustion Engine Modeling*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1989.
32. Primus, L. P., Wong, V. W., Performance and Combustion Modeling of Heterogeneous Charge Engines, SAE Paper No. 850343, (1985) 100-110.
33. Bilgin, A., Buji Ateşlemeli Motorlarda Yanmanın Modellenmesinde Kullanılan Yöntemler Üzerine Bir İnceleme, ULIBTK'01 13. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 5-7 Eylül 2001, Konya, Bildiriler Kitabı, 147-152.
34. Dent, J. C., Mehta, P. S., Phenomenological Combustion Model for a Quiescent Chamber Diesel Engine, SAE Paper No. 811235, (1981) 3884-3899.
35. Li, Q., Development of a Quasi-Dimensional Diesel Engine Simulation for Energy and Availability Analysis, Ph.D. Thesis, University of Illinois, Urbana-Champaign, 1992.
36. Kouremenos, D. A., Rakopoulos, C. D., Hountalas, D., Multi-Zone Combustion Modelling for the Prediction of Pollutants Emissions and Performance of DI Engines, SAE Paper No. 970635, (1997) 940-957.
37. Gosman, A. D., Johns R. J. R., Computer Analysis of Fuel-Air Mixing in Direct Injection Engines, SAE Paper No. 800091, (1980) 581-595.
38. Ricart, L. M., An Experimental and Computational Study of Fuel Injection, Mixing and Combustion in Diesel Engines, Ph.D. Thesis, University of Wisconsin-Madison, 1998.
39. Kuo, T. W., Yu R. C., Shahed, S. M., A Numerical Study of the Transient Evaporating Spray Mixing Process in the Diesel Environment, SAE Paper No. 831735, (1983) 4922-4935.
40. Foster, D. E., An Overview of Zero-Dimensional Thermodynamic Models for IC Engine Data Analysis, SAE Paper No. 852070, (1985) 436-449.
41. Heywood, J. B., Engine Combustion Modeling, Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Edited By J. N. Mattavi, C. A. Amann, Plenum Press, New-York, (1980) 1-35.

42. Durgun, O., Motor Çevrimleri İçin Pratik Bir Yöntem, TMMOB Mühendis ve Makine Dergisi, 383 (1991) 18-29.
43. Benson, R. S., Whitehaose, N. D., Internal Combustion Engines, Volume, Pergamon Press, New York, 1979.
44. Ferguson, R., Internal Combustion Engines-Applied Thermodynamic, John Wiley & Sons, New York, 1986.
45. Chan, S. H., Thermodynamic in a Turbocharged Direct Injection Engine, IMechE, 212, Bölüm D (1998) 11-24.
46. Gatowski, J. A., Balles, E. N., Chun, K. M., Nelson, F. E., Ekchian, J. A. Heywood, J. B., Heat Release Analysis of Engine Pressure Data, SAE Paper No.841359, (1984) 5961-5977.
47. Kouremenos, D. A., Rakopoulos, C. D., Hountalas, D., Thermodynamic Analysis of Indirect Injection Engines by Two-Zone Modeling of Combustion, ASME, 112 (1990) 138-149.
48. Hiroyasu, H., Diesel Engine Combustion and Its Modeling, in Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines, COMODIA 85, Proceeding of Symposium, September 1985, Tokyo, Bildiriler Kitabı, 53-75,
49. Hiroyasu, H., Kadato, T., Arai, M., Development And Use of A Spray Combustion Modeling To Predict Diesel Engine Efficiency And Pollutant Emissions, Bulletin of the JSME, 26, 214 (1983) 569-575.
50. Hiroyasu, H., Kadato, T., Models for Combustion Formation of Nitric Oxide and Soot in Injection Diesel Engines, SAE Paper No. 760129, (1976) 513-526.
51. Shahed, S. M., Chiu, W. S., Lyn, W. T., A Mathematical Model of Diesel Combustion, Proc. I. Mech. E., C94/75 (1975) 119-128.
52. Shahed, S. M., Flynn, P. F., Lyn, W. T., A Model for The Formation of Emissions in A Direct-Injection Diesel Engine, Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Edited By J. N. Mattavi ve C. A. Amann, Plenum Press, New-York, 1980, 345-368.
53. Pirouz-Panah, V., Abdi-Aghdam, E., Khalili-Aria, S., A General Combustion Model for Direct-Injection Diesel Engines, The First International Symposium on Energy, Ecology and Economy, August 1991, Baku, Bildiriler Kitabı, 333-352.
54. Lipkea, W. H., DeJoode, A. D., A Model A Direct Injection Diesel Combustion System for Use in Cycle Simulation And Optimization Studies, SAE, Paper No. 870573, (1987) 1-11.
55. Ottikkutti, P., Multizone Modeling of A Fumigated Diesel Engine, Ph.D. Thesis, Iowa State University of Science and Technology, Ames, Iowa, 1989.

56. Gupta, A. K., Mehta, P. S., Gupta, C. P., Model for Predicting Air-Fuel Mixing and Combustion for Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper No. 860331, (1986) 2503-2521.
57. Salem, H., El-Bahnasy, S.H., Elbaz, M., Prediction of the Effect of Injection Parameters on NO_x Emission and Burning Quality in the Direct Injection Diesel Engine Using a Modified Multizone Model, IMEchE, 212, Bölüm D (1998) 427-436.
58. Meguerdichian, M., Watson, N., Prediction of Mixture Formation and Heat Release in Diesel Engine, SAE Paper No. 780225, (1978) 1-19.
59. Arai, M., Tabata, M., Hiroyasu, H., Shimizu, M., Disintegrating Process and Spray Characterization of Fuel Jet Injected by a Diesel Nozzle, SAE Paper No. 840275, (1984) 2358-2371.
60. Chiu, W. S., Shahed, S. M., Lyn, W. T., A Transient Spray Mixing Model for Diesel Combustion, SAE Paper No. 760128, (1976) 502-512.
61. Liu, A. B., Mather, D., Reitz, R. D., Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays, SAE Paper No. 930072, (1993) 83-95.
62. Kuo, T. W., Bracco, F. V., Computations of Drop Sizes in Pulsating Sprays and of Liquid-Core Length in Vaporizing Sprays, SAE Paper No. 820133, (1982) 528-547.
63. Bracco, F.V., Modelling of Sprays, SAE Paper No. 850394, (1985) 144-167.
64. Hiroyasu, H., Kadota T., Arai, M., Fuel Spray Characterization in Diesel Engines, Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Edited By J. N. Mattavi ve C. A. Amann, Plenum Press, New-York, 1980, 369-404.
65. Palavan, S., Gemi Dizel Motorları, İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi, Sayı. 228, 1950.
66. Hiroyasu, H. ve Kadota, T., Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber, SAE Paper No. 740715, (1974) 2615-2624.
67. Hiroyasu, H., Arai, M., Tabata, M., Empirical Equations for the Sauter Mean Diameter of a Diesel Spray, SAE Paper No. 890464, (1989) 868-877.
68. Wu, K. J., Reitz, R. D., Bracco, F. V., Measurements of Drop Size at the Spray Edge near the Nozzle in Atomizing Liquid Jets, Phys. Fluids, 29, 4 (1986) 941-951.
69. Naber, J. D., Siebera, D. L., Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays, SAE Paper No. 960034, (1996) 82-111.
70. Dent, J. C., A Basis for Comparison of Various Experimental Methods for Studying Spray Penetration, SAE Paper No. 710571, (1971) 1881-1884.

71. Wakuri, Y., Fujii, M., Amitani, T., Tsuneya, R., Studies on the Penetration of Fuel Spray in a Diesel Engine, Bulletin of JSME, 3, 9 (1960) 123-130.
72. Hiroyasu, H., Nishida, K., Fuel Spray Trajectory and Dispersion in a DI Diesel Combustion Chamber, SAE Paper No. 890462, (1989) 843-860.
73. Xu, M., Nishida, K., Hiroyasu, H., A Practical Calculation Method for Injection Pressure and Spray Penetration in Diesel Engine, SAE Paper No. 920624, (1992) 1169-1195.
74. Yoshikawa, S., Nishida, K., Arai, M., Visualization of Fuel-Air Mixing Processes in a Small DI Diesel Engines Using the Liquid Injection Technique, SAE Paper No. 880296, (1988) 6453-6462.
75. Sinnamon, F. F., Lancaster, D. R., Steiner, J. C., An Experimental and Analytical Study of Engine Fuel Spray Trajectories, SAE Paper No. 800135 (1980) 765-785.
76. Wong, C. L., Steere, D. E., The Effect Diesel Fuel Properties Operating Conditions on Ignition Delay, SAE Paper No. 821231, (1982) 3873-3892.
77. Kadata, T., Hiroyasu, H., Oya, H., Spontaneous Ignition Delay of a Fuel Droplet in High Pressure and High Temperature Gaseous Environment, Bulletin of JSME, 19, 130 (1976) 437-445.
78. Balles, E. N., Heywood, J. B., Fuel-Air Mixing And Diesel Combustion in a Rapid Compression Machine, SAE Paper No. 88020, (1988) 3091-3105.
79. Rife, J., Heywood, J. B., Photographic and Performance Studies of Diesel Combustion with a Rapid Compression Machine, SAE Paper No. 740948, (1974) 1-17.
80. Kamimoto, T., Kobayashi, H., Combustion Processes in Diesel Engines, Prog. Energy. Combust. Sci., 17 (1991) 163-189.
81. Yıldırım, F., Diesel Motoru Çevrimlerinin Bilgisayarla Hesabı, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1994.
82. Safrangönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H., E., Soruşbay, C., İçten Yanmalı Motorlar, İTÜ Makina Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı, Birsen Yayınevi, 1995.
83. Olikara, C., Borman, G. L., A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines, SAE Paper No. 750468, (1975) 1-21.
84. Annand, W. J. D., Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines, Proc. Instn. Mech. Engrs., 177 (1963) 973-990.

85. Woschni, G., A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engines, SAE Paper No.670931, (1967) 3065-3083.
86. Borman, G., Nishiwaki, K., Internal Combustion Engine Heat Transfer, Prog. Energy Combust. Sci., 13 (1986) 1-46.
87. Assanis, D. N., Heywood, J. B., Development and Use of a Computer Simulation of the Turbocompounded Diesel System for Engine Performance and Component Heat Transfer Studies, SAE Paper No. 860329, (1986) 2451-2476.
88. Çakır, H., Nitric Oxide Formation in Diesel Engines, ImechE, 188 (1974) 477-483
89. Shahed, S. M., Chiu, W. S., Yumlu, W. S., A Preliminary Model for the Formation of Nitric Oxide in Direct Injection Diesel Engines and Its Application Parametric Studies, SAE Paper No. 730083, (1973) 338-351.
90. Hart, R., Nasrallya, M., Williams, A., The Formation of Oxides of Nitrogen in the Combustion on Droplets and Sprays of Same Liquid Fuels, Combustion Science and Technology, 11 (1975) 57-65.
91. Yu, R. C., Shahed, M., Effect of Injection Timing and Exhaust Gas Recalculation on Emissions from a DI Diesel Engines, SAE Paper No. 811234 (1981) 1-12.
92. X., Gao, J. Chen, Z., Ye, D., Foster, G. Borman, Ignition Delay and Heat Release Analysis of an Ethanol Fumigated Diesel Engines, ASME Paper, 83, DGP-1 (1983) 321-329.
93. Islam, R., Subrahmanyam, J. P., Babu, M. K. G., Computer Simulation Studies of An Alcohol Fueled Low Heat Reception Direct Injection Diesel Engines, Alternative Fuels, 1298 (1997) 73-84.
94. Lapuerta, M., Armas, O., Hernandez, J. J., Diagnosis of DI Diesel Combustion from in-Cylinder Pressure Signal by Estimation of Mean Thermodynamic Properties of the Gas, Applied Thermal Engineering, 19 (1999) 513-529.
95. Spiegel, M., R., Mathematical Handbook of Formulas and Tables, Schaum's Outline Series McGraw Hill Book Company, New York, 1985.
96. Steven, C. C., Canale, R. P., Numerical Methods for Engineers, McGraw Hill Book Company, New York, 1968.
97. Akpınar, S., Sayısal Çözümleme, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Fakülte Ders Notları No:39, Trabzon, 1994.
98. Şahin, Z., Benzin Motoru Çevrimlerinin Bilgisayar Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1996.

99. Mansouri, S. H., Heywood, J. B., Correlation for the Viscosity and Prandtl Number of Hydrocarbon-Air Combustion Products, Combustion Science and Technology, 23 (1980) 251-256.
100. Durgun, O., Motorlar II Ders Notları, KTÜ Makine Mühendisliği Bölümü, Trabzon, 1993.



ÖZGEÇMİŞ

Zehra ŞAHİN, 15.07.1970 yılında Trabzon'un Sürmene ilçesinde doğdu. İlk ve orta okulu aynı ilçede tamamladıktan sonra Sürmene Lisesinden birincilikle mezun oldu. Akabinde 1989 yılında kontenjanla girdiği Makine Mühendisliği Bölümü'nden 1993 yılında makine mühendisi ünvanı ile mezun oldu. Aynı yıl yüksek lisans eğitimine başladı. 04.09.1996 yılında yüksek lisans eğitimini tamamladı. Ardından 15.10.1996 yılında doktora eğitimine başladı. Doktora çalışmaları sırasında TÜBİTAK tarafından 4 yıl süreli Yurt İçi Doktora Bursunu kazandı. 1994 Ağustos ayında KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsünde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı ve 2001 Kasım ayına kadar bu görevine devam etti.

TC YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
AKADEMİK PERSONEL VE
MÜDÜRLÜĞÜ
MÜHÜR