

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA PROSES VE
EMİSYON MODELLEMESİ**

Gemi İnşaatı Yük. Müh. Aykut SAFA

**FBE Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalı Gemi İnşaatı Mühendisliği Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi: 08 Kasım 2006
Tez Danışmanı: Doç. Dr. Tamer YILMAZ (YTÜ)
Jüri Üyeleri: Prof. Dr. Bahri ŞAHİN (YTÜ)
Doç. Dr. Nurten VARDAR (YTÜ)
Doç. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL (İTÜ)
Doç. Dr. Ahmet ERDİL (Kocaeli Ü)

İSTANBUL, 2006

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	v
İNDİSLER	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Yanma Modelleri	15
1.1.1 Tek Bölge Model	17
1.1.2 İki Bölge Model	20
1.1.3 Üç Bölge Model	22
2. MATEMATİK MODEL	25
2.1 Kapalı Çevrim ya da İş Prosesi	25
2.1.1 İki Bölge Yakıt Püskürtmeli Model	25
2.1.1.1 Matematik Hesap Modeli	28
2.1.2 Üç Bölge Karışım Emmeli Model	30
2.1.2.1 Matematik Hesap Modeli	32
2.2 Dolgu Değişimi	34
2.2.1 Matematik Hesap Modeli	38
2.3 Valflerdeki Akış	42
2.4 Isı Kaybı	48
2.4.1 Hohenberg Isı Transfer Korelasyonu	48
2.4.2 Woschni Isı Transfer Korelasyonu	48
2.5 Tutuşma Gecikmesi	50
2.5.1 Hardenberg ve Hase Bağıntısı	50
2.5.2 Sitkei Bağıntısı	51
2.6 Silindir İçerisindeki Yanma	51
2.6.1 Yanma Gidişi Bağıntıları	52
2.6.1.1 Kosinüs Eğrisi Biçimli	53
2.6.1.2 Vibe Fonksiyonu Biçimli	53
2.6.1.3 İkili Vibe Fonksiyonu Biçimli	54
2.7 Emisyon Oluşumu	57
2.7.1 Azot Oksit Emisyonu	57
2.7.1.1 NO _x Tepkime Kinetiği	58
2.7.1.1.1 10 Yanma Ürünü	59
2.7.1.1.2 20 Yanma Ürünü	60
2.7.2 Hidrokarbon (HC) Emisyonu	61

2.7.2.1	Tek basamaklı global tepkime	61
2.7.3	Karbon Monoksit Emisyonu	62
2.7.3.1	Tek Basamaklı Model	62
2.7.3.2	İki Basamaklı Model	63
2.7.4	Molar Konsantrasyondan ppm Birimine Dönüşüm	63
2.7.4.1	1. Yöntem	63
2.7.4.2	2. Yöntem	64
2.8	Motor Karakteristiklerinin Emisyon Oluşumuna Etkisi	65
3.	BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU	68
3.1	Yanma Ürünlerinin Hesaplanması	68
3.1.1	Program FARG (<1000K)	68
3.1.2	Program ECP (>1000K)	69
3.2	Motor Simülasyonları	71
4.	HESAPLAMA BULGULARININ İRDELENMESİ	72
4.1	Tek Bölgeci Yakıt Püskürtmeli Yanma Modeli	72
4.1.1	Simülasyon Programından Elde Edilen Sonuçlar	72
4.2	İki Bölgeci Yakıt Püskürtmeli Yanma Modeli	76
4.2.1	Simülasyon Programından Elde Edilen Sonuçlar	76
4.2.2	NO _x Emisyonları	80
4.3	İki Bölgeci Karışım Emmeli Yanma Modeli	82
4.3.1	Simülasyon Programından Elde Edilen Sonuçlar	82
4.4	Üç Bölgeci Karışım Emmeli Yanma Modeli	84
4.4.1	Simülasyon Programından Elde Edilen Sonuçlar	85
4.5	NO _x ve HC Emisyonları	87
5.	MOTOR PARAMETRELERİNİN PERFORMANS VE EMİSYON OLUŞUMUNA ETKİSİNİN İNCELENMESİ	89
6.	SONUÇLAR	96
	KAYNAKLAR	100
	İNTERNET KAYNAKLARI	104
	EK 1 İki ve bölgeci kapalı çevrim için genel bilgisayar programı tanıtımı	105
	EK 2 İki ve üç bölgeci kapalı çevrim programı akış diyagramı	105
	EK 2 İki ve üç bölgeci kapalı çevrim programı akış diyagramı	106
	EK 3 İki bölgeci, karışım emmeli, dolgu değişimi çevrimli program akış şeması	106
	EK 3 İki bölgeci, karışım emmeli, dolgu değişimi çevrimli program akış şeması	107
	EK 4 JANAF tablosu verileri	110
	EK 5 Yanma ürünleri için İç enerji-Entropi diyagramı ($\phi=1,0$)	114
	EK 6 Yanma ürünleri için İç enerji-Entropi diyagramı ($\phi=1,2$)	115
	ÖZGEÇMİŞ	116

SİMGE LİSTESİ

$\bar{R}$	Üniversal gaz sabiti	[J / mol / K]
$\bar{v}_p$	Ortalama piston hızı	[m / s]
ϕ	Yakıt/hava eşdeğerlik oranı	[-]
θ	Krank açısı	[derece]
ω	Krank açısal hızı	[rad / s]
ε	Yarı krank yarıçapı biyel uzunluğu oranı, $\left(= \frac{r}{2 l} \right)$	[-]
A	Silindirin iç yüzey (cidar) alanı	[m ²]
a_{dv}	İkili Vibe parametresi	[-]
a_v	Vibe parametresi	[-]
B	Silindir çapı	[cm]
C	Kaçak gaz oranı	[1 / s]
CN	Setan sayısı	[-]
E_A	Aktivasyon enerjisi	[J / mol]
f	Artık gaz oranı (bir önceki çevrimden kaldığı varsayılan)	[-]
FA	Kütlesel yakıt hava oranı	[-]
FA _s	Teorik tam yanma koşulundaki (sitokiyometrik) kütlesel yakıt hava oranı	[-]
H	Entalpi	[kJ]
h	Özgül entalpi	[kJ / kg]
h_{tr}	Isı transfer katsayısı	[kJ / m ² / s]
H_u	Yakıtın alt ısı değeri	[kJ / kg]
k	Tepkime hız sabiti	[cm ³ / mol / s]
l	Biyel kolu uzunluğu	[m]
m	Kütle	[kg]
m_v	Vibe form parametresi	[-]
MW	Mol ağırlığı	[g / mol]
n	Mol sayısı	[mol]
P	Basınç	[bar]
Q	Isı	[kJ]
R	Gaz sabiti	[J / kg / K]
r	Krank yarıçapı	[m]
s	Özgül entropi	[kJ / kg / K]
S	Piston stroğu	[cm]
T	Sıcaklık	[K]
t	Zaman	[saniye]
U	İç Enerji	[kJ]
u	Özgül iç enerji	[kJ / kg]
V	Hacim	[m ³]
v	Özgül hacim	[m ³ / kg]
W	İş	[kJ]
w	Ortalama gaz hızı	[m/s]
x	Kütlesel yanmış gaz oranı	[-]
x_i	i bileşeninin kütle oranı	[-]
y_i	i bileşeninin mol oranı	[-]

Not:

Birimlerin belirtilmediği durumlarda, tablolarda verilen birimler geçerlidir.

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt ölü nokta	[derece]
CFD	Sayısal akışkanlar dinamiği	
CHEMKIN	Tepkime kinetiği programı	
CI	Sıkıştırma ateşlemeli	
CO	Karbon monoksit	
dak	Dakika	[dakika]
dev	Motor devir sayısı	[devir]
DI	Doğrudan püskürtmeli	
°KA	Derece krank açısı	[derece]
EDC	Eddy akımı disipasyonu yaklaşımı	
EGR	Egzoz gazı geri dolaşımı	
EVC	Egzoz valfi kapanma zamanı	[derece]
EVO	Egzoz valfi açılma zamanı	[derece]
HC	Hidrokarbonlar	
IVC	Emme valfi kapanma zamanı	[derece]
IVO	Emme valfi açılma zamanı	[derece]
JANAF	JANAF termokimya tablosu	
KIVA	3 Boyutlu CFD programı	
MCR	Maksimum sürekli güç koşulu	
NO	Azot monoksit	
NOx	Azot oksitler	
rpm	Dakikadaki motor devir sayısı	[dev / dak]
s	Saniye	[saniye]
SI	Kıvılcım ateşlemeli	
ÜÖN	Üst ölü nokta	[derece]
vb.	Ve benzerleri	
vd.	Ve diğerleri	

Not: Birimlerin belirtilmediği durumlarda, tablolarda verilen birimler geçerlidir.

İNDİSLER

A	Aktivasyon
b	Yanmış gaz bölgesi
bb	Dolgu kaçağı
bw	Geri yön
c	Silindir ölü hacmi
cr	Boşluk hacmi
dif	Difüzyonlu yanma
dv	İkili Vibe bağıntısı
f	Yakıt
fw	İleri yön
hava	Hava için
in	Giren
inl	Emme manifoldundan geçen
I	Kayıp ısı
LHV	Alt ısı değeri
out	Egzoz manifoldundan geçen
pre	Önkarışımli yanma
u	Yanmamış gaz bölgesi
v	Vibe bağıntısı
w	Silindir cidarı

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Benzin motoru (sabit hacimde yanma) ile dizel motoru (sıkıştırma ateşlemeli) çevrimlerinin basınç hacim diyagramında karşılaştırılması (Blarigan, 2000)	5
Şekil 1.2 Farklı işletme koşullarında yanma gidişi hızı (Barba, 2001, sf. 60)	13
Şekil 1.3 Tek bölgeli yanma modeli	18
Şekil 1.4 İki bölgeli yanma modeli	20
Şekil 1.5 Üç bölgeli yanma modeli	22
Şekil 2.1 Enerji akışı (İki bölgeli yanma modeli)	26
Şekil 2.2 Enerji akışı (Üç bölgeli yanma modeli)	31
Şekil 2.3 Valf geometrisi	43
Şekil 2.4 Valf zamanlaması diyagramı	44
Şekil 2.5 Krank açısına göre valf kesit alanları (Kesgin, 1996)	46
Şekil 2.6 Krank açısına göre valf strokları	47
Şekil 2.7 Valf stroklarına göre boşaltma katsayıları (Kesgin, 1996)	47
Şekil 2.8 Krank açısına göre deneyden alınan manifold basınçları (Kesgin, 1996)	48
Şekil 2.9 Alev cephesi gösterimi (Kech vd., 1998)	51
Şekil 2.10 Yanma aşamaları [1]	52
Şekil 2.11 Vibe üs sabiti ile krank açısına bağlı yanma gidişi hızının değişimi	54
Şekil 2.12 Önkarişımli aşama form parametresi (m_{pre}) ile krank açısına bağlı yanma gidişinin değişimi	55
Şekil 2.13 Difüzyonlu aşama form parametresi ile (m_{dif}) krank açısına bağlı yanma gidişinin değişimi	56
Şekil 2.14 Önkarişımli aşamada verilen ısınin oranı (Q_p / Q_T) ile krank açısına bağlı yanma gidişinin değişimi	56
Şekil 4.1 Tek bölgeli yakıt püskürtmeli model için basınç hacim diyagramı	73
Şekil 4.2 Silindir cidarına geçen ısı ve hızının krank açısına göre değişimi	74
Şekil 4.3 Yanma gidişi ve hızının krank açısına bağlı değişimi	74
Şekil 4.4 Silindir içi basınç ve sıcaklığın krank açısına göre değişimi	75
Şekil 4.5 Hava fazlalık katsayısının krank açısına bağlı değişimi	76
Şekil 4.6 Basınç hacim diyagramı	78
Şekil 4.7 Silindir cidarına geçen kayıp ısınin krank açısına bağlı değişimi	78
Şekil 4.8 Yanma gidişinin krank açısına göre değişimi	79
Şekil 4.9 Silindir basıncının krank açısına bağlı değişimi	79
Şekil 4.10 Bölge sıcaklıklarının krank açısına bağlı değişimi	80
Şekil 4.11 Bölge hava fazlalık katsayılarının krank açısına bağlı değişimi	80
Şekil 4.12 Konsantrasyon değişim hızı kontrollü bulunan NO konsantrasyonunun krank açısına bağlı değişimi	81
Şekil 4.13 Konsantrasyon değişim hızı kontrolü ile bulunan NO konsantrasyonunun zamana bağlı değişimi	81
Şekil 4.14 Konsantrasyon değişim hızı kontrolü ile bulunan NO konsantrasyonu değişiminin zamana bağlı değişimi	82
Şekil 4.15 Krank açısına göre silindir içi ve manifold basınçları	83
Şekil 4.16 Silindir içerisindeki sıcaklıkların krank açısına bağlı değişim	83
Şekil 4.17 Krank açısına göre valf debileri	84
Şekil 4.18 Krank açılarına göre valflerden geçen ve silindir içerisindeki kütleler	84
Şekil 4.19 Hesaplanan silindir basıncı değerlerinin deney verileri ile karşılaştırılması	85
Şekil 4.20 Modellenen bölge sıcaklıklarının krank açısına bağlı değişimi	86
Şekil 4.21 Gaz bölgelerindeki kütlelerin değişimi	86

Şekil 4.22 Yanmış ve yanmamış bölgelerin hacimlerindeki değişim	87
Şekil 4.23 Hesaplanan NO _x emisyonlarının deney verileri ile karşılaştırılması.....	88
Şekil 4.24 Hesaplanan HC emisyonlarının deney verileri ile karşılaştırılması	88
Şekil 5.1 Yanma başlangıcı ve hava fazlalık katsayısının motor verimine etkisi	90
Şekil 5.2 Yanma başlangıcının NO _x emisyonları ve motor verimine etkisi.....	90
Şekil 5.3 Yanma başlangıcının HC emisyonları ve motor verimine etkisi	91
Şekil 5.4 Dolgu basıncının NO _x emisyonları oluşumuna etkisi	91
Şekil 5.5 Dolgu basıncının HC emisyonları oluşumuna etkisi.....	92
Şekil 5.6 Dolgu sıcaklığının NO _x emisyonları oluşumuna etkisi	92
Şekil 5.7 Dolgu sıcaklığının HC emisyonlarına etkisi	93
Şekil 5.8 Hava fazlalık katsayısının NO _x emisyonlarına etkisi	93
Şekil 5.9 Hava fazlalık katsayısının HC emisyonlarına etkisi.....	94
Şekil 5.10 Boşluk hacminin motor verimine etkisi	94
Şekil 5.11 Boşluk hacminin NO _x emisyonlarına etkisi	95
Şekil 5.12 Boşluk hacminin HC emisyonlarına etkisi.....	95

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1 Motor proses modellerinin karşılaştırılması (Nocke, 2003).....	17
Çizelge 2.1 Silindir geometrisi ile valf boyutlarının ilişkisi (Heywood, 1988)	44
Çizelge 2.2 Woschni ısı transfer bağıntısı sabitleri	49
Çizelge 2.3 Yanma gidişi bağıntısının matematik ifadesi	53
Çizelge 2.4 NO _x oluşumu tepkimeleri (3 basamaklı).....	59
Çizelge 2.5 NO _x oluşumu tepkimeleri (6 basamaklı)	60
Çizelge 3.1 Elementer yanma tepkimeleri.....	70
Çizelge 4.1 Motor özellikleri.....	72
Çizelge 4.2 Program girdileri	77
Çizelge 4.3 Araştırma gaz motorunun özellikleri.....	85
Çizelge 5.1 Motor parametrelerinin motor verimi ve emisyonlar üzerindeki etkileri.....	89

ÖNSÖZ

Akademik anlamda bilgi birikimimi sağlamlaştırmama olanak tanıyan ve yardımları ile beni destekleyenlere tezin başlangıç bölümünde teşekkürlerimi sunarım. Özellikle, bu alanda çalışmaya yönlendiren Doç. Dr. Uğur KESGİN, çalışmalarımı sürdürebilmem için olanak tanıyan danışmanım Doç. Dr. Tamer YILMAZ ve Prof. Dr. Nihat TEKİN, Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölüm Başkanı Prof. Dr. Bahri ŞAHİN ve Doç. Dr. Nurten VARDAR'a ayrıca teşekkürlerimi sunarım.

İSTANBUL, 2006

ÖZET

Bu çalışmada, pratik ve gerçeğe yakın sonuç sağlayan yöntemler kullanılarak, içten yanmalı pistonlu motorlarda termodinamik çevrim simülasyonu amaçlanmıştır. Simülasyonda, motor prosesleri alt proseslere ayrılarak bilgisayar programı yardımıyla hesaplanmıştır. Simülasyon, dizel (sıkıştırma ateşlemeli) ve benzin (kivılcım ateşlemeli) motorları için performans ve emisyonlar açısından değerlendirilmiştir. Termodinamik simülasyonda, termodinamiğin I. kanunu, kütleinin korunumu ve ideal gaz denklemleri kullanılmıştır. Yanma gidişi, ısı transferi, tutuşma gecikmesi ve emisyon oluşumu alt prosesler olarak modellenmiştir. Yanma odası birden fazla bölgeye ayrılarak, silindir içerisindeki ortalama değerler yerine gerçeğe daha yakın değerler kullanılmaya çalışılmıştır. Böylelikle, özellikle emisyon hesaplarında daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Ayrıca, motor parametrelerinin (silindir çapı, stroğu, yanma başlangıcı, yanma süresi, vb.) motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Sıfır boyutlu simülasyonun yapıldığı çalışmada, iki bölgeli ve üç bölgeli yanma modelleri kullanılarak yanma odası içerisindeki durum değişkenleri hesaplanmıştır. Üç bölgeli modelde, silindir içerisindeki yanmış ve yanmamış gaz bölgesinin yanı sıra boşluk hacmi bölgesi üçüncü bölge olarak alınmıştır. Dizel motorunda iki bölgeli model, benzin motorunda üç bölgeli model kullanılmıştır.

Sıkıştırma başlangıcındaki yüksek dolgu sıcaklıkları yüksek emisyonlara neden olmaktadır. Yanma başlangıcı ve süresi NO_x ve HC emisyonlarının oluşumunu önemli ölçüde etkilemektedir. Yanma başlangıcının ÜÖN'ya yaklaşması ya da yanma süresinin uzaması emisyonlarda azalmaya neden olmaktadır. Boşluk hacmi simülasyona katılarak, özellikle HC emisyonlarının boşluk hacmindeki azalma ile önemli miktarda azaltılabileceği gösterilmiştir.

Anahtar kelimeler: İçten Yanmalı Motorlar, Motor Proses Simülasyonu, Yanma Modelleri, Emisyonlar.

ABSTRACT

In the present study, thermodynamic cycle simulation of reciprocating internal combustion engines using simple and efficient methods is aimed. In the simulation, engine processes are divided into sub processes and evaluated with the computer simulation code. Simulation for both CI (Compression Ignition) and SI (spark ignition) engines are evaluated for performance and emissions. Thermodynamic simulation is performed using energy balance, mass balance and ideal gas equations. Heat release rate, heat transfer, ignition delay, and emission formations are modeled as sub processes. Combustion chamber is divided into multi zones, and closer to real in-cylinder values are used rather than mean ones to obtain better emission predictions. And effects of engine parameters, i.e. bore, stroke, combustion start and combustion duration, on engine performance and emissions are investigated.

In the zero dimensional simulation, using two and three zone combustion models, state variables in the combustion chamber are evaluated. In the three zone model, in addition to burned and unburned zones, crevice volume is taken as the third zone. The two zone model is applied to a CI engine and the three zone model is applied to a SI engine.

Higher charge temperatures at combustion start causes higher emission levels. Combustion start and duration affects formation of NO_x and HC emissions, considerably. Closer the combustion start to TDC or longer the combustion duration, causes reduction in emissions. With including crevice volume into the simulation and it is presented that, due to decrease in crevice volume, particularly, significant reduction in HC emissions can be achieved.

Keywords: Internal Combustion Engine, Engine Process Simulation, Combustion Models, Emissions.

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlardan yüksek verim ve çevreye olan zararlarının azaltılmasına yönelik isteklerin arttığı günümüzde, kapsamlı araştırmalar hız kazanmıştır. Bunu gerçekleştirmek için motorun çalışması sırasında gerçekleşen olayların kontrolünün önemi artmıştır. Tez kapsamında yapılan çalışmalarda içten yanmalı (benzin ve dizel motorları) motorların termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Motor alt prosesleri, simülasyon modeline pratiklik kazandırmak için ampirik ifadeler yardımıyla modele katılmıştır. Silindir içerisinde gerçekleşen yanma karakterinin motor performansı ve emisyonlar üzerinde önemli etkisi bulunmaktadır. Yanmanın motor prosesleri üzerindeki etkisinin pratik, ancak gerçeğe yakın biçimde modellenmesi hesaplamaların doğruluğunu arttırmaktadır. Tez kapsamında, tek, iki ve üç bölgeli yanma modelleri kullanılarak, sıfır boyutlu proses yaklaşımı, geliştirilen bilgisayar programı ile simüle edilmiştir. Emisyon hesaplamaları simülasyona katılarak, farklı motorlar (benzin ve dizel motorları) için emisyon oluşumunun etkisi incelenmiştir.

Teze genel bakış aşağıda verilmiştir:

- | | |
|---------|--|
| Bölüm 1 | • İçten yanmalı motorların termodinamik simülasyonuna ilişkin önceki çalışmaların taraması. |
| Bölüm 2 | • Simülasyonlarda kullanılan yanma modelleri ve çalışmada kullanılan yanma modellerinin matematik bağıntıları. |
| Bölüm 3 | • Çalışmada geliştirilen bilgisayar simülasyonu. |
| Bölüm 4 | • Elde edilen sonuçların karşılaştırılması. |
| Bölüm 5 | • Motor parametrelerinin performans ve emisyon oluşumuna etkileri |
| Bölüm 6 | • Sonuçların incelenmesi, tartışılması ve öneriler |

İçten yanmalı motorlar, geride bıraktığımız yüzyıl içerisinde kapsamlı araştırma ve geliştirme çalışmaları sonucunda yakıt ekonomisi ve egzoz emisyonu karakteristikleri açısından hızla gelişme göstermiştir. Günümüz hızlı üretim aşamaları düşünüldüğünde, yalnız deneylerle yeni motorların üretilmesi pahalı ve uzun süreçler gerektirmektedir. Ayrıca, küresel ısınma ve çevresel yaklaşım katı kuralların getirilmesine neden olmaktadır. Bu yöndeki gelişmeler ise, yanma ve kirletici oluşumunun ayrıntılı anlaşılmasını gerektirmektedir.

Alışlagelmiş motor çalışma esaslarında yapılan iyileştirmeler ile yeni kavramlar ortaya

çıkılmaktadır. İçten yanmalı motorlar, benzin motorları, dizel motorları ve gaz türbinlerini kapsamaktadır.

Benzin (kivılcım ateşlemeli motor) motorunda, silindir içerisine alınan dolgu, hava ve yakıtın karışımından oluşmaktadır. Yanma işlemi, önkarişimli yanmanın oluşturduğu alev cephesinin ilerlemesi ile gelişmektedir. Güvenilir ateşleme ve yanma için yakıt hava karışımı teorik tam yanma koşuluna yakın olmalıdır.

Dizel motorunda ise, silindir içerisine hava alınmakta ve sıkıştırmış havanın üzerine yakıt püskürtülmektedir. Dizel motorundaki yanmanın başlangıç aşamasında önkarişimli yanma gözlenmektedir. Yakıtın püskürtülmesi sürmekte iken yanma gelişmekte ve difüzyonlu biçimde sürmektedir. Bu motorlarda, karışım yalnızca alev cephesinde teorik tam yanma koşuluna yakındır (Stone, 1999, sayfa 50). Pistonlu içten yanmalı motorların performansı, motor özellikleri sabit tutulduğunda esas olarak yanma prosesine bağımlı olmaktadır (Ono vd., 2002).

Gaz türbininde ise, yanma odasına basınçlı havadan oluşan dolgu alınarak içerisine yakıt püskürtülmektedir. Yanma, hava fazlalık katsayısı yüksek ortamda olmaktadır. Yanma işleminin esas olarak, difüzyonlu yanma biçiminde gerçekleştiği varsayılmaktadır (Turns, 2000).

Farklı motorların üstün özelliklerine sahip yeni motorlara ilişkin geliştirme çalışmaları sürmektedir. Literatürde motordaki yanma işlemine ve dolgu türüne yönelik farklı kavramlar bulunmaktadır: PCCI (Premixed Charge Compression Ignition: Önkarişimli Dolgulu Sıkıştırma Ateşlemeli) (Aceves vd., 2003), HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition: Homojen Dolgulu Sıkıştırma Ateşlemeli), SCCI (Stratified Charge Compression Ignition: Kademeli Dolgulu Sıkıştırma Ateşlemeli) (Flowers vd., 2003), DISI (Direct Injection Spark Ignition: Doğrudan Püskürtmeli Kıvılcım Ateşlemeli) (Koch vd., 2002), DISC (Direct Injection Stratified Charge: Doğrudan Püskürtmeli Kademeli Dolgulu), HCSI (Homogeneous Charge Spark Ignition: Homojen Dolgulu Kıvılcım Ateşlemeli) [2], vb.

Yanma odasındaki enerji korunumunun doğru ifade edilmesi, bir noktada silindir dolgusu iç enerjisinin ne oranda doğru ifade edildiğine bağlıdır. Modellemede kullanılan en önemli termodinamik özellik özgül ısılar oranıdır. Özgül ısılar oranı, modellerde farklı yaklaşımlarla yer almıştır (Gatowski vd., 1984; Chun ve Heywood, 1987; Guezennec ve Hamama, 1999). Gatowski vd., (1984) tarafından önerilen özgül ısılar oranı doğrusal bağıntı ile verilmiştir. Chun ve Heywood tarafından 1987’de ise, kapalı çevrim üç aşamaya (sıkıştırma, yanma ve

genişleme işlemleri) ayrılmıştır. Özgül ısılar oranı, parçalı biçimde, her bir aşama için farklı doğrusal bağıntı ile verilmiştir.

Chan ve Zhu (2001) tarafından benzin (kivılcım ateşlemeli: SI motorlar) motorunda, oluşan yanma, emisyonlar ve karbüratörlü benzin motorundaki uzun ateşleme avansının etkisi incelenmiştir. Kullanılan sıfır boyutlu termodinamik simülasyonda, yanma iki bölgeli modellenmiş ve yanma gidişi için Vibe bağıntısı kullanılmıştır. Egzoz valfinin açıldığı andan AÖN'ya kadar olan egzoz valfindeki akış sırasında silindir basıncı ampirik ifade ile düzeltilerek, Vibe bağıntısına müdahale edilmiştir. Silindir basıncı ve sıcaklığı, egzoz valfi açıldığı anda silindir içerisinde bulunan dolgu kütlesinin belirlenmesinde kullanılmıştır. Simülasyon ve deney sonuçları birbiriyle uyumlu çıkmıştır.

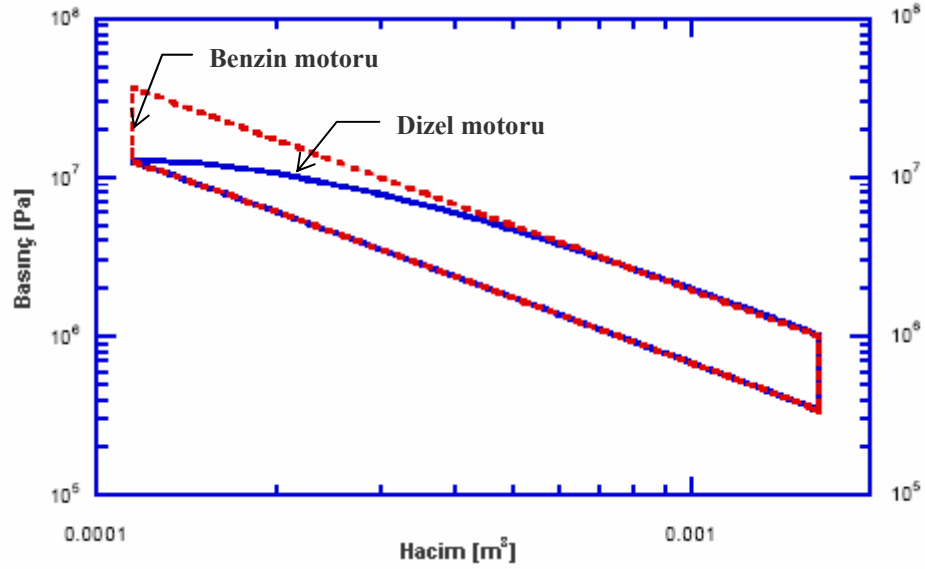
Catania (2001) tarafından zamana bağlı ölçülen, silindir basıncına dayalı yanma gidişi analizi ele alınmıştır. Söz konusu yöntem, benzin motorlarında gerçek yanma hızını belirlemek için en sık kullanılan yanma diyagnostiğidir. Catania, önceki çalışmalarda kullanılan termodinamik modelleri incelemiş ve genellikle, çalışmalarda ortalama yüzey ısı akısının (sanki sürekli konveksiyon ısı transferi, anlık akış özellikleri, motor geometrisi ve işletmesine bağlı elde edilen ısı transfer katsayısı yardımı ile bulunan) kullanıldığını belirtmiştir. Bu çalışmada getirilen yenilik ise, sürekli olmayan konveksiyon ısı transfer modeli ile alev cephesi geometrisi özelliklerine bağlı olarak geliştirilen modele dayalı yanmamış ve yanmış bölge ısı transfer alanlarının belirlenmesidir. Toplam ısı transferi ifadesinde, yanmış ve yanmamış bölge ısı transfer katsayıları için bölge hacimleri ağırlık çarpanı olarak kullanılmıştır. Modelde, silindir içerisi iki bölgeye ayrılmıştır. Yanmış gaz bölgesi bileşimi, tepkimeye girenler ve ürünlerin termodinamik özellikleri JANAF tabloları (Ek 4) kullanılarak bulunan denge bileşimleri ile hesaplanmıştır. Termodinamik diyagnostik yöntemlerinden ödün vermeden, anlık ortalama yüzey ısı akısının belirlenmesinde gaz karışımı ile silindir cidarı arasındaki sıcaklık farkı süreksizliğinin etkisini dikkate alan konveksiyon ısı transferi kanunu kullanılmıştır. Yanmış ve yanmamış bölge ile cidar arasındaki ısı transfer alanları, üç boyutlu küresel alev cephesi yaklaşımı ile belirlenmiştir. Alevin ilerlemesi sona erdiğinde, toplam kütle oranı ya da açığa çıkan yakıt enerjisi kullanılarak kalibrasyon yapılmıştır.

Silindir basıncının krank açısına bağlı olarak değişimi, manifold basıncı, sıcaklığı ve ateşleme zamanı kullanılarak hesaplanmıştır (Eriksson ve Andersson, 2002). Ayrıca, ideal koşullara yaklaşmak amacıyla teorik tam yanma koşuluna yakın çalışma sağlanmıştır. Modelin doğruluğunun incelendiği çalışmada, yanma gidişi hızının silindir basıncı üzerinde önemli etkisi olduğu belirtilmiştir.

Bayraktar ve Durgun (2003) tarafından sanki boyutlu, iki bölgeli termodinamik model geliştirilmiştir. Yanma modelinde, türbülanslı alev ilerleme hızı dikkate alınmıştır. Farklı geometrideki motor ve çalışma koşullarına ve yakıt özelliklerine bağlı az sayıdaki parametrenin değiştirilmesi ile elde edilen sonuçlar literatürdeki örneklerle karşılaştırmalı verilmiştir. Karşılaştırma, yanmış bölge kütlesi oranı, yanma süresi, silindir basıncı ve performans parametreleri (efektif güç, özgül yakıt tüketimi ve efektif verim) bakımından verilmiştir.

Doğrudan püskürtmeli benzin motorunda, Koch vd. (2002) tarafından motor prosesleri incelenerek yanma gidişi için ampirik bağıntıları kullanan model sunulmuştur. Yakıtın buharlaşması, hazırlanması, önkarişimli ve karışım kontrollü yanma aşamaları ele alınmıştır. İki bölgeli termodinamik modelin kullanıldığı simülasyonda, yanma gidişini etkileyen kademeli püskürtme ve tutuşma, yük, devir sayısı, girdap oranı, vb. etkiler dikkate alınmıştır. Yanma öncesinde gerçekleşen gaz fazındaki akış KIVA III programı kullanılarak hesaplanmıştır. Farklı 30 çalışma koşulu için motor devir sayısı, yükü, egzoz gazı geri dolaşımı (EGR), ateşleme zamanı ve girdap oranı değişen sayısal hesaplama sonuçları verilmiştir. Doğrudan püskürtmeli benzin motorunda, yanma başlangıcındaki alev cephesinde bir miktar daha zengin karışım oluşmasının yüksek laminer alev hızlarına neden olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, kısılma yapılmaması bunu arttırıcı yönde etkilemektedir. Optik ve sayısal analizlerin önkarişimli ve kontrollü yanmanın aynı eşzamanlı oluşumu gösterdiğine deyinilmiştir.

Termodinamik verim bakımından içten yanmalı motor çevrimleri arasında teorik olarak en üstün olanı Otto çevrimidir (Blarigan, 2000). Yakıt enerjisinin yanma sonucu ısıya dönüşümü sabit hacimde ve sıkıştırmanın en yüksek olduğu konumda gerçekleşmektedir. Yanma, çıkılan en yüksek sıcaklığa kadar sürmekte ve yüksek ısı verimleri elde edilmektedir (aynı sıkıştırma oranı için). Şekil 1.1’de, yanmanın sabit hacimde gerçekleştiği teorik Otto motor çevrimi ile dizel motoru çevrimleri basınç hacim diyagramında gösterilmiştir. Aynı sıkıştırma oranı için dizel motorunun ısı verimi teorik Otto motorunun %64’ü kadar olmaktadır.



Şekil 1.1 Benzin motoru (sabit hacimde yanma) ile dizel motoru (sıkıştırma ateşlemeli) çevrimlerinin basınç hacim diyagramında karşılaştırılması (Blarigan, 2000)

Bununla birlikte, yüksek çevrim verimlerine ulaşmak için teorik tam yanma koşulundaki karışımli dolgu yerine fakir karışımli dolgu kullanılması daha uygundur. Fakir karışımli dolgu kullanımına ve yanmanın ÜÖN civarında gerçekleştirilmesine olanak veren homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli (HCCI) motor, benzin motorunda yanma koşullarının iyileştirilmesi açısından gelecek sunmaktadır. HCCI motorda, yanma hızları artmış ve karışımın homojen olması nedeniyle, ateşleme neredeyse silindirin her noktasında çok hızlı biçimde gerçekleşmektedir. Böylelikle, benzin motorunda, sorun olan uzun yanma süresi kısalmış olmaktadır. Ayrıca, emisyon bakımından daha düşük yanma sıcaklıklarında çalışmasının sonucu olarak NO_x emisyonları düşük çıkmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranları nedeniyle, düşük yakıt/hava eşdeğerlik oranlarında ($\phi < 0,3$) dahi kendiliğinden tutuşma gerçekleşmektedir (Karim ve Watson, 1971; Christensen vd., 1998). Yakıt/hava eşdeğerlik oranı literatürde, yakıt hava oranının teorik tam yanma koşulundaki oranına oranı olarak tanımlanmaktadır (Heywood, 1988).

Gaz yakıtlı benzin motorlarında, gaz halindeki yakıt genellikle önkarişimli yanma ya da kademeli dolgunun yanması biçimindedir (Ono vd., 2002). Önkarişimli dolgunun yanması işleminde, tek noktadan doğrudan püskürtme ve tek noktadan ateşleme uygulanması ya da çok noktadan doğrudan püskürtme uygulanması ile yanma performansı iyileştirilmektedir. Deney sonuçları yardımıyla, açığa çıkan ısı miktarının ateşleme zamanlamasına bağlı olarak geniş aralıkta değişimi ve bununla birlikte istenilen yanmanın gerçekleşme olasılığı gösterilmiştir. Çevrim performansı, çok bölgeli yanma modelinin kullanıldığı sayısal simülasyon programı ile hesaplanmıştır. Çok bölgeli hesap sonuçlarına göre, yanmanın başlangıç aşamasında

oluşan bölgede önemli oranda NO_x oluştuğu belirtilmiştir. Gaz haldeki yakıtın yoğunluğunun düşük olması nedeniyle, püskürtülen yakıt miktarıyla yanma hızının kontrolü zor olmaktadır. Çalışmada, açığa çıkan ısı miktarına bağlı olarak oluşan yanmış bölgenin ayrık bölgeler oluşturduğu ve bölgelerin birbirinden ayrı değiştiği kabul edilmiştir. Alev yanma odasında ilerlemekte, yanmanın sona ermesinin ardından yanma odası içerisinde birçok yanmış bölge katmanı oluşmaktadır. Termodinamik denge sıcaklığı olarak, hesap adımındaki tepkime bölgesinin sıcaklığı alınmıştır. Ele alınan bölgede sıkıştırma ya da genişleme ile sıcaklığın değişimi dikkate alınmıştır. Sıcaklık, yanma basıncının en yüksek değerine ulaşmaya kadar artmaktadır. Bu nedenle, en yüksek sıcaklık ilk aşamadaki yanmış bölgede gerçekleşmektedir. Silindir basıncının değişimi, termodinamiğin birinci kanunu ve sıcaklığa bağlı ısı kapasitesi ile hesaplanmıştır. Yanma gidişi, Vibe ifadesi yardımı ile belirlenmiştir. NO_x emisyonlarının belirlenmesinde geliştirilmiş Zeldovich mekanizması kullanılmıştır. Çok bölgeli yanma modelinin NO_x emisyonlarının belirlenmesinde başarılı olduğu gösterilmiştir. NO_x emisyonlarının düşük çıkması için en yüksek basıncın olabildiğince ÜÖN'ya yakın çıkması gerektiği sonucuna varılmıştır (Ono vd., 2002).

Kesgin (2004) tarafından turboşarjlı, fakir karışımli motorda tasarım ve işletme parametrelerinin motor ısı verimi ve NO_x emisyonu üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışmada, genetik algoritma ve yapay sinir ağları kullanılmıştır. Optimum çalışma koşullarının belirlenmesi sırasında motor ısı verimindeki artışla birlikte NO_x düzeyi de artmıştır. Ancak, içten yanmalı motorlardaki emisyon sınırlaması olan 250 mg/Nm^3 sınırı içerisinde sonuçlar elde edilmiştir. Doğal gaz yakıtlı motor kullanılarak Kesgin ve Safa (2005) tarafından yapılan çalışmada, motor parametrelerinin performans ve emisyonlar (HC ve NO_x) üzerindeki etkileri bilgisayar programı ile hesaplanmıştır. İki bölgeli yanma modelinin esas alındığı çalışmada, piston ve segmanlar arasında oluşan boşluk hacmi üçüncü bölge olarak modele eklenmiştir. Üç bölgeli yanma modeli kullanılarak, özellikle HC emisyonları bakımından daha hassas sonuçlar elde edilmiştir.

Zeng vd. (2006) tarafından doğrudan püskürtmeli doğalgaz yakıtlı benzin motorunda farklı püskürtme başlangıç zamanları için yanma karakteristikleri incelenmiştir. Deneysel çalışmada, püskürtme zamanının motor performansı, yanma ve emisyonlar üzerinde önemli derecede etkiye sahip olduğu belirtilmiştir. Yanma üç aşamada (başlangıç, hızlı gelişme ve toplam yanma süresi) ele alınarak optimal püskürtme zamanı belirlenmiştir. Püskürtme zamanındaki gecikmenin karışım oluşumunun kötüleşmesi ve uzun yanma süresine gerek duyulması sonucu, yüksek HC emisyonuna neden olacağı vurgulanmıştır.

Tao vd. (1995) tarafından doğal gaz yakıtlı, doğrudan püskürtmeli, iki zamanlı tek silindirli dizel motorunun performans ve emisyon değerleri belirlenmiştir. Çalışmada, yüksek yük koşulunda hesaplanan NO_x emisyonu düzeyi ile deney sonuçları arasındaki uyum belirlenmiştir. Yanmamış yakıt, yanmış ve yanmamış gaz bölgesi olarak, üç bölgeli yanma modeli kullanılmıştır. Doğalgaz kullanımı ile silindir içi maksimum sıcaklığa bağlı olarak NO_x emisyonunda düşüş sağlanmıştır. Düşük sıkıştırma oranlarında çalışması nedeniyle püskürtme gecikmesi önem taşımaktadır. Üç bölgeli yanma modeli kullanılması ile tutuşma gecikmesi daha doğru belirlenmiştir.

İki yakıtlı dizel motorunda Abd Alla vd. (2001) tarafından yapılan çalışmada, yanma prosesi ve performans özellikleri belirlenmiştir. Sanki iki bölgeli hesap modeli kullanılmıştır. Ana yakıt olarak metan ve test yakıtı olarak az miktarda sıvı yakıt (dizel yakıt sistemi ile püskürtülerek) kullanılmıştır. Kullanılan modelde, önkarişimli dolguda bulunan gaz halindeki yakıtla ilişkin kimyasal tepkime kinetiğinin yanma verimi üzerindeki etkilerinin yanısıra, pilot yakıtın ateşleme ve açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Gaz halindeki yakıtın oksitlenmesi (sıkıştırma başlangıcından genişleme sonuna kadar) 178 elementer tepkime basamağı ve 41 kimyasal bileşeni içeren ayrıntılı kimyasal tepkime mekanizması ile modellenmiştir. Modelde, ana bölge olarak silindir içerisinde bulunan gaz halindeki yakıt hava karışımı varsayılmıştır. Bölgedeki basınç ve sıcaklık, pistonun hareketi, ilk tutuşma ve yanma tepkimeleri etkisi ile değişmektedir. Ateşleme ve açığa çıkan ısıya katkısı nedeniyle, pilot yakıt, ikinci bölge varsayılmıştır. Sıkıştırma, yanma ve genişleme sırasında, gaz yakıt ve hava karışımının bileşimi ve diğer özellikleri kimyasal tepkime kinetiği kullanılarak hesaplanmıştır. Egzoz emisyonlarının oluşumu ve konsantrasyonu ayrıca belirlenmiştir. Kullanılan yanma modelinde, yanma prosesi zamanı ve proses parametreleri (basınç, sıcaklık, açığa çıkan ısı miktarı ve gaz bileşimi) dikkate alınmıştır. Hesaplama ve deney sonuçları karşılaştırıldığında, model özellikle ağır yük koşullarında daha iyi sonuç vermektedir. Düşük yükte, gaz yakıtın kısmen yanması ya da eksik yanma sonucu tepkime hızlarının düşmesi nedeniyle, silindir sıcaklığında düşüş olmaktadır. Yakıt hava karışımındaki gaz miktarı, pilot yakıt miktarı ve püskürtme avansının artması ile CO, HC düzeyinde düşüş, azot oksit düzeyinde ise artış olmaktadır.

Mansour vd. (2001) tarafından doğalgaz yakıtlı dizel motorunun emisyon ve performans özelliklerinin belirlenmesi ele alınmıştır. Gaz ve dizel yakıt bileşiminin yanması için kimyasal tepkime kinetiği mekanizması kullanılmış ve deney verileri yardımıyla modelleme yapmak için bilgisayar programı geliştirilmiştir. Çalışma kapsamında, doğalgaz ve NO_x oluşumunu

içeren ayrıntılı kimyasal tepkime kinetiği mekanizması kullanılarak, temel yanma özellikleri (sıcaklık, basınç ve bileşen konsantrasyonları) hesaplanmıştır. Hesaplanan performans değerlerinin hassasiyeti deney sonuçları ile karşılaştırmalı verilmiştir.

Dizel motoru yanmasının modellenmesi için temel olarak üç boyutlu yaklaşım bulunmadığından basitleştirilmiş (sıfır ya da sanki boyutlu) yaklaşımların oluşturulması çok daha zor olmuştur. Motorlar konusunda, son 50 yılda ve özellikle 1970'lerde süper bilgisayarların geliştirilmesinin ardından önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Tanasawa (1953) tarafından önerilen yakıt demetinin buharlaşması ile kontrol edilen model, dizel motorları için geliştirilen ilk yanma modellerindendir. Austen ve Lyn (1960-61) tarafından püskürtme hızı ve yakıt demeti buharlaşmasının etkilerini içeren model geliştirilmiştir. Motor sisteminin tamamının modellendiği durumlarda, kısmen tahmine dayalı yanma modelleri daha kullanışlı olmaktadır (Cook, 1963). Shipinski vd. (1969-70) tarafından buharlaşma, karışım oluşumu ve kinetik etkileri dikkate alan modeller oluşturulmuştur. Emisyonlar, yanma modeli geliştirme çalışmalarına 1970'lerde katılmıştır. Kimyasal tepkime kinetiğine dayalı ve karışım oluşumu kontrollü yanma modelleri (Whitehouse ve Way, 1969-70, 1971), karışım oluşum hızı modelleri (Grigg ve Syed, 1969-70; Khan, 1971), çok bölgeli termodinamik modeller (Bastress vd., 1971; Shahed vd., 1975; Hiroyasu ve Kadota, 1976), hava yakıt karışım oluşumu modeli (Dent ve Mehta, 1981) ve kapsamlı çok bölgeli modeller (Hiroyasu vd., 1983) ile gelişim sürmüştür.

Motorlarda yanma gidişi; yakıt tüketimi, emisyon miktarı ve dolgunun seyreltilmesini etkileyen önemli bir parametredir (Mattavi vd., 1980). Yüksek yanma hızları birçok yönden üstünlük sağlamaktadır. Çalışmada, uzun yanma süresine sahip tek silindirli motorda yakıtın yanma hızı arttırılmaya çalışılmıştır. Sanki boyutlu ilerleyen alev yaklaşımıyla yanma modeli geliştirilmiştir. Isı transferi ve türbülansın alev hızı üzerindeki etkileri motor deneylerinden ampirik olarak alınmıştır. Yanmamış bölgede, türbülanslı alev hızı ve laminer alev hızı genelleştirilerek uygunluk sağlanmıştır. Motor performansının iyileştirildiği diyagnostik modelde, yanma odasında değişiklik önerilmiştir.

Merker vd. (1993) tarafından doğrudan püskürtmeli (DI) dizel motorlarında azot oksit oluşumu, iki bölgeli yanma modeli ile sanki boyutlu modellenmiştir. İki bölgeli yanma modelinin termodinamik kısmında kütle ve enerji korunumundan oluşan denklem sistemi ve kimyasal kısmında Zeldovich mekanizması kullanılmıştır. Yanma modeli ile silindir içerisindeki azot oksitlerin minimizasyonunda kullanılan yöntemlerin ısıl dinamiği ve tepkime kinetiği incelenmiştir. Model, deney sonuçlarının ayrıntılı incelenmesine, ayrıca motor

parametrelerinin (püskürtme sisteminin sabit tutulması kaydı ile püskürtme süresi, sıkıştırma oranı ve hava yakıt oranı) farklı değerlerine ilişkin parametrik incelenmesine olanak vermektedir. Modelin püskürtme sırasındaki akışının iki fazlı modellenmesi, hava yakıt karışım modelinin kullanılması ve prompt (havadaki azot kaynaklı) NO_x oluşumunun modellenmesi bakımından geliştirilmesi önerilmiştir.

Özsoysal (1993) tarafından karakteristikler yöntemi kullanılarak, kompleks geometriye sahip dizel motorunun termodinamik modellemesi gerçekleştirilmiştir. Gemi dizel motoru emme ve egzoz manifoldlarındaki gaz akışı bir boyutlu ve zamana bağlı alınarak incelenmiştir. Gaz akışı homentropik olmayan (karakteristikler yöntemi) varsayımı ile modellenmiştir. Deney sonuçları, 16 silindirli, V tipi, turboşarjlı, 2 emme ve 2 egzoz portuna sahip yüksek hızlı gemi dizel motorundan 1900 dev/dak değerinde alınmıştır. Emme ve egzoz boruları ve silindir basınçlarına ilişkin analitik ve deneysel sonuçların iyi uyum sağladıkları belirtilmiştir.

Motor devir sayısının değişmekte olduğu durumlar simülasyona katılarak yapılan çalışmalar literatürde bulunmaktadır. Bazari (1994) tarafından sanki iki boyutlu çok bölgeli yanma ile birlikte emisyon modeli, dizel motoruna nonlinear geçiş durumundaki ve değişken işletme koşullarında uygulanmıştır. Simülasyonun hesaplama kapasitesi, geçiş durumundaki farklı işletme koşullarında ölçülen ve hesaplanan performans ve emisyon verileri karşılaştırılarak gösterilmiştir. Geçiş durumundaki işletme koşullarında çalışma, sürekli çalışma koşullarından daha büyük öneme sahiptir. Geçiş durumundaki işletme koşullarında çalışma sırasında motor tasarım sınırlarına zorlanmakta ve bu da motor yanmasını etkilemektedir. Yakın zamanlarda, turbo şarj ve ardından dolgunun soğutulması ile dizel motorunun fren efektif ortalama basınç değerindeki artış elde edilmiştir. Geçiş durumundaki işletme koşullarında çalışma sırasında oluşan isin yanı sıra, özellikle NO_x emisyonu ve partiküller önem kazanmaktadır. Daha yüksek kapasiteli ve gelişmiş bilgisayar sistemlerinin sunulması ile birlikte yanma ve emisyon oluşum mekanizmalarına ilişkin termokimyasal süreçler daha iyi anlaşılmaktadır. Yanma ve emisyon oluşumu ampirik bağıntılar yardımı ile modellenmiş ve sanki iki boyutlu, çok bölgeli model yaklaşımı kullanılmıştır. Modelde yakıt atomizasyonu, yakıt damlacığının buharlaşması, hava girişi, tutuşma gecikmesi ve ısı açığa çıkışı ayrıntılı ele alınmıştır. Termodinamik motor modelinde doldur-boşalt yaklaşımı kullanılmıştır. Emme ve egzoz sistemi gaz dinamiği için karakteristikler yöntemi kullanılmıştır. Geçiş durumundaki işletme koşullarında çalışma sırasında, öncelikle gavernör kolu konumu, motor fren yükü ve çevre koşullarına ilişkin girdiler sağlanmaktadır. Çıktılar ise, motor ve turbo şarj devir sayısı, motorun en yüksek basınç ve egzoz koşullarını içeren termoakışkan verileri, silindir basıncı

ve sıcaklığı ve egzoz emisyonlarıdır. Sonuç olarak, geçiş durumundaki işletme koşullarında termodinamik motor çevrimi simülasyonuna çok bölgesli yanma ve beraberinde emisyon modeli eklenerek, geçiş durumundaki işletme koşullarında egzoz emisyonları hesaplanmıştır.

Breuer (1995) tarafından DI dizel motorunda yapılan çalışmada ısı açığa çıkışının ikili Vibe modeli ile belirlenmesi gerçek yanmaya çok yakın sonuçların alınmasına olanak vermiştir. Hesap yönteminde, Vibe tarafından önerilen logaritmik benzeşim temel alınmıştır. Diğer yöntemlerden farkı, kullanılan altı parametrenin tamamının ön kabule gerek kalmadan deney sonuçlarından elde edilmiş olmasıdır. Vibe parametrelerinin yakıt özellikleri ile değişimi hesap sonuçları ve deney verileri yardımıyla gösterilmiştir. Hesap yönteminin doğruluğu, gaz yağı, kanola (kolza, rapitza) metil esteri ve kanola yağı kullanılan 54 farklı deney sonucu ile kanıtlanmıştır. Vibe parametrelerinin yakıt hava oranına bağlı olduğu sonuçlar yardımı ile gösterilmiştir. Kullanılan yakıtlarının fiziksel ve kimyasal özelliklerinin Vibe parametreleri üzerindeki etkisi doğrulanmıştır. Yakıtın yanması, önkarişimli ve difüzyonlu yanma olarak iki aşamada ele alınmıştır: Yakıtın yanma aşamaları arasındaki dağılımının esas olarak, yanma karakteri ve yakıt viskozitesi tarafından belirlendiği belirtilmiştir. Yanma süresi ve form parametresi yardımıyla tam olarak belirlenebilen önkarişimli aşamanın gelişimi, kesinlikle setan sayısının da etkisindedir. Difüzyonlu yanma olarak adlandırılan ikinci Vibe aşaması ise, ilk aşamadan artan yakıt miktarı tarafından dolaylı etkilenmektedir. Ayrıca, yanma süresinin buharlaşma eğrisi ile doğrudan ilişkili olduğu ve yanmanın sonuna doğru yakıt viskozitesinin öneminin azaldığı belirtilmiştir.

Chow ve Wyszynski (1998) tarafından motor sistemi ve bileşenlerinin termodinamik analizi yapılmıştır. Termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre sistemin analizi yapılarak, aşırı dolgu sistemi ve katalitik konvertör bileşenleri incelenmiştir.

Chan vd. (1999) tarafından yapılan çalışmada çok bölgesli yanma modeli, azot oksitlerin oluşum kinetiğini modelleyen genişletilmiş Zeldovich mekanizması ve doldur boşalt yöntemi kullanılarak, dizel motorlarındaki azot oksit emisyonları belirlenmiştir. Yanma işlemi her bölge için ayrı ayrı ele alınmıştır. Bu çerçevede, bölgelerdeki zamana bağlı karışım oluşumu ve açığa çıkan ısı miktarı hesaplamalara katılmıştır. Böylelikle, yanma hızı, sıcaklık ve eşdeğerlik oranlarının bölgelere göre anlık dağılımı belirlenmiştir. Dizel jeti ve yanma gidişi için Arrhenius ifadesi kullanılmıştır. Silindir ve egzoz manifoldu içerisindeki ısı transferi Eichelberg bağıntısı ile modellenmiştir. Turbo şarjlı ve doğrudan enjeksiyonlu motora sahip bilgisayar kontrollü dinamik motor deney standında elde edilmiş deney verileri ile hesap sonuçları karşılaştırılmıştır. Deney verileri, sürekli hal ve yedi farklı geçiş durumundaki

işletme koşullarında çalışma konumunda elde edilmiş. Karşılaştırmalarda egzoz gazı emisyonu için ppm cinsinden değerler kullanılmıştır.

Lapuerta vd. (2000) tarafından Dizel motor silindiri içerisindeki gaz bileşimindeki değişim yanma başlangıcı ile egzoz valfinin açılması arasındaki süre içerisinde (kapalı çevrim benzeri) simüle edilmiştir. Dizel motorda yapılan çalışmada, kirletici oluşumu ve yıkımı bölgesel termodinamik ve karışım koşulları açısından, yanma öncesindeki hava yakıt karışımı ve ardından yanmış gazların hava fazlası ile karışımı (seyreltilmesi) dikkate alınmıştır. Bölgesel bağıl yakıt hava oranı teorik tam yanma koşuluna çok yakın ya da difüzyonlu alevde bir miktar zengin karışım değerindedir (Glassman, 1987, Kamimoto ve Kobayashi, 1991). Yanma sonrasında, yanma ürünleri hava fazlası ile seyreltilerek, karışım oluşumu tamamlanmaktadır. Söz konusu seyreltme (ve soğutma) işleminin miktarı, başlıca kirletici bileşenlerinin tepkime kinetiği açısından oldukça önem taşımaktadır. Dizel motor yanmasının büyük bir bölümü için bunun belirlenmesi önem taşımaktadır.

Lapuerta tarafından sunulan modelde, motor deneylerinden yanma diyagnostiği kullanılarak elde edilen basınç verileri kullanılmıştır. Kimyasal dengenin sağlandığı yaklaşımı ile 29 kimyasal bileşene göre yanma ürünlerinin bileşimleri hesaplanmıştır. Yanma ürünleri hesaplarına ek olarak, açığa çıkan ısı ifadesi diskritize edilmiştir. Ayrıca, motor silindirinde ölçülen basınç ve sıcaklık kullanılarak, diyagnostik termodinamik model yardımıyla bulunan yanmış bölge sıcaklığının değişimi belirlenmiştir. Emisyon hesapları için yanmakta olan her bir yakıt hacminin kimyasal dengedeki bileşimi ve adyabatik alev sıcaklığı, gaz bileşiminin belirlenmesi için gerekli kinetik hesaplarda başlangıç koşulu alınmıştır. Püskürtme basıncının değiştirilmesi durumunda ise, hesaplanan ve ölçülen emisyon değerlerinin uygunluk göstermesi için artık gaz miktarı yeniden düzenlenmiştir. Motor parametrelerinin kirletici kinetiği üzerindeki etkilerinin belirlenmesi açısından değiştirilen artık gaz miktarında silindir bileşimindeki kirletici bileşenlerin etkisi ortaya konulmuştur. Yanmanın gerçekleştiği hacimlerde, kimyasal denge modeli için 23 kimyasal tepkimenin denge sabiti kullanılmıştır. Hacimlerde yanmanın adyabatik sıcaklıkta gerçekleştiği ve ani olarak yanmış bölge sıcaklığına seyreltilerek soğutulduğu varsayılmıştır. Ayrıca, yanmanın aynı yakıt hava oranında gerçekleştiği ve seyreltme sonunda ortalama yakıt hava oranına eşit olduğu varsayılmıştır. Yanmış bölge bileşimi belirlenirken toplam 29 bileşenin bulunduğu 63 kimyasal tepkime kullanılmıştır. Model yardımıyla, NO ve CO emisyonları motor parametrelerinin (püskürtme basıncı, püskürtme zamanı ve yük) farklı değerleri için belirlenmiştir. Yanma sırasındaki yakıt hava oranının artmasıyla NO emisyonları düşmekte ve

CO emisyonları ise artmaktadır. Yakıt püskürtme basıncının artmasıyla, daha yüksek yanma odası basınçları elde edilemediği ve seyreltme nedeniyle yanmış gaz sıcaklığında hızlı düşüş olduğu belirtilmiştir. Yükün artmasıyla ise, NO ve CO emisyonları artmaktadır.

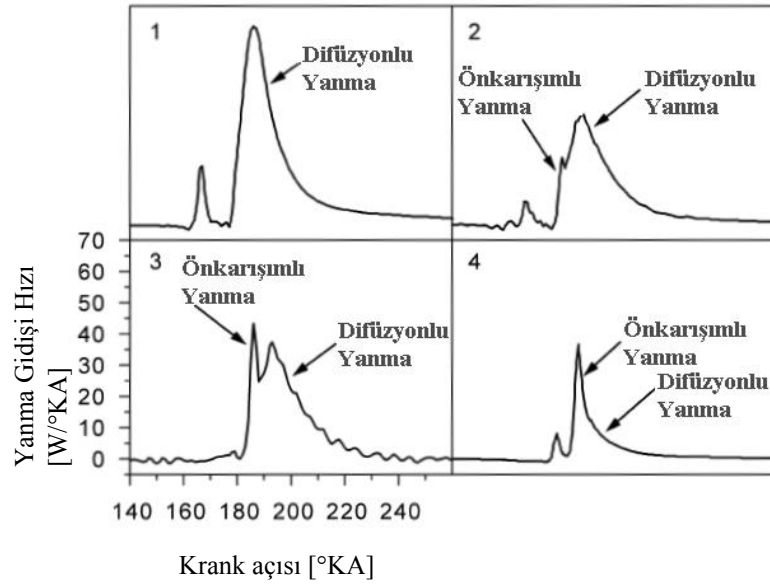
Cui vd. (2001) tarafından geçiş durumundaki işletme koşulları için yapılan analizde, turbo şarjlı doğrudan püskürtmeli Dizel motora çok bölgeli yanma modeli uygulanmıştır. Silindir içerisine püskürtülen yakıt demetinin ilerleyişi, damlacık buharlaşması, hava ile yakıtın karışması, yakıt demeti ile cidarın etkileşimi, tutuşma ve sonrasında yakıtın yanması hesaplamalara katılmıştır. Geçiş durumundaki işletme koşullarında çalışma için motor devir sayısı, yükü ve hava yakıt oranı geniş bir aralıkta değiştirilerek, silindir basıncı ve NO_x emisyonları belirlenmiştir. Yakıt demeti hızının dağılımı, ilgili bölgeye madde girişi, yanma ürünleri özellikleri ve kimyasal dengesinin hesaplanmasında katı karbon oluşumu ve gaz hal denkleminde sıkıştırılabilirlik çarpanı ek olarak dikkate alınmıştır. Yakıt demetine giren hava miktarının sabit olmayıp, yakıt hava oranına bağlı olduğu belirtilmiştir. Sürekli ve geçiş durumundaki işletme koşullarında iki tip motorun deney verileri ile hesaplama sonucu bulunan silindir basıncı ve NO_x emisyonları karşılaştırılmış ve yeterli yaklaşım sağlanmıştır.

Barba (2001) doktora tezinde, Dizel motorda kademeli püskürtmeyi incelemiştir. İlk aşamadaki yanmayı (ön yanma) önkarişimli olarak modellemiş, ikinci aşamayı (ana yanma) ise başlangıçta önkarişimli ve sonrasında difüzyonlu yanma biçiminde modellemiştir. Ön yanmanın modellenmesinde, yanma gidişi hızı için yalnız Vibe bağıntısı kullanılmış ve ana yanmanın modellenmesinde ise, Vibe ve hiperbolik bağıntılar kullanılmıştır. Çalışma uygulama amaçlıdır. Motorlara ait veriler kullanılarak, gerekli değerlerin hesaplanmasına yönelik uygun simülasyon modeli geliştirilmiştir. Hesap sonuçları motor verileri ile kalibre edilmiştir. Şekil 1.2'deki yanma gidiş hızı türlerinin açıklaması aşağıdadır:

- 1) Ana yanma pratik olarak difüzyonlu yanma biçiminde gerçekleşmektedir. Ön karişimli yanma kısmı oldukça küçüktür. Yüksek yükte, düşük ve orta devir gereksinimi koşulunda, ana yanmadaki tutuşma gecikmesi dolgu basıncına daha fazla bağlıdır. Bununla birlikte, yanma gidişi hızı tutuşma gecikmesi ve buna bağlı olarak basınç ve sıcaklıktan etkilenmektedir.
- 2) Ana yanmadaki ön karişimli aşamanın 1. türe göre daha belirgin olmasına karşın, difüzyonlu aşamaya göre oldukça küçüktür. Orta ve yüksek aralıktaki devir sayısı ve yük koşullarında ortaya çıkmaktadır.
- 3) 2. ve ardından 3. tür yanma gidişi hızları için ön karişimli yanma aşaması oldukça

belirgindir. Buna karşın, yanma enerjisinin büyük bölümü difüzyonlu aşamada açığa çıkmaktadır. 2. türe benzer olarak, orta ve yüksek devir sayısı koşullarında ortaya çıkmaktadır. Düşük yük ve/veya ön yanmada daha az ısı açığa çıkmaktadır. Bunun sonucu olarak, tutuşma gecikmesi uzamakta ve ön karışimli yanma aşamasında daha yüksek yanma gidişi hızlarına ulaşılmaktadır.

4) Ana yanma görüldüğü üzere, ön karışimli aşamasının etkisindedir. Özellikle, çok düşük yük ve devir sayısı koşulunda görülmektedir. Bu durumda, ana yanma tutuşma gecikmesi ön yanma tutuşma gecikmesine göre daha uzun olmaktadır.



Şekil 1.2 Farklı işletme koşullarında yanma gidişi hızı (Barba, 2001, sf. 60)

Lucas vd. (2001) tarafından standartlarda verilen işletme koşulları (Avrupa için geçiş durumundaki işletme koşullarında şehir/ ekstra şehir sertifikası çevrimi) için dizel motorda sekiz farklı yakıt denenmiştir. Yakıt bileşeni parametrelerinin (aromatik içeriği, setan sayısı, toplam ısı enerjisi, azot ve kükürt içeriği) partikül emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiş ve işletme koşullarına (tork ve devir sayısı) ilişkin deney verileri kullanılarak yapay sinir ağı oluşturulmuştur. Matematik model, sürekli koşuldaki emisyonların simülasyonunda motor deneylerin geçerlilik aralığındaki herhangi bir parametre değeri için % 87-90 arasında doğruluğa sahiptir. Bu simülasyon, pratik yazılımı nedeniyle, farklı işletme koşullarındaki emisyonların belirlenmesine olanak tanımaktadır. Deneyler, turboşarjlı, ara soğutmalı Renault yapımı motorda (F8Q model) yapılmıştır. Yakıt ve hava tüketimi entegrasyon ile bulunmuş, süreksiz ara koşullar ivmelenme denklemleri kullanılarak hesaplara katılmıştır. Ancak, geçiş durumundaki işletme koşullarının tam olarak belirlenememesi nedeniyle, hesap sonuçların

sayısal doğruluğunun yeterli olmadığı belirtilmiştir.

Benvenuto ve Campora (2002) tarafından sıralı turbo şarjlı dizel motorun dinamik simülasyon modeli sunulmuştur. Silindir içerisindeki kimyasal ve termodinamik olaylar iki bölge, adyabatik olmayan gerçek çevrim yaklaşımı ile simüle edilmiştir. Motor içerisindeki akışkan kütlesi ya da enerji birikimi doldur boşalt yöntemi ile ele alınmıştır. Turbo şarj dinamiği simülasyonu kısmında ise, kompresör türbin sistemi karakteristiği, sıralı turbo şarj bağlantı valfleri ve gavernör sistemleri birlikte değerlendirilmiştir. Sıralı turbo şarjlı gemi dizel motorundan alınmış veriler kullanılarak, sürekli ve geçiş durumundaki işletme koşullarında simülasyon programının doğruluğu kanıtlanmıştır. Sürekli durumda hesaplanan ve ölçülen sonuçlara dayalı çizilen motor performans karakteristiği grafikleri iyi uyum göstermiştir. Dinamik modelin doğruluğu iki farklı yük koşulu için hesaplar yapılarak kanıtlanmıştır: Yakıt miktarının sürekli artışı ile birlikte güç için %22 MCR koşulunda tam yüke ve devir için %60 MCR koşulundan %100 MCR koşuluna kadar olan değişimler incelenmiştir. Tek sıra ve iki sıra turbo şarj ünitesinin çalışması koşulunda deney verileri ile hesap sonuçları karşılaştırılmıştır.

Dizel motorun özellikle, NO_x ve partikül emisyonları bakımından çevreye etkisi bulunmaktadır. Bu nedenle, fümigasyon yöntemi ele alınmıştır. Şahin (2002) tarafından farklı oranlardaki benzin etanol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$) fümigasyonunun motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yanma modelinde, yakıt demetinin çok sayıda bölgeye ayrıldığı yaklaşım kullanılmıştır.

Schöttke vd. (2003) tarafından akım makinaları ve yanmalı motorların birlikte çalışabilmesi konusunda simülasyon hesaplarının geliştirilmesine ve bu nedenle zamana bağlı yanma gidişinin belirlenmesine gerek duyulduğu vurgulanmıştır. Yanma gidişi, önkarişimli ve difüzyonlu aşama olarak ikiye ayrılmıştır. Farklı yükleme koşullarında hesaplanan sonuçlar motor deneylerinden alınan sonuçlar ile karşılaştırılmalı verilmiştir. Farklı motorlar için simülasyon modellerinde kullanılan sabitlerin gözden geçirilmesi gerektiği ortaya konulmuştur.

Dizel motor sisteminin modellenmesinde yakıtın yanma gidişinin yeterli biçimde belirlenmesi önem taşımaktadır. Çünkü yanma gidişinin yakıt tasarrufu, tork, egzoz emisyonları, vb. önemli parametrelerle doğrudan ilişkisi bulunmaktadır (Schihl vd., 2004). Sistem simülasyon programlarında kullanılan başarılı yanma modelleri, daha çok var olan benzer yanma sistemlerine dayalı ampirik yaklaşımlara ve yeni tasarımlarda ise, söz konusu alt modellerin uygun biçimde kullanılmasına dayanmaktadır. Yanma sistemlerinin gelişimi ve tasarımlarındaki değişim sürmektedir. Yakıt püskürtme sistemleri, çok noktadan ya da

kademeli püskürtme ile motor yanmasının kontrolü, yanma odası geometrisindeki vb. yenilikler nedeniyle yanma sistemine bağlı parametreler farklılık göstermektedir.

Rakopoulos vd. (2004) tarafından doğrudan püskürtmeli (DI) dizel motoru iki bölgeli yanma modeli ile incelenmiştir. Yanma odası, havadan oluşan yanmamış gaz bölgesi ve yakıtın dışarıdan verildiği, havanın ise yanmamış bölgeden geçtiği homojen yanmış gaz bölgesinden oluşmuştur. Enjektör nozul deliklerinden çıkan yakıt demetinin gelişimi, yakıt ve havanın karışımı jet karışımı ile modellenmiştir. Buradan, yanma sırasında kullanılan oksijen miktarı belirlenmiştir. Kütle, enerji korunumu ve hal denklemleri bölgelere ayrı uygulanarak yerel sıcaklık ve basıncın değişimi belirlenmiştir. Yanma ürünü 11 bileşen kullanılarak C-H-O sistemi için kimyasal denge ve ek olarak kimyasal tepkime hızları ile NO oluşumu dikkate alınmıştır. İş oluşumu ve oksidasyon hızlarının belirlenmesi için alt modeller kullanılmıştır. Farklı yük ve püskürtme zamanları için silindir basıncı ve sıcaklığı, azot oksit konsantrasyonu ve is yoğunluğuna ilişkin deney verileri ve hesap sonuçları karşılaştırılmıştır.

Esentürk (2004) tarafından motor haritalama tekniği, değişken geometrili gaz türbinli aşırı dolgu ünitesine sahip dizel motora uygulanmıştır. Bu çerçevede, dizel motorun tork, egzoz gazı sıcaklığı, en yüksek silindir basıncı, azot oksit emisyonları, değişken geometrili türbinin hızı ve artık gaz miktarı belirlenmiştir.

1.1 Yanma Modelleri

Yanma modelleri, akışkan dinamiği modeline dayalı olarak sıfır boyutlu, sanki boyutlu ve çok boyutlu yanma modelleri biçiminde sınıflandırılmaktadır.

Sıfır boyutlu modelde, süreklilik ve enerji bağıntıları kullanılarak termodinamik hal büyüklükleri hesaplanmaktadır. Yanma sırasında açığa çıkan enerji hesaplamaya katılırken, gereken süre sabit değer olarak verilmektedir. Yanma odasındaki gaz karışımı homojen bölgelere ayrılmaktadır. Bölgeler bağımsız ve ideal olarak kabul edilmektedir. İçerisindeki kütle, basınç, sıcaklık ve konsantrasyon değerleri belirlenmektedir. Sıfır boyutlu model, genellikle tek bölgeli olmasının sağladığı basit yapısı nedeniyle hızlı hesaplama olanağı sunmaktadır. Yanma, ampirik yaklaşımla (kosinüs, gama (Ferguson, 1986), Vibe bağıntıları) modele katılmaktadır. Bunun yanı sıra, kütleli ortalama sıcaklıkların kullanılması nedeniyle de NO_x emisyonu değerleri güvenilir değildir.

Çok boyutlu modeller kütle, hacim, enerji ve moment transport denklemlerinin sayısal entegrasyonunu içermektedir. Modeller yanmanın hesaplanmasında kullanılan fiziksel ve kimyasal tepkime kinetiğine dayalı alt modellerin sanki boyutlu modelden farklı olarak hal

değişkenlerinin ilgili alan için entegrasyonunu içermektedir. KIVA kodu bu amaçla kullanılan başlıca yöntemlerdendir. Ampirik bağıntıları kullanan çok bölgeli modellerde ise, fiziksel açıdan belirleyici olan türbülans, yakıt demeti ve karışım oluşumu ve yanma proseslerinden yararlanılmaktadır. Ampirik ifadelerden yararlanılmakta, ancak kalibrasyon amacıyla az miktarda kullanılmaktadır. Hesaplama süresi, saniye mertebesinde birkaç dakikaya kadar çıkabilmektedir.

Üç boyutlu modellerde kullanılan yaklaşımlara aşağıda örnek verilmiştir:

- a) Türbülans ölçeklerini tamamen içeren Navier Stokes denklemlerinin zamana bağlı ve üç boyutlu sayısal çözüldüğü model, çözüm için süper bilgisayar ve uzun zamana gereksinim duymaktadır.
- b) Büyük ölçekli Eddy akımı simülasyon (LES: Large Eddy Simulation) modeli, küçük ölçekli Eddy akımlarının modellenmesinin zorunlu olduğu büyük ölçekli hareketler, Navier Stokes denklemleri kullanılarak zamana bağlı üç boyutlu çözülmektedir. Bu modellerin günümüzde, ticari uygulamalarını görmek olanaklıdır (Methodology, 1999).
- c) Reynolds ortalama Navier Stokes (RANS: Reynolds Averaged Navier Stokes) modeli, günümüz standartlarına daha uygundur. Saat ya da gün mertebesinde çözüm süresine gereksinim duyulmaktadır. Söz konusu, ampirik bağıntıları kullanan CFD yaklaşımında, türbülans, yanma, iki fazlı akım alt modelleri kullanılmaktadır.

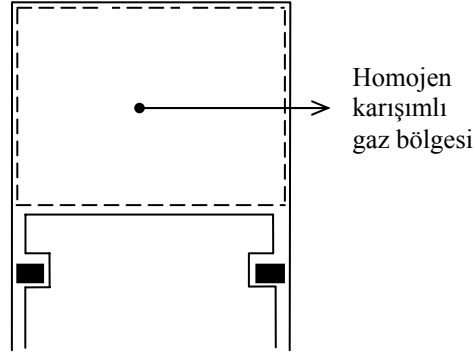
Çizelge 1.1’de silindir hacminin hesaplara katılmasına göre yapılan motor proses modellerinin sınıflandırılması bulunmaktadır. Burada geçen indike sistem modeli, en basit olan teorik modeli içermektedir.

Çizelge 1.1 Motor proses modellerinin karşılaştırılması (Nocke, 2003)

	<i>İndike sistem modeli</i>	<i>Tek bölgeli model</i>	<i>Çok bölgeli model</i>	<i>CFD modeli</i>
<i>Gaz özellikleri</i>	İdeal gaz	Gerçek gaz	Gerçek gaz	Gerçek gaz
<i>Isı transferi modeli</i>	-	Ampirik bağıntı (benzin motoru, dizel motoru, vb.)	Ampirik bağıntı (benzin motoru, dizel motoru, vb.)	Sınır tabaka modeli, türbülans modeli
<i>Bölge adedi</i>	Bir bölge	Bir bölge	İkiden yüzlerce bölgeye kadar	50.000 ile 2.000.000 bölge dolayında
<i>Tepkime kinetiği</i>	Basit korunum denklemleri	Basit korunum denklemleri	Birçok kompleks ifade	Binlerce kimyasal tepkime
<i>Hesap süresi (1 Çevrim için)</i>	>1 saniye	>1 dakika	Birkaç dakika	Saatler ya da gün boyunca
<i>Gerekli ifadeler</i>	Ölçüme dayalı veriler, diyagnostik veriler	Ölçüme dayalı veriler, diyagnostik veriler, gavernör kolu konumu, yanma gidişi	Yakıt miktarı, gavernör kolu konumu	Yakıt miktarı, temel araştırmaların verileri

1.1.1 Tek Bölgeli Model

Motor çevrimi hesaplanırken, iş akışkanının yanma sırasında, homojen karışım olduğu ve üniform halde olduğu kabul edilmektedir. Tek bölgeli yanma modeli kullanılan motor simülasyonları, çevrim verimi ve motor gücü bakımından gerçek değerlere uygun sonuçlar vermektedir. Bu nedenle, pratikte sıkça kullanılmaktadır (Heywood, 1988). Homojen karışımın özgül ısısı, sıcaklık ve yakıt/hava eşdeğerlik oranının fonksiyonu alınarak hesaplanmaktadır.



Şekil 1.3 Tek bölgeli yanma modeli

Şekil 1.3'te görülen tek bölgeli modelde, silindir içerisindeki karışımın her an homojen olduğu ve her noktadaki termodinamik özelliklerin aynı, hava, yakıt ve artık gaz ideal karışım ve yanma odasından gaz kaçağının sabit bir hızla olduğu varsayılmaktadır.

Aşağıda, Ferguson (1986)'dan yararlanılarak iki ve üç bölgeli modellere de temel oluşturan tek bölgeli model anlatılmaktadır. Silindir içerisi sistem seçilerek, enerjinin korunumu krank açısına bağlı diferansiyel biçimde aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} + \frac{dQ_f}{d\theta} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} h_{bb} \quad (1.1)$$

U iç enerji, Q silindir dolgusu ile silindir cidarı arasındaki ısı transferi, Q_f yakıtla yanma odasına verilen ısı, m_{bb} segmanlardan kaçan gazın kütlesi ve h_{bb} segmanlardan kaçan gazın entalpisi. Eşitliğin sol tarafındaki iç enerji terimi diferansiyel biçimde aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{d(m \cdot u)}{d\theta} = \frac{du}{d\theta} m + \frac{dm}{d\theta} u \quad (1.2)$$

Burada gazın özgül iç enerjisi, basınç ve sıcaklığa bağlı olarak $u = u(T, P)$ biçiminde ifade edilmektedir. Diferansiyel biçimde ise, aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

$$\frac{du}{d\theta} = \frac{\delta u}{\delta T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\delta u}{\delta P} \frac{dP}{d\theta} \quad (1.3)$$

Kapalı motor çevrimi sırasında, silindir içerisine püskürtme ile yakıt verilmekte ve piston eteğinden gaz kaçağı olmaktadır. Silindir içerisindeki dolgu kütlesinin değişimi, kütlenin korunumu ifadesinden krank açısına bağlı olarak diferansiyel biçimde aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_f}{d\theta} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} \quad (1.4)$$

Enerji korunumu (1.1) eşitliğinde, sağ taraftaki ilk terim olan silindir dolgusu ile silindir cidarı arasındaki ısı transferi (1.5-6) eşitliklerinde ifade edilmektedir. Burada, Q_l ısı kaybıdır.

$$\frac{dQ}{d\theta} = -\frac{dQ_l}{d\theta} \quad (1.5)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \sum_{i=1}^3 h_{tr,i} A_i (T - T_{w,i}) \quad (1.6)$$

$i = 1$ Piston

$i = 2$ Silindir kafası

$i = 3$ Silindir gömleği

Kayıp ısı eşitliğinde, T silindir sıcaklığı ve $T_{w,i}$ yanma odası ilgili yüzey elemanın (i) cidar sıcaklığıdır. h ısı transfer katsayısı ise, ampirik ısı transfer bağıntısı ile bulunmaktadır. Yanma sırasında, silindir gazları ile piston arasında iş transferi olmaktadır. ÜÖN'dan önce karışım gazlarına iş verilirken, ÜÖN'dan sonra pistonu iş verilmektedir. Yanmış gazdan esas olarak silindir cidarına ısı transferi olmaktadır. Enerji korunumu eşitliğinin sağ tarafındaki ikinci terim yanma gidişine bağlı silindire verilen yakıtın ısısidir:

$$\frac{dQ_f}{d\theta} = x m_f Q_{LHV} \quad (1.7)$$

Burada, m_f karışım içerisindeki toplam yakıtın kütlesi ve Q_{LHV} yakıtın alt ısı değeri ve x , yanmış gaz oranıdır. Yanmış gaz oranı, o andaki yanmış yakıtın toplam yakıtı oranı olup, ampirik bağıntı ile modellenmektedir. Ampirik Vibe bağıntısı aşağıda verilmektedir (Vibe, 1970):

$$x = 1 - a_v e^{\left(\frac{\theta}{\theta_b}\right)^{(m_v + 1)}} \quad (1.8)$$

Burada a_v Vibe sabiti (6,9 değeri önerilmekte: Heywood, 1988) ve m_v Vibe form faktörü, θ anlık krank açısı ve θ_b yanma süresidir. Ampirik Vibe ifadesi ile sabitlerin (a_v ve m_v) ve yanma süresinin bilinmesi durumunda, yakıtın yanması ile açığa çıkan ısı belirlenmektedir. Enerji korunumu eşitliğinin sağ tarafındaki üçüncü terim pistonu aktarılan mekanik iştir:

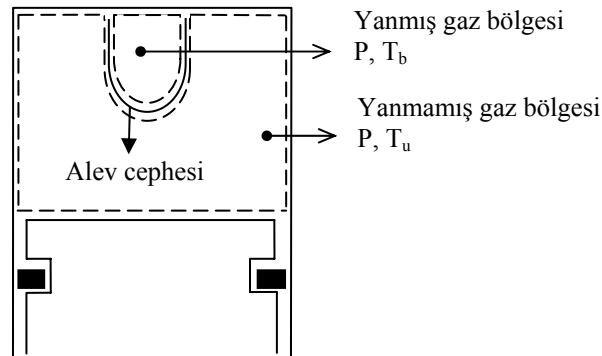
$$\frac{dW}{d\theta} = -P \frac{dV}{d\theta} \quad (1.9)$$

Enerji korunumu eşitliğinin sağ tarafındaki dördüncü terim segmandan kaçan gazın

enerjisinin değişimi olup, $\frac{dm_{bb}}{d\theta}$ sabit bir değer alınmaktadır (Ferguson, 1986).

Yanma, oluşan alev cephesinin ilerlemesiyle gelişen bir olaydır (Şekil 1.2). Yanmış gaz ve yanmamış gazın hareketi ve özelliklerinin belirlenmesi ideal çevrim analizinden daha zordur. Pistonun hareketi ile yanma odası hacmi değişmektedir. Bu ise, gaz sıcaklığı, basıncı ve yoğunluğunun değişmesine neden olmaktadır. Yanma sırasında, yakıtın kimyasal enerjisinin açığa çıkmasıyla, silindir basıncı yükselmekte (benzin motorunda, yakıt ve hava karışımının yanmasıyla, yoğunluğu yaklaşık dörtte birine inmektedir (Heywood, 1988)). Yanma ile genişleyen gaz, alevin önünde bulunan yanmamış karışımı sıkıştırır ve yanma odası cidarına doğru itmektedir. Bunun yanı sıra, karışımın yanmış kısmını da sıkıştırarak, alevin gerisine doğru sıkıştırmaktadır. Yanmamış karışımın tamamı aynı anda yanmamaktadır. Bu nedenle, gazın tamamı aynı halde bulunmamaktadır. Yanmış gazın termodinamik özellikleri ve bileşimi farklılık göstermektedir.

1.1.2 İki Bölge Modeli



Şekil 1.4 İki bölge yanma modeli

Yanma gidişi, iki bölge yanma modeli öngörülerek, daha hassas motor proses hesapları gerçekleştirilmektedir. Sıkıştırma sırasında, silindir içerisinde dolgu düzgün dağılmış durumdadır. Tutuşma sonrasında ise, yanma odasında yanma hızına bağlı olarak yanmış kesimler oluşmaktadır. İki bölge yanma modelinde, yanma odası yanmış gaz ve yanmamış gaz bölgesi olarak ikiye ayrılmaktadır (Şekil 1.4). Hesaplamaların her iki bölge için de yapılması sonucu, yanma odası içerisindeki gaz termodinamik özelliklerinin ortalama değerleri kullanılarak yapılacak hesaplamalara göre daha doğru sonuçlar elde edilmektedir.

İki bölge model, Ferguson (1986)'da açıklanmaktadır. Benzer biçimde, Merker (1993)'de iki bölge yaklaşım ile dizel motor modellenmektedir. Pischinger (2002) ve Chan ve Zhu

(1999)'da yakıt püskürtmeli motor için gaz özelliklerinin değişimi hesaplanırken eşdeğerlik oranına bağlı değişim ayrıca dikkate alınmaktadır. Aşağıda, Ferguson tarafından verilen iki bölgesi model yakıt püskürtmeli duruma uygun biçime getirilerek açıklanmaktadır. Modelde, yanmış ve yanmamış gaz bölgeleri için aşağıdaki kabuller yapılmaktadır:

- Her an basınçları eşit (açık yanma odası için uygun),
- Bölgeler arasında ısı iletimi olmamakta,
- Her an termodinamik dengede,
- Yakıt, hava ve artık gaz iyi derecede karışmış,
- Gazlar, ideal gaz gibi hesaplara katılmakta.

İç enerjinin yalnızca basınç, sıcaklık ve eşdeğerlik oranının fonksiyonu olduğu kabul edilmektedir (Pichinger, 2002). Buna göre, özgül iç enerji $u : f(P, T, \phi)$ olarak ifade edilebilir. İç enerjinin basınca bağımlılığı, denge bileşiminin sıcaklıkla değişmesinden kaynaklanmaktadır (Foster1985). Yanmış gaz bölgesi için $u_b : f(P, T_b, \phi_b)$ olarak ve krank açısına göre türevi ise, aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{du_b}{d\theta} = \frac{\delta u_b}{\delta T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\delta u_b}{\delta P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{\delta u_b}{\delta \phi_b} \frac{d\phi_b}{d\theta} \quad (1.10)$$

Benzerlikten, yanmamış gaz bölgesi için de, $u_u : f(P, T_u, \phi_u)$ olarak ve türevi aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{du_u}{d\theta} = \frac{\delta u_u}{\delta T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\delta u_u}{\delta P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{\delta u_u}{\delta \phi_u} \frac{d\phi_u}{d\theta} \quad (1.11)$$

Benzer biçimde, özgül hacmin de yalnız basınç, sıcaklık ve eşdeğerlik oranının fonksiyonu olduğu kabul edilmektedir. Buna göre, özgül hacim, $v : f(P, T, \phi)$ olarak ifade edilebilir. Yanmış gaz bölgesi için $v_b : f(P, T_b, \phi_b)$ ise, krank açısına göre türevi (1.12)'deki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{dv_b}{d\theta} = \frac{\delta v_b}{\delta T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\delta v_b}{\delta P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{\delta v_b}{\delta \phi_b} \frac{d\phi_b}{d\theta} \quad (1.12)$$

Yanmamış gaz bölgesi için $v_u : f(P, T_u, \phi_u)$ ve türevi (1.13)'deki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{dv_u}{d\theta} = \frac{\delta v_u}{\delta T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\delta v_u}{\delta P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{\delta v_u}{\delta \phi_u} \frac{d\phi_u}{d\theta} \quad (1.13)$$

Yanmış gaz ve yanmamış gaz bölgesine ilişkin ifadeler (1.14 ve 21)'deki gibi verilmektedir. Bunun için yanmış gaz oranından (x) yararlanılmaktadır.

$$\text{Toplam özgül iç enerji, } u = \frac{U}{m} = x u_b + (1-x)u_u \quad (1.14)$$

$$\text{Toplam özgül hacim, } v = \frac{V}{m} = x v_b + (1-x)v_u \quad (1.15)$$

$$\text{Kütle korunumu, } m = m_u + m_b \quad (1.16)$$

$$\text{Diferansiyel formda, } \frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_u}{d\theta} + \frac{dm_b}{d\theta} \quad (1.17)$$

$$\text{Hacim korunumu, } V = V_u + V_b \quad (1.18)$$

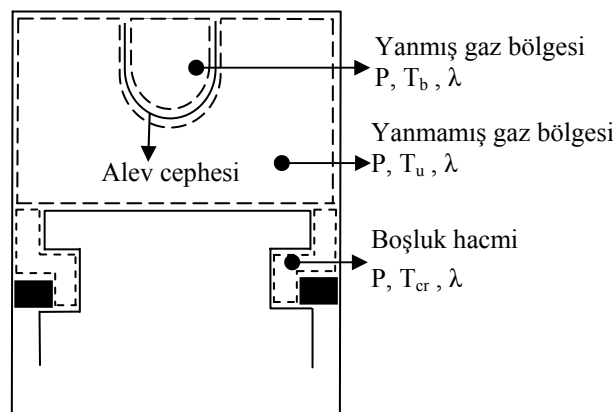
$$\text{Diferansiyel formda, } \frac{dV}{d\theta} = \frac{dV_u}{d\theta} + \frac{dV_b}{d\theta} \quad (1.19)$$

$$\text{Yanmış bölgedeki gaz kütlesi, } m_b = x m \quad (1.20)$$

$$\text{Yanmamış bölgedeki gaz kütlesi, } m_u = (1-x) m \quad (1.21)$$

1.1.3 Üç Bölge Modeli

Yanma odası Şekil 1.5'de görüldüğü üzere, üç gaz bölgesine (yanmamış, yanmış ve boşluk hacmi) ayrılmaktadır. İki bölge modelinden farklı olarak, piston, silindir cidarı ve segman arasında yer alan hacim üçüncü bir bölge olarak ele alınmaktadır. Sıkıştırma sırasında, silindir içi yalnızca yanmamış gaz bölgesinden oluşmaktadır. Silindirin içerisi yanmanın başlamasıyla üç bölgeye ayrılmaktadır.



Şekil 1.5 Üç bölge yanma modeli

Üç bölge modelde, boşluk hacmi bölgesi yanmanın dışında tutulmakta, yanma gidişi iki bölge yanma modeli ile hesaplanarak motor proses hesapları gerçekleştirilmektedir.

Aşağıda, Jensen ve Schramm (2000)'de sunulan üç bölgeli model açıklanmaktadır. Silindir içerisinde gerçekleşen yanma için Ferguson (1986)'da geçen iki bölgeli model esas alınmaktadır. Modelde aşağıdaki kabuller yapılmaktadır:

- Her bir bölgedeki basınçlar her an eşit ve homojen
- Bölgeler arasında ısı geçişi bulunmamakta
- Her bir bölge termodinamik ve kimyasal dengede
- Yanma odasından gaz kaçağı bulunmamakta
- Boşluk hacimlerinin tamamı bir boşluk hacmi olarak alınmakta
- Artık gaz, hava ve yakıt ideal karışım oluşturmakta
- Yanmış ve yanmamış gaz bölgelerini ayıran alev cephesi çok ince alınmakta, dolayısıyla hacmi bulunmamakta
- Boşlukları terk eden gazın sıcaklığı silindir cidarı sıcaklığına eşit alınmaktadır.

Karışım emmeli motor için iki bölgeli yanma modeline benzer biçimde, iç enerjinin yalnızca basınç ve sıcaklığın fonksiyonu olduğu kabul edilmektedir. Buna göre, özgül iç enerji u : $f(P,T)$ olarak ifade edilebilir. Yanmış gaz bölgesi için u_b : $f(P,T_b)$ olarak ve krank açısına göre türevi ise, aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{du_b}{d\theta} = \frac{\delta u_b}{\delta T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\delta u_b}{\delta P} \frac{dP}{d\theta} \quad (1.22)$$

Benzerlikten, yanmamış gaz bölgesi için de, u_u : $f(P,T_u)$ olarak ve türevi ise, aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{du_u}{d\theta} = \frac{\delta u_u}{\delta T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\delta u_u}{\delta P} \frac{dP}{d\theta} \quad (1.23)$$

Benzer biçimde, özgül hacim de yalnız basınç ve sıcaklığın fonksiyonu olduğu kabul edilmektedir. Buna göre, özgül hacim, v : $f(P,T)$ olarak ifade edilebilir. Yanmış gaz bölgesi için v_b : $f(P,T_b)$ ise, krank açısına göre türevi (1.24)'deki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{dv_b}{d\theta} = \frac{\delta v_b}{\delta T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\delta v_b}{\delta P} \frac{dP}{d\theta} \quad (1.24)$$

Yanmamış gaz bölgesi için v_u : $f(P, T_u)$ ve türevi (1.25)'deki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{dv_u}{d\theta} = \frac{\delta v_u}{\delta T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\delta v_u}{\delta P} \frac{dP}{d\theta} \quad (1.25)$$

Yanmış ve yanmamış gaz bölgesi ve boşluk hacmine ilişkin ifadeler (1.26-35)'de verilmektedir:

$$\text{Toplam özgül iç enerji, } u = \frac{U}{m} = x u_b + (1 - x) u_u \quad (1.26)$$

$$\text{Toplam özgül hacim, } v = \frac{V}{m} = x v_b + (1 - x) v_u \quad (1.27)$$

Kütle korunumu, (1.28) eşitliğinde ifade edilmektedir. Silindir toplam kütlesi, yanmamış gaz bölgesi, yanmış gaz bölgesi ve boşluk hacmi kütlelerinin toplamına eşit alınmaktadır. Diferansiyel formda ise, (1.29) eşitliğinde ifade edilmektedir.

$$m = m_u + m_b + m_{cr} \quad (1.28)$$

$$\frac{dm_u}{d\theta} + \frac{dm_b}{d\theta} + \frac{dm_{cr}}{d\theta} = 0 \quad (1.29)$$

Boşluk hacmini kaplayan gazın kütlesi ideal gaz denkleminde hesaplanmaktadır:

$$m_{cr} = \frac{P V_{cr}}{R T_{cr}} \quad (1.30)$$

Boşluk hacmini kaplayan gazın kütlelerinin değişimi,

$$\frac{dm_{cr}}{d\theta} = \frac{V_{cr}}{R T_{cr}} \frac{dp}{d\theta} \quad (1.31)$$

$$\text{Yanmış bölgedeki gaz kütlesi, } m_b = x m \quad (1.32)$$

Yanmış gaz kütlelerinin değişimi,

$$\frac{dm_b}{d\theta} = m \frac{dx}{d\theta} \quad (1.33)$$

$$\text{Yanmamış bölgedeki gaz kütlesi, } m_u = (1-x) m \text{ ya da } = x m - m_{cr} \quad (1.34)$$

Yanmamış gaz kütlelerinin değişimi ise, aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{dm_u}{d\theta} = -m \frac{dx}{d\theta} - \frac{V_{cr}}{R T_{cr}} \frac{dp}{d\theta} \quad (1.35)$$

2. MATEMATİK MODEL

Tezde, yakıt püskürtmeli dizel ve karışım emmeli benzin motorlarının emisyonları hesaplanacaktır. Bunun için, pratik çalışmaya olanak veren ampirik ifadelerin kullanıldığı sıfır boyutlu termodinamik simülasyon her iki motora uygulanmıştır. Matematik modelde, ileride anlatılacak olan ısı transferi (Hohenberg bağıntısı), yanma gidişi (Vibe ve ikili Vibe), emisyon oluşumu (NO_x ve HC) ve tutuşma gecikmesi modelleri kullanılmıştır.

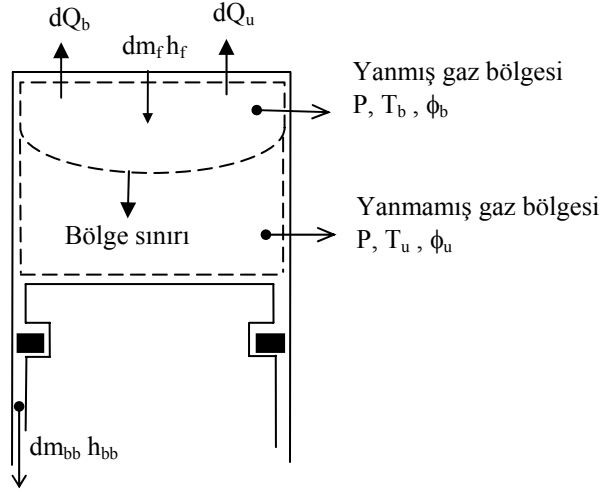
Bu bölümde, motor prosesi iki aşamalı olarak modellenmiştir. Birincisi, iş üreten çevrim olan kapalı çevrim diğeri ise, dolgu değişiminin yapıldığı açık çevrimdir. Her iki sistem için temel denklemler diferansiyel formda verilerek matematik modelleri kurulmaktadır. Kullanılan matematik modellerde Ferguson (1986) tarafından verilen modeller temel alınmıştır. Aşağıdaki durumların hesaplanması için kurulan matematik modeller ileride açıklanmaktadır.

1. Kapalı çevrim olarak iki bölgeli yakıt püskürtmeli dizel
2. Kapalı çevrim olarak üç bölgeli karışım emmeli benzin
3. Açık çevrim olarak iki bölgeli karışım emmeli benzin

2.1 Kapalı Çevrim ya da İş Prosesi

2.1.1 İki Bölgeli Yakıt Püskürtmeli Model

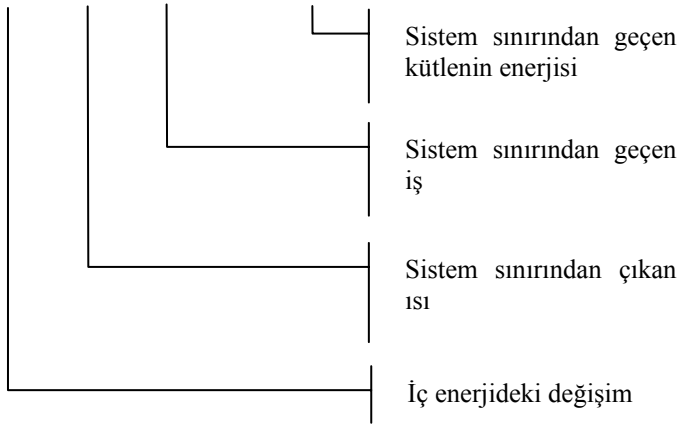
Yakıt püskürtmeli motorun termodinamik simülasyonu ile emisyonlarının hesaplanması için iki bölgeli yanma modeli kullanılmıştır. Silindir içerisi iki bölgeye ayrılarak, silindir içerisindeki ortalama gaz özellikleri yerine ilgili bölgedeki gaz özellikleri kullanılmıştır. Böylelikle, emisyon oluşumunu doğrudan etkileyen basınç, sıcaklık ve konsantrasyon özellikleri için daha hassas değerler kullanılmıştır. Simülasyon matematik modelinde kullanılan silindir yanma odası Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Yanma odası, yanma gidişine bağlı olarak değişen yanmış ve yanmamış gaz bölgesi olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Şekil 2.1’de görüldüğü üzere, P basıncı, T_b sıcaklığı ve ϕ_b eşdeğerlik oranına sahip gazlardan oluşan yanmış gaz bölgesi ile aynı P basıncı, T_u sıcaklığı ve ϕ_u eşdeğerlik oranına sahip gazlardan oluşan yanmamış gaz bölgesi bölge sınırı ile ayrılmaktadır. Püskürtülen yakıt (m_f) yanmamış bölgedeki hava ile tepkimeye girerek, yanmış gaz bölgesine katılmaktadır. Silindir içerisindeki gazların bir miktarı (m_{bb}) piston eteğinden kaçmaktadır.



Şekil 2.1 Enerji akışı (İki bölgeci yanma modeli)

Enerjinin korunumu denklemi, diferansiyel formda silindir içerisi için aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\theta} \quad (2.1)$$



Burada, j indisi, yanma odasını içeren sistemin sınırlarından geçen kütle enerjileri (püskürtülen yakıt, egzoz ya da emme valfinden geçen kütle akısı ve gaz kaçağı) için kullanılmaktadır. Kontrol hacmi içerisindeki kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir. Sistem sınırından geçen ısı (kayıp ısı), yanmış ve yanmamış bölgelere olan ısı transferinin toplamıdır:

$$\frac{dQ}{d\theta} = - \frac{\dot{Q}_b + \dot{Q}_u}{\omega} \quad (2.2)$$

Silindir cidarı ile yanmış ve yanmamış gaz bölgeleri arasındaki ısı transferi (2.3-4)'teki gibi

ifade edilebilir:

$$\dot{Q}_i = h_{tr,i} A_i (T_i - T_w); (i = b, u) \quad (2.3)$$

Burada, yanmış ve yanmamış bölgeden olan ısı transferi, sırasıyla:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_b &= h_{tr,b} A_b (T_b - T_w) \\ \dot{Q}_u &= h_{tr,u} A_u (T_u - T_w) \end{aligned} \quad \text{biçiminde ifade edilebilir.} \quad (2.4)$$

Ferguson (1986)'da iki bölgeli model için verilen biçimde, yanmış ve yanmamış bölge yüzey alanları (2.5-7)'deki gibi ilişkilendirilmiştir. Yanmış ve yanmamış bölgeler arasında yoğunluk farkı bulunmaktadır. Yanmış gazlar daha büyük alan kaplamaktadır. Bu nedenle, yanmış ve yanmamış bölge alanları, yanmış gaz oranının karekökü ile ilişkilendirilebilir.

$$A = A_b + A_u \quad (2.5)$$

$$\text{Yanmış bölge yüzey alanı, } A_b = \sqrt{x} A \quad (2.6)$$

$$\text{Yanmamış bölge yüzey alanı, } A_u = (1 - \sqrt{x}) A \quad (2.7)$$

Yanma odası hacmi, motor geometrisinden krank açısına bağlı olarak (2.8)'deki gibi ifade edilebilir (Ferguson, 1986):

$$V(\theta) = V_c \left[1 + \frac{r-1}{2} \left(1 - \cos \theta + \frac{1}{\varepsilon} (1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \right) \right] \quad (2.8)$$

Denklem (2.1) daha detaylı olarak yazılırsa enerjinin korunumu için,

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} + \frac{dm_f}{d\theta} h_f - \frac{dm_{bb}}{d\theta} h_{bb} \quad (2.9)$$

$$\frac{d}{d\theta} (m u) = - \left(\frac{dQ_b}{d\theta} + \frac{dQ_u}{d\theta} \right) - P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dm_f}{d\theta} h_f - \frac{dm_{bb}}{d\theta} h_{bb} \quad (2.10)$$

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = - \left(\frac{dQ_b}{d\theta} + \frac{dQ_u}{d\theta} \right) - P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dm_f}{d\theta} h_f - \frac{dm_{bb}}{d\theta} h_{bb} \quad (2.11)$$

Diferansiyel büyüklüklerin bulunmasında, Ferguson (1986)'da kullanılan Lewis ve Randall (1961) kaynaklı ifadeler (2.12-15) aşağıda verilmektedir.

$$\partial T = 1 \quad (2.12)$$

$$\partial u = v \left[\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right]_T \quad (2.13)$$

$$\partial P = -1 \quad (2.14)$$

$$\partial u = c_p - \frac{P}{T} v \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_p \quad (2.15)$$

Sonuç olarak iç enerjinin krank açısına bağlı türevi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{du}{d\theta} = c_p - \frac{P}{T} v \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_p \frac{dT}{d\theta} - v \left[\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right]_T \frac{dP}{d\theta} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \quad (2.16)$$

Silindir içerisindeki dolgu, hava ve yakıt kütesinden oluşmaktadır. Buna ek olarak, kaçak gaz ve püskürtülen yakıt kütlesi bulunmaktadır. Kütlenin korunumu için,

$$m = m_{\text{hava}} + m_f - m_{\text{bb}} \quad (2.17)$$

$$\text{Diferansiyel formda, } \frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_f}{d\theta} - \frac{dm_{\text{bb}}}{d\theta} \quad (2.18)$$

Yakıt kütle debisi, yanmış gaz oranına eşit alınmıştır. Ancak, aralarında tutuşma gecikmesi süresi (ileride açıklanan) kadar fark bulunmaktadır. Segmanlardan kaçan kütle kaçak gaz oranı (C) yardımı ile aşağıdaki biçimde ifade edilmektedir (Ferguson, 1986).

$$\frac{dm_{\text{bb}}}{d\theta} = - \frac{C}{\omega} m \quad (2.19)$$

2.1.1.1 Matematik Hesap Modeli

İki bölgeyi yakıt püskürtmeli modelde, sıkıştırma başlangıcından egzoz başlangıcına kadar olan sürede gerçekleşen proseslerin hesaplanmasında kullanılan diferansiyel denklem sistemi (2.20-26)'da verilmiştir:

Basınç terimi,

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{A + B + C + \text{pay}_1 + \text{pay}_2 + \text{pay}_3 + \text{pay}_4}{D + E} \quad (2.20)$$

Buradaki,

$$A = \frac{C}{\omega} \left(\frac{V}{m} + \frac{g_1}{c_{pb} T_b} \left((x^2 - x)(h_b - h_u) \right) \right)$$

$$\mathfrak{G}_1 = \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} v_b$$

$$B = \frac{h_{tr}}{\omega m} A_{sil} \left(\sqrt{x} \frac{\mathfrak{G}_1}{c_{pb} T_b} T_{bw} + (1 - \sqrt{x}) \Gamma_{uw} \frac{\mathfrak{G}_2}{c_{pu} T_u} \right)$$

$$A_{sil} = \frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b}$$

$$T_{bw} = T_b - T_w$$

$$T_{uw} = T_u - T_w$$

$$\mathfrak{G}_2 = v_u \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}$$

$$C = \left(\frac{\mathfrak{G}_1}{c_{pb} T_b} (h_b - h_u) - (v_b - v_u) \right) \frac{dx}{d\theta}$$

$$pay_1 = \left(\frac{\mathfrak{G}_1}{m c_{pb} T_b} (x h_b - (1-x) h_u) - H_{LHV} - \frac{V}{m^2} \right) \frac{dm_f}{d\theta}$$

$$pay_2 = \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta}$$

$$pay_3 = (1-x) \left(\frac{\mathfrak{G}_1}{c_{pb} T_b} \left(-T_u \frac{ds_u}{d\theta} + P \frac{dv_u}{d\theta} + \frac{du_u}{d\theta} \right) - \frac{dv_u}{d\theta} + \frac{\mathfrak{G}_2}{c_{pu}} \frac{ds_u}{d\theta} \right) \frac{d\phi_u}{d\theta}$$

$$pay_4 = x \left(\frac{\mathfrak{G}_1}{c_{pb} T_b} \left(P \frac{dv_b}{d\theta} + \frac{du_b}{d\theta} \right) - \frac{dv_b}{d\theta} \right) \frac{d\phi_b}{d\theta}$$

$$D = x \left(\frac{\mathfrak{G}_1^2}{c_{pb} T_b} + \frac{\mathfrak{G}_3}{P} \right)$$

$$\mathfrak{G}_3 = v_b \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P}$$

$$E = (1 - x) \left(\frac{\mathfrak{G}_2^2}{c_{pu} T_u} + \frac{\mathfrak{G}_4}{P} \right)$$

$$\mathfrak{G}_4 = v_u \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P}$$

Yanmış gaz sıcaklığı terimi,

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{1}{c_{pb}} \left(-\frac{h_{tr}}{\omega m} A_{sil} \frac{1}{x^{1/2}} T_{bw} + \mathfrak{G}_1 \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (2.21)$$

Yanmamış gaz sıcaklığı terimi,

$$\frac{dT_u}{d\theta} = -\frac{h_{tr}}{\omega m c_{pu}} A_{sil} \frac{T_{uw}}{1 + \sqrt{x}} + \frac{\mathfrak{G}_2}{c_{pu}} \frac{dP}{d\theta} - \frac{\Delta s_{b,\phi}}{c_{pb}} \frac{d\phi}{d\theta} \quad (2.22)$$

İş terimi,

$$\frac{dW}{d\theta} = -P \frac{dV}{d\theta} \quad (2.23)$$

Silindir cidarına geçen (kayıp) ısı terimi,

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{h_{tr}}{\omega} A_{sil} \left[\sqrt{x} T_{bw} + (1 - \sqrt{x}) T_{uw} \right] \quad (2.24)$$

Silindirden kaçan dolgu entalpisi terimi,

$$\frac{dH_1}{d\theta} = \frac{C m}{\omega} \left[(1 - x^2) h_u + x^2 h_b \right] \quad (2.25)$$

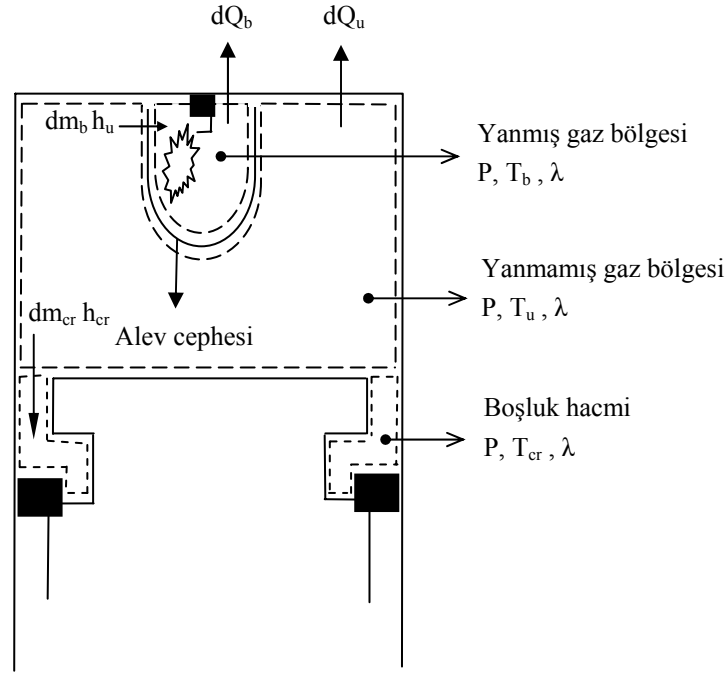
Yakıtın dolgu kaçağı içerisinde bulunan miktarı kaybolmaktadır. Bu durumda, püskürtülen yakıt kütlesi terimi,

$$\frac{dm_f}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \left(\dot{m}_{fi} - \frac{C m \phi}{1 + \phi F_s} \right) \quad (2.26)$$

2.1.2 Üç Bölge Karışım Emmeli Model

Silindir içerisinde yanmadan dışarı atılan hidrokarbon emisyonlarının belirlenmesi için üç bölgesel model kullanılmıştır. Bunun için iki bölgeye ayrılmış silinire ek olarak segman civarında üçüncü bir bölge kullanılmıştır. Matematik modelde kullanılan silindir yanma odası

Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Enerji akışı (Üç bölgeci yanma modeli)

Üç bölgeci modelde, iki bölgeci modelden farklı olarak gaz kaçağı dikkate alınmamıştır. Bu model için gerekli ifadelerde, iki bölgeci yanma modeline ek olarak boşluk hacmi bulunmaktadır. Enerjinin korunumu ifadesi, denklem (2.1) ayrıntılı olarak üç bölgeci model için yazılırsa,

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} - \frac{dm_{cr}}{d\theta} h_{cr} \quad (2.27)$$

$$\frac{d}{d\theta}(m u) = -\frac{dQ_l}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - \frac{dm_{cr}}{d\theta} h_{cr} \quad (2.28)$$

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = -\frac{dQ_l}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - \frac{dm_{cr}}{d\theta} h_{cr} \quad (2.29)$$

$$\partial T = 1 \quad (2.30)$$

$$\partial u = v \left[\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right]_T \quad (2.31)$$

$$\partial P = -1 \quad (2.32)$$

$$\partial u = c_p - \frac{Pv}{T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P \quad (2.33)$$

$$\frac{du}{d\theta} = c_p - \frac{P}{T} v \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_p \frac{dT}{d\theta} - v \left[\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right]_T \frac{dP}{d\theta} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \quad (2.34)$$

Kütlenin korunumu için,

$$m = m_u + m_b + m_{cr} \quad (2.35)$$

Diferansiyel formda yazılırsa,

$$\frac{dm_u}{d\theta} + \frac{dm_b}{d\theta} + \frac{dm_{cr}}{d\theta} = 0 \quad (2.36)$$

İdeal gaz denkleminde yararlanılarak, boşluk hacmi kütlesi aşağıda ifade edilmiştir:

$$m_{cr} = \frac{P V_{cr}}{R_u T_{cr}} \quad (2.37)$$

Burada, boşluk hacmindeki gaz sıcaklığı (T_{cr}) cidar sıcaklığına (T_w) eşit alınmıştır. Diferansiyel biçimde ise, ifade yalnız basıncın fonksiyonu olarak alınmıştır.

$$\frac{dm_{cr}}{d\theta} = \frac{V_{cr}}{R_u T_{cr}} \frac{dP}{d\theta} \quad (2.38)$$

2.1.2.1 Matematik Hesap Modeli

Proses hesabında kullanılan diferansiyel denklem sistemi (2.39-47)'de verilmiştir:

Basınç terimi,

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{A + B + C}{D + E} \quad (2.39)$$

$$A = \frac{1}{m} \left(\frac{dV}{d\theta} - \frac{V}{m} \frac{dm}{d\theta} \right)$$

$$B = \frac{h_{tr}}{\omega m} A_{sil} \left(\sqrt{x} T_{bw} \frac{\vartheta_1}{c_{pb} T_b} + (1 - \sqrt{x}) T_{uw} \frac{\vartheta_2}{c_{pu} T_u} \right)$$

$$C = -(v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} - \frac{\vartheta_1}{c_{pb} T_b} (h_u - h_b) \left(dx - (x - x^2) \frac{C}{\omega} \right)$$

$$D = x \left(\frac{\vartheta_1^2}{c_{pb} T_b} + \frac{\vartheta_3}{P} \right)$$

$$E = (1 - x) \left(\frac{\mathfrak{G}_2^2}{c_{pu} T_u} + \frac{\mathfrak{G}_4}{P} \right)$$

Yanmış gaz sıcaklığı terimi,

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{1}{c_{pb}} \left(-\frac{h_{tr}}{\omega m} A_{sil} \frac{1}{x^{1/2}} T_{bw} + \mathfrak{G}_1 \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (2.40)$$

Yanmamış gaz sıcaklığı terimi,

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{1}{c_{pu}} \left(-\frac{h_{tr}}{\omega m} A_{sil} \frac{1 - x^{1/2}}{1 - x} T_{uw} + \mathfrak{G}_2 \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (2.41)$$

İş terimi,

$$\frac{dW}{d\theta} = -P \frac{dV}{d\theta} \quad (2.42)$$

Silindir cidarına geçen (kayıp) ısı terimi,

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{h_{tr}}{\omega} A_{sil} \left[\sqrt{x} T_{bw} + (1 - \sqrt{x}) T_{uw} \right] \quad (2.43)$$

Silindirden kaçan dolgu entalpisi terimi,

$$\frac{dH_l}{d\theta} = \frac{C m}{\omega} \left[(1 - x^2) h_u + x^2 h_b \right] \quad (2.44)$$

Silindir içi kütlesi terimi,

$$\frac{dm}{d\theta} = -\frac{V_{cr}}{R_u T_w} \frac{dP}{d\theta} \quad (2.45)$$

Boşluk hacmi kütlesi terimi,

$$\frac{dm_{cr}}{d\theta} = \frac{V_{cr}}{R_u T_w} \frac{dP}{d\theta} \quad (2.46)$$

Yanmamış bölge kütlesi terimi,

$$\frac{dm_u}{d\theta} = \frac{dm}{d\theta} - m \frac{dx}{d\theta} \quad (2.47)$$

Elde edilen diferansiyel denklem sistemi, FORTRAN IMSL alt programı olan DIVMRK yardımı ile bilgisayarda çözülmüştür.

2.2 Dolgu Değişimi

Dolgu değişimi prosesi, açık çevrim yaklaşımı ile hesaplanmıştır. Enerjinin korunumu ifadesi denklem (2.1), diferansiyel formda silindir içerisi için (2.48)'deki gibi yeniden düzenlenirse,

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} + \frac{dm_{inl}}{d\theta} h_{inl} - \frac{dm_{out}}{d\theta} h_{out} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} h_{bb} \quad (2.48)$$

Kontrol hacmi içerisindeki kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir. Denklem (2.48) iş ve ısı kaybı terimleri konularak yeniden yazılırsa,

$$\frac{dU}{d\theta} = -\frac{dQ_l}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dm_{inl}}{d\theta} h_{inl} - \frac{dm_{out}}{d\theta} h_{out} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} h_{bb} \quad (2.49)$$

(2.49)'daki terimlerin açılımı (2.50-79) arasında verilmiştir. (2.49) eşitliğin sol yanı, sistemin iç enerjisindeki değişim,

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{d(m u)}{d\theta} \quad (2.50)$$

$$\frac{d}{d\theta} (m u) = \frac{du}{d\theta} m + \frac{dm}{d\theta} u \quad (2.51)$$

Soldaki ilk terim, $\frac{du}{d\theta}$ iç enerji, $u = u(T, P)$ ile ifade edilir. Toplam türev ifadesi,

$$\frac{du}{d\theta} = \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial u}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (2.52)$$

$$\partial u_p = c_p - \frac{P v}{T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_p \quad (2.53)$$

$$\partial P = -1 \quad (2.54)$$

Sıcaklığa göre, kısmi türevi,

$$\partial u_T = v \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_T \quad (2.55)$$

$$\partial T = 1 \quad (2.56)$$

Yeniden yazılırsa,

$$\frac{du}{d\theta} = c_p - \frac{P}{T} v \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_p \frac{dT}{d\theta} - v \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_T \frac{dP}{d\theta} \quad (2.57)$$

Kütlenin korunumu için,

Soldaki ikinci terim, kütlenin korunumundan,

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{inl}}{d\theta} - \frac{dm_{out}}{d\theta} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} \quad (2.58)$$

$\frac{dm_{inl}}{d\theta}$ ve $\frac{dm_{out}}{d\theta}$ izentropik valf akışından, $\frac{dm_{bb}}{d\theta}$ ise, kaçak kütle çarpanından yararlanılarak elde edilir.

(2.49) eşitliğin sağ tarafı,

$$\dots = -\frac{dQ_l}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dm_{inl}}{d\theta} h_{inl} - \frac{dm_{out}}{d\theta} h_{out} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} h_{bb} \quad (2.59)$$

Sağdaki ilk terim, sistem sınırından geçen ısıнын (kayıp ısı) krank açısına göre değişimi,

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{dQ_b}{d\theta} + \frac{dQ_u}{d\theta} \quad (2.60)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = h_u A \Delta T \quad (2.61)$$

Yanmış ve yanmamış bölgedeki gazların temasta olduğu yanma odası yüzey alanları, ısı geçişinin doğru hesaplanabilmesi açısından önemlidir. Yanmış bölgedeki gazın temas ettiği yüzey alanı, yanmamış bölgedeki gazın temas ettiği yüzey alanından farklı olacaktır (Ferguson, 1986). Bunun nedeni, yanmış ve yanmamış bölgelerde bulunan gazlar arasındaki yoğunluk farkıdır. Sonuç olarak, yanmış bölgedeki gazlar daha fazla yer kaplayacaktır. Yanmış ve yanmamış bölge yüzey alanları (2.62-64)'deki gibi ilişkilendirilmektedir:

$$A = A_b + A_u \quad (2.62)$$

Yanmış bölge yüzey alanı,

$$A_b = \sqrt{x} A \quad (2.63)$$

Yanmamış bölge yüzey alanı,

$$A_u = (1 - \sqrt{x}) A \quad (2.64)$$

Yanmış gaz bölgesinden silindir cidarına olan ısı kaybı,

$$\frac{dQ_b}{d\theta} = \frac{h_{tr,b}}{\omega} A_b (T_b - T_w), \quad A_b = x^{1/2} \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) \quad (2.65)$$

Yanmamış gaz bölgesinden silindir cidarına olan ısı kaybı,

$$\frac{dQ_u}{d\theta} = \frac{h_{tr,u}}{\omega} A_u (T_u - T_w) \quad (2.66)$$

$$A_u = (1 - x^{1/2}) \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) \quad (2.67)$$

Sağdaki ikinci terim, hacim değişimi, $\frac{dV}{d\theta}$, özgül hacmin türevinden bulunur: $v = \frac{V}{m}$,

ifadesinin türevi alınır,

$$\frac{dv}{d\theta} = \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} + \frac{V}{m^2} \left(\frac{dm_{inl}}{d\theta} - \frac{dm_{out}}{d\theta} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} \right) \quad (2.68)$$

Özgül hacim, v : $f(P, T)$ olarak ifade edilebilir. Yanmış gaz bölgesi için v_b : $f(P, T_b)$ ise, krank açısına göre türevi (2.73)'teki gibi ifade edilir:

$$\frac{dv_b}{d\theta} = \frac{\delta v_b}{\delta T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\delta v_b}{\delta P} \frac{dP}{d\theta} \quad (2.69)$$

Yanmamış gaz bölgesi için v_u : $f(P, T_u)$ ve türevi (2.70)'teki gibi ifade edilir:

$$\frac{dv_u}{d\theta} = \frac{\delta v_u}{\delta T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\delta v_u}{\delta P} \frac{dP}{d\theta} \quad (2.70)$$

$$\text{Toplam özgül hacim, } v = \frac{V}{m} = x v_b + (1 - x) v_u \quad (2.71)$$

Sağdaki ikinci terim, hacim değişimi,

Kütle debisi $\frac{dm_{inl}}{d\theta}$ ve $\frac{dm_{out}}{d\theta}$ valf geometrisinden yararlanılarak elde edilir. Entalpi değişimi $\frac{dh_{inl}}{d\theta}$ ve $\frac{dh_{out}}{d\theta}$ dikkate alınmamıştır.

Enerji ifadesi yeniden (2.72) biçimde düzenlenir:

$$m \left[c_p - \frac{Pv}{T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_p \frac{dT}{d\theta} - v \left[\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right]_T \frac{dP}{d\theta} \right] = -\frac{dQ_l}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dm_{inl}}{d\theta} h_{inl} - \frac{dm_{out}}{d\theta} h_{out} - u \frac{dm}{d\theta} \quad (2.72)$$

Sıcaklık değişimi yalnız bırakılırsa,

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\left[-\frac{dQ_l}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dm_{inl}}{d\theta} h_{inl} - \frac{dm_{out}}{d\theta} h_{out} - u \frac{dm}{d\theta} \right] \frac{1}{m} + v \left[\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right]_T \frac{dP}{d\theta}}{c_p - \frac{Pv}{T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_p} \quad (2.73)$$

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{inl}}{d\theta} - \frac{dm_{out}}{d\theta} - \frac{C}{\omega} m \quad (2.74)$$

Buradaki m , başlangıç şartı olarak verilir, değeri $\frac{dm}{d\theta}$ ifadesinin entegrasyonu ile değişmektedir. Sistem sınırından geçen iş:

$$\frac{dW}{d\theta} = -P \frac{dV}{d\theta} \quad (2.75)$$

Sistem sınırından geçen entalpi:

$$\sum_i \frac{dH_i}{d\theta} = \frac{dH_{inl}}{d\theta} + \frac{dH_{out}}{d\theta} + \frac{dH_{bb}}{d\theta} \quad (2.76)$$

Yanma odası hacmi, motor geometrisinden krank açısına bağlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$V(\theta) = V_c \left\{ 1 + \frac{r-1}{2} \left[1 - \cos(\theta) + \frac{1}{\varepsilon} \left(1 - \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2(\theta)} \right) \right] \right\} \quad (2.77)$$

Türevi:

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi}{8} b^2 S \sin(\theta) \left(1 + \frac{\varepsilon \cos(\theta)}{\sqrt{1 - (\varepsilon \sin(\theta))^2}} \right) \quad (2.78)$$

Buradaki, yarı krank yarıçapı biyel uzunluğu oranı (ε):

$$\varepsilon = \frac{r}{2l} \quad (2.79)$$

2.2.1 Matematik Hesap Modeli

Proses hesabında kullanılan diferansiyel denklem sistemi (2.80-89)'da verilmiştir:

Basınç terimi,

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{A + B + C + \text{pay}_1}{D + E} \quad (2.80)$$

Buradaki,

$$A = \frac{1}{m} \left(\frac{dV}{d\theta} - \frac{V}{m} dm \right)$$

$$B = \frac{h_{tr}}{\omega m} A_{sil} \left(\frac{\vartheta_1}{c_{pb} T_b} \sqrt{x} T_{bw} + (1 - \sqrt{x}) \Gamma_{uw} \frac{\vartheta_2}{c_{pu} T_u} \right)$$

$$C = (v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} - \frac{\vartheta_1}{c_{pb} T_b} \left((h_u - h_b) \left(\frac{dx}{d\theta} + x + x^2 \frac{C}{\omega} \right) + h_u \left(-\frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} - \frac{C}{\omega} \right) \right)$$

$$D = x \left(\frac{\vartheta_1^2}{c_{pb} T_b} + \frac{\vartheta_3}{P} \right)$$

$$E = (1 - x) \left(\frac{\vartheta_2^2}{c_{pu} T_u} + \frac{\vartheta_4}{P} \right)$$

$$\text{pay}_1 = -\frac{\vartheta_1}{c_{pb} T_b} \frac{1}{m} \left(h_{in} \frac{dm_{in}}{d\theta} + h_{out} \frac{dm_{out}}{d\theta} \right)$$

Yanmış gaz sıcaklığı terimi,

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{1}{c_{pb}} \left(\mathfrak{g}_1 \frac{dP}{d\theta} - (h_b - h_u) \frac{1}{x} \frac{dx}{d\theta} - \frac{xh_b + (1-x)h_u}{x} \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} - \frac{h_{tr}}{\omega m} A_{sil} \frac{T_{bw}}{\sqrt{x}} + \frac{1}{m x} \left(h_{in} \frac{dm_{in}}{d\theta} + h_{out} \frac{dm_{out}}{d\theta} \right) - \frac{C}{\omega} \frac{x^2 h_b + (1-x^2)h_u}{x} \right) \quad (2.81)$$

Yanmamış gaz sıcaklığı terimi,

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{1}{c_{pu}} \left(\mathfrak{g}_2 \frac{dP}{d\theta} - \frac{h_{tr}}{\omega m} A_{sil} \frac{T_{uw}}{1 + \sqrt{x}} \right) \quad (2.82)$$

İş terimi,

$$\frac{dW}{d\theta} = -P \frac{dV}{d\theta} \quad (2.83)$$

Silindir cidarına geçen (kayıp) ısı terimi,

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{h_{tr}}{\omega} A_{sil} \left(\sqrt{x} T_{bw} + (1 - \sqrt{x}) T_{uw} \right) \quad (2.84)$$

Emme kanalından geçen entalpi terimi,

$$\frac{dH_{inl}}{d\theta} = \frac{dm_{in}}{d\theta} h_{inl} \quad (2.85)$$

Egzoz kanalından geçen entalpi terimi,

$$\frac{dH_{out}}{d\theta} = - \frac{dm_{out}}{d\theta} h_{out} \quad (2.86)$$

Silindirden kaçan dolgu entalpisi terimi,

$$\frac{dH_{bb}}{d\theta} = - \frac{C m}{\omega} \left((1 - x^2) h_u + x^2 h_b \right) \quad (2.87)$$

Yukarıdaki diferansiyel denklem sistemi, temel korunum denklemleri yardımıyla oluşturulmuştur. Matris formunda 8 değişken ve 3 korunum denklemi ile matris formunda, (2.88)'deki gibi yazılabilir.

$$\left\{ \begin{array}{c} \text{Enerji} \\ \text{Özgöl Hacim} \\ \text{Entropi} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{cccccc} \underline{1} & \underline{2} & \underline{3} & \underline{4} & -\underline{8} & \underline{23}-\underline{31} \\ -\underline{15} & -\underline{14} & -\underline{16} & -\underline{13} & \underline{11} & \underline{12} \\ 0 & \underline{20} & \underline{19} & 0 & 0 & -\underline{22} \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} \frac{dT_b}{d\theta} \\ \frac{dP}{d\theta} \\ \frac{dT_u}{d\theta} \\ \frac{dx}{d\theta} \\ \frac{dV}{d\theta} \\ 1 \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right] \quad (2.88)$$

Burada,

$$\underline{1} = m x \left(c_{pb} - \frac{P}{T_b} \vartheta_1 \right)$$

$$\underline{2} = -m \left(x (\vartheta_1 + \vartheta_3) + (1-x)(\vartheta_2 + \vartheta_4) \right)$$

$$\underline{3} = m (1-x) \left(c_{pu} - \frac{P}{T_u} \vartheta_2 \right)$$

$$\underline{4} = m (u_b - u_u)$$

$$\underline{8} = -P$$

$$\underline{23} = (x u_b + (1-x) u_u) dm$$

$$\underline{31} = -\frac{h_{tr}}{\omega} \left(\sqrt{x} T_{bw} + (1-\sqrt{x}) T_{uw} \right) + h_{in} dm_{in} + h_{out} dm_{out} - \frac{Cm}{\omega} \left(\sqrt{x} h_b + (1-\sqrt{x}) h_u \right)$$

$$\underline{11} = \frac{1}{m}$$

$$\underline{12} = -\frac{V}{m^2} dm$$

$$\underline{13} = v_b - v_u$$

$$\underline{14} = x \frac{\vartheta_3}{P} + (1-x) \frac{\vartheta_4}{P}$$

$$\underline{15} = x \frac{\vartheta_1}{T_b}$$

$$\underline{16} = (1 - x) \frac{\vartheta_2}{T_u}$$

$$\underline{19} = c_{pu}$$

$$\underline{20} = -\vartheta_2$$

$$\underline{22} = -\frac{h_{tr}}{\omega m} A_{sil} \frac{T_{uw}}{1 + \sqrt{x}}$$

Problemin sayısal çözümü (başlangıç değer yöntemi ile entegrasyonu) için denklem sistemi (2.89)'daki gibi basitleştirilir.

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{c_{pb}} \left(v_b \frac{\delta \ln v_b}{\delta \ln T_b} \frac{A + B + C + pay_1}{D + E} - (h_b - h_u) \frac{dx}{x} - \frac{x h_b + (1 - x) h_u}{x} \frac{dm}{m} - \frac{h_{tr}}{\omega m} \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) \frac{T_b - T_w}{\sqrt{x}} + \frac{h_{in} dm_{in} + h_{out} dm_{out}}{mx} - \frac{C x^2 h_b + (1 - x^2) h_u}{\omega x} \right) \\ \frac{A + B + C + pay_1}{D + E} \\ \frac{1}{c_{pu}} \left(v_u \frac{\delta \ln v_u}{\delta \ln T_u} \frac{A + B + C + pay_1}{D + E} - \frac{h_{tr}}{\omega m} \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) \frac{T_u - T_w}{1 + \sqrt{x}} \right) \\ a_v \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^{(m_v + 1)} \frac{m_v + 1}{\theta - \theta_s} e^{-a_v \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^{(m_v + 1)}} \\ \frac{\pi}{8} b^2 s \sin(\theta) \left(1 + \frac{\varepsilon \cos(\theta)}{\sqrt{1 - (\varepsilon \sin(\theta))^2}} \right) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \frac{dT_b}{d\theta} \\ \frac{dP}{d\theta} \\ \frac{dT_u}{d\theta} \\ \frac{dx}{d\theta} \\ \frac{dV}{d\theta} \end{bmatrix} = \{0\} \quad (2.89)$$

Elde edilen diferansiyel denklem sistemi, FORTRAN IMSL alt programı olan DIVMRK yardımı ile bilgisayarda çözülmüştür. Hesaplanan proses büyüklükleri aşağıda verilmiştir:

- Güç
- Silindir cidarı ısı kaybı
- Silindir iç basınç ve sıcaklığı
- Piston eteğinden kaçan ısı
- Emme ve egzoz valfi kütleleri

Krank açısına göre değişimleri elde edilmiştir. Ayrıca, çevrimin

- Verimi
- İndike ortalama basınç
- Hata oranları (hacim ve iş) bulunmuştur.

Dolgu değişimi işlemi, yalnız egzoz valfinin açık olduğu (I), tüm valflerin açık olduğu (II) ve yalnız emme valfinin açık olduğu (III) üç bölüme ayrılmıştır:

I. bölümde, silindir içerisinde yalnızca yanmış gaz bulunmaktadır.

II. bölümde, silindir içerisinde yanmış ve yanmamış gaz birlikte bulunmaktadır.

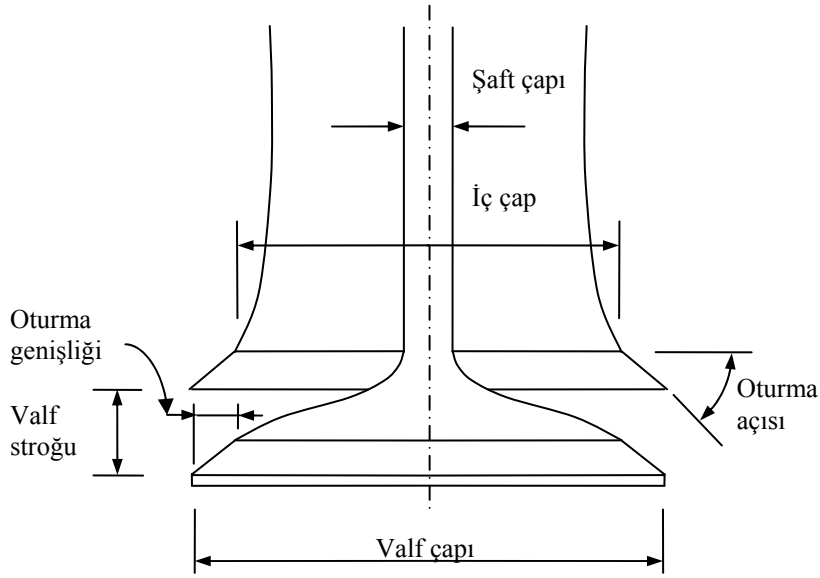
III. bölümde, silindir içerisinde yanmamış ve artık gaz bulunmaktadır.

2.3 Valflerdeki Akış

Valflerdeki akışın hesaplanmasında bir boyutlu sanki sürekli akış varsayımı yapılmıştır (Şekil 2.3). Motor içerisindeki akış olaylarında, eşdeğer ideal akış yaklaşımı yapılır. Diğer bir deyişle, benzer geometri ve boyuttaki kesitten ideal akışkanın sürekli adyabatik tersinir koşulda akışı ele alınır. Valfteki akış, valf stroğu ve valf geometrisi yardımı ile bulunur (Heywood, 1988, sayfa 220). Minimum valf alanı (2.90)'daki gibi bulunur:

$$A_{\min} = \pi L_v \cos \beta \left(D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta \right) \quad (2.90)$$

Burada, L_v valf stroğu, β valf oturma açısı, D_v valf çapı ve w valf oturma genişliğidir.



Şekil 2.3 Valf geometrisi

Valfin açılıp kapanması sırasındaki efektif valf kesitinin belirlenmesi için boyutsuz akış katsayısından yararlanılır. Efektif valf alanı aşağıdaki gibi bulunur:

$$A_{\text{eff}} = C_D A_{\text{valf}} \quad (2.91)$$

Bu yaklaşım ile ihmal edilen bölüm akış ya da boşaltma katsayısı (C_D) ile hesaplara katılmaktadır.

$$C_D = \frac{\text{Geçen Gerçek Kütle}}{\text{Geçen İdeal Kütle}} \quad (2.92)$$

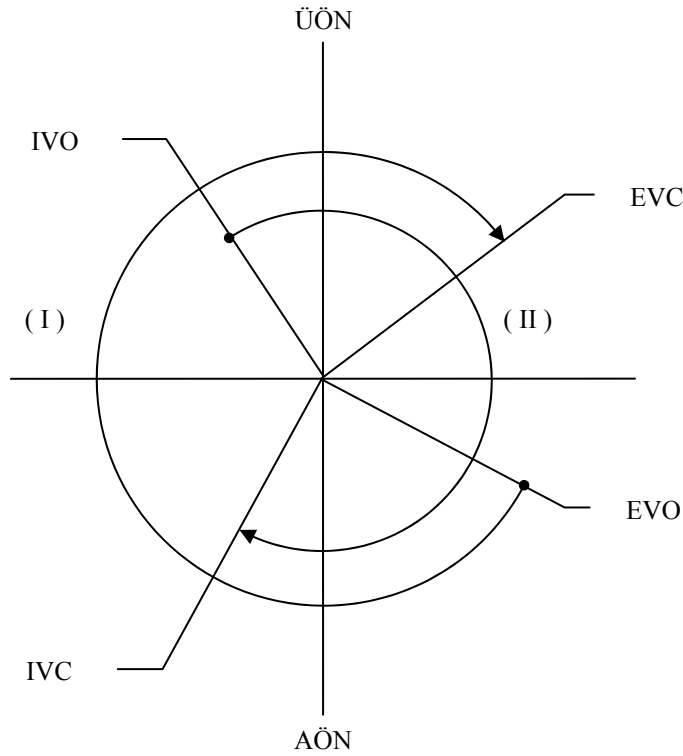
Buradaki A_{valf} akışın olduğu valf kesit alanıdır. Uygulamada, valf perdeleme alanına (Heywood, 1988, sayfa 226) eşit alınır:

$$A_{\text{valf}} = \pi D_v L_v \quad (2.93)$$

Çizelge 2.1’de silindir geometrisi ile valf boyutları arasındaki ilişki matematiksel ifade edilmektedir.

Çizelge 2.1 Silindir geometrisi ile valf boyutlarının ilişkisi (Heywood, 1988)

<i>Yanma Odası Geometrisi</i>	<i>Emme Valfi</i>	<i>Egzoz Valfi</i>	<i>Maksimum Güçteki Ortalama Piston Hızı [m/s]</i>
<i>Kama ya da Küvet</i>	0,43–0,46 B	0,35–0,37 B	15
<i>Piston İçinde Çanak</i>	0,42–0,44 B	0,34–0,37 B	14
<i>Yarım Küre</i>	0,48–0,50 B	0,41–0,43 B	18
<i>Dört Valf İçin Eğik Kafa</i>	0,35–0,37 B	0,28–0,32 B	20



Şekil 2.4 Valf zamanlaması diyagramı

Dört zamanlı motorlarda, emme valfi, genellikle ÜÖN'dan yaklaşık 10–25 °KA önce açılır, AÖN'dan 40–60 °KA sonra kapanır. Emme valfinin kapandığı an, hacimsel verimi etkileyen önemli bir parametredir. Şekil 2.4'te, dolgu değişimi çevrimi krankın dönüşü ile gösterilmiştir. Genişleme prosesinin ardından egzoz valfinin açılması (EVO) ile silindir içerisindeki yanmış gazın dışarı atılması başlar (I yayı). Egzoz prosesi piston AÖN'ya yaklaşırken başlar ve ÜÖN'yı bir miktar geçtikten sonra sona erer. Piston ÜÖN'ya yaklaşırken, Emme valfi de açılır. Valflerin tümünün açık olduğu (IVO–EVC aralığı), egzoz prosesinin son bölümüne, valf bindirmesi bölümü adı verilir. Valf bindirmesi, egzoz valfinin

kapanmasına (EVC) kadar sürmektedir. ÜÖN'dan bir miktar önce başlayan emme prosesi, piston AÖN'yi bir miktar geçtikten sonra sona ermektedir (II yayı).

Bir kesitten geçen akışkanın debisini hesaplamak için sıkıştırılabilir akış varsayımı yapılır. Bir boyutlu sanki sürekli akış varsayımı ile valfin debisi (2.94)'deki gibi bulunmaktadır (Heywood, 1988).

$$\dot{m} = \frac{C_D A_{\text{valf}} P_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (2.94)$$

$\frac{P_T}{P_0} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ koşulunun sağlanması durumunda, kesikli (boğulmuş) akım gerçekleşir. Bu durumda ise, valfin debisi (2.95)'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\dot{m} = \frac{C_D A_{\text{valf}} P_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.95)$$

Burada, C_D deney ile elde edilen boşaltma katsayısı, P_0 akışın yukarıdaki durma (statik) basıncı, T_0 durma sıcaklığı, P_T kesitteki basınç (kesitin hemen çıkışındaki basınca eşit alınır), A_{valf} ise, valfi karakterize eden alandır. Emme sırasında, akışın silindir içerisine doğru olması durumunda, P_0 emme sistemi basıncı ve P_T ise, silindir basıncıdır. Egzoz sırasında, akışın silindirden dışarıya doğru olması durumunda, P_0 silindir basıncı ve P_T ise, egzoz sistemi basıncıdır. Efektif alan (A_{eff}), valftaki akışa dik olan minimum alan olarak tanımlanır. Rezervuardan boğaza akış izentropiktir.

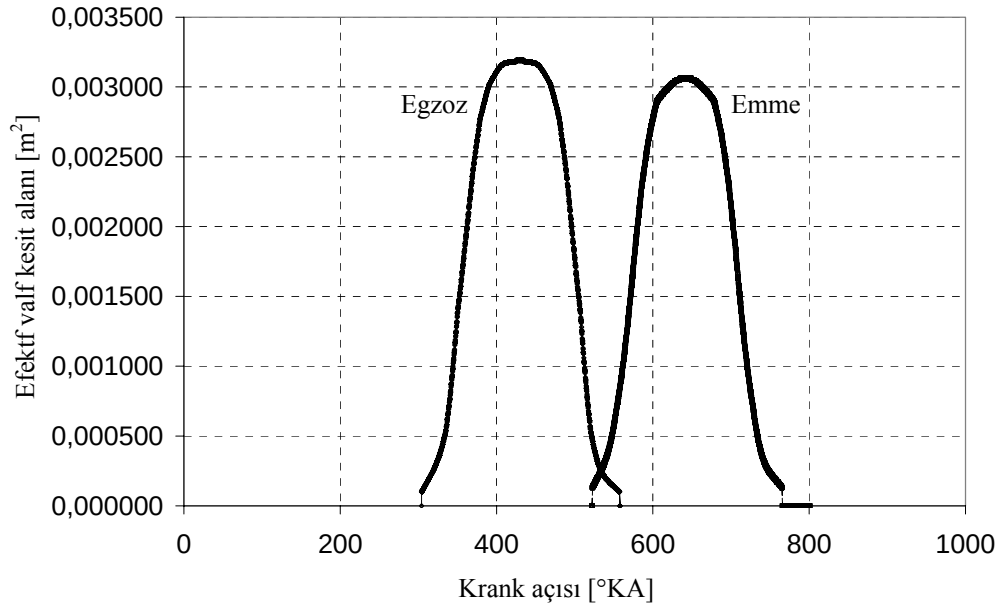
Motor çevriminin dolgu değişimi bölümü aşağıda açıklanmıştır:

- Yalnız egzoz işleminin gerçekleştiği süre.
 - Emme valfinden kütle geçişi bulunmamakta.
 - Egzoz valfinin debisi hesaplanmakta.
- Tüm valflerin açık olduğu valf bindirmesi süresi.
 - Hem emme, hem de egzoz valflerinin debisi hesaplanmakta.
- Yalnız emme işleminin gerçekleştiği süre.
 - Egzoz valfinden kütle geçişi bulunmamakta.
 - Emme valfinin debisi hesaplanmakta.

Hesap aşamasında başlangıçta bilinenler (benzin motorunda) :

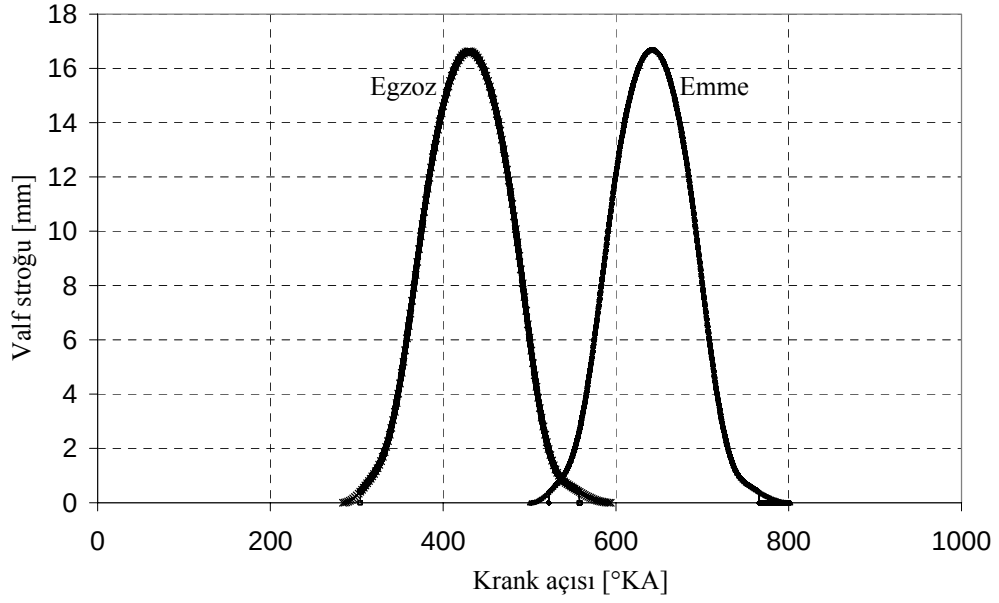
- Emme ve egzoz manifold basınç ve sıcaklıkları.
- Silindir içi basınç ve sıcaklıkları (hesaplanmakta).
- Emme ve egzoz valfi çapları, krank açısına bağlı strok ve boşaltma katsayısı değerleri.

Şekil 2.5'te, Kesgin (1996)'te verilen deney motorunun emme ve egzoz valf kesit alanlarının krank açısına bağlı değişimi görülmektedir. ÜÖN, 180 ve 540 °KA değerlerine karşılık gelmektedir.



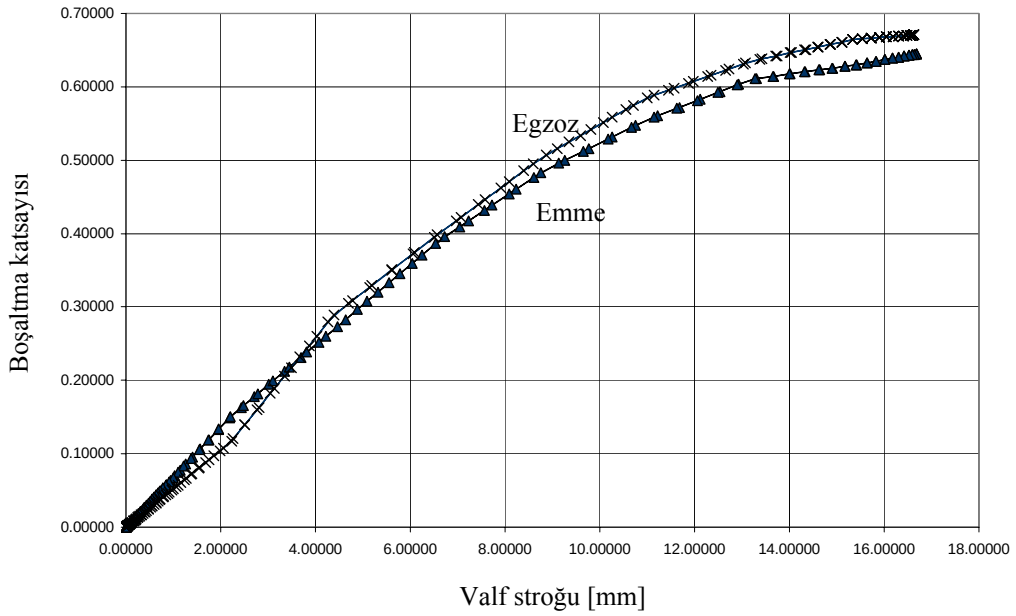
Şekil 2.5 Krank açısına göre valf kesit alanları (Kesgin, 1996)

Aynı motora ait (emme ve egzoz prosesi) deney verilerinden bulunan valf stroklarının krank açısına bağlı değişimleri görülmektedir (Şekil 2.6).



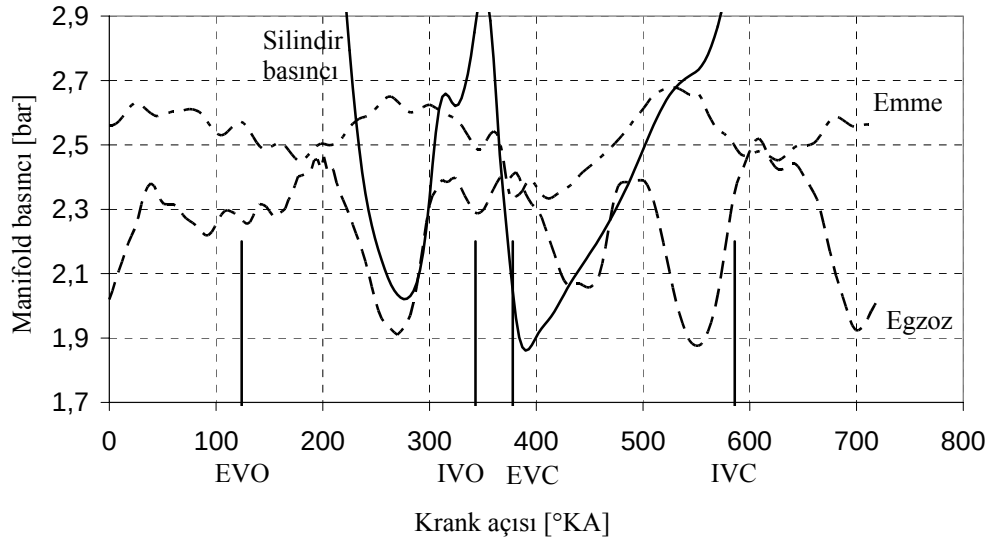
Şekil 2.6 Krank açısına göre valf strokları

Valflerde gerçekleşen efektif akışın belirlenebilmesi için boşaltma katsayıları gerekmektedir. Aynı valf grubuna ait emme ve egzoz prosesi deney verilerinden bulunan boşaltma katsayılarının valf strokları ile değişimi görülmektedir (Şekil 2.7).



Şekil 2.7 Valf stroklarına göre boşaltma katsayıları (Kesgin, 1996)

Deney motorundan alınan emme ve egzoz prosesi deney verilerinden alınan valflerdeki basıncın krank açısına bağlı değişimi görülmektedir (Şekil 2.8).



Şekil 2.8 Krank açısına göre deneyden alınan manifold basınçları (Kesgin, 1996)

2.4 Isı Kaybı

Isı kaybı, silindir cidarına geçen ısı olarak dikkate alınmıştır. Yanma odasında bulunan dolgu ile silindir cidarı arasında ısı geçişi olmaktadır.

2.4.1 Hohenberg Isı Transfer Korelasyonu

Silindir dolgusu (i) ile silindir cidarı (w) arasındaki ısı transferi (2.96)'daki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{Q}_{iw} = h_{tr} A (T_i - T_w) \quad (2.96)$$

Burada, A ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanıdır. Hohenberg, (1979) tarafından yanma odası için verilen ısı transfer katsayısı (h_{tr}) (2.97)'deki gibi verilmiştir.

$$h_{tr} = C_1 V^{-0.06} P^{0.8} T^{-0.4} (v_p + C_2)^{0.8} \quad [W / m^2 / K] = [m]^3 [bar] [K]^{-1} [m/s] \quad (2.97)$$

Buradaki, $C_1 = 130$; $C_2 = 1,4$ önerilen değerlerdir.

2.4.2 Woschni Isı Transfer Korelasyonu

Silindir dolgusu (i) ile silindir cidarı (w) arasındaki ısı transferi (2.98)'deki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{iw} = h_{tr} A (T_i - T_w) \quad (2.98)$$

Woschni yanma odası için verilen ısı transfer katsayısı korelasyonunu aşağıda verilen biçimde

ele almaktadır (Woschni, 1967):

$$Nu = 0,035 Re^m \quad (2.99)$$

Silindir çapı B , karakteristik uzunluk alınmakta, w silindir içerisindeki gazın ortalama yerel hızı alınmakta ve ısı transfer korelasyonu aşağıdaki biçimde ifade edilmektedir:

$$h_{tr} = C B^{m-1} P^m w^m T^{0,75-1,62m} \quad (2.100)$$

Silindir içerisindeki ortalama gaz hızı,

$$w = C_1 \bar{v}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \quad (2.101)$$

Woschni tarafından emme, sıkıştırma ve egzoz aşamalarında, ortalama gaz hızının ortalama piston hızı ile orantılı olduğu belirtilmekte, yanma ve genişleme aşamalarında ise, ortalama piston hızının yanısıra yanma sonucu değişen yoğunluğun endüklediği gaz hızları (~ 10 m/s) ile doğru orantılı olduğu belirtilmektedir. Burada, $\bar{S}_p$, piston hızı, V_d deplasman hacmi, P_r , V_r , T_r referans durumdaki (örneğin, emme valfi kapandığındaki ya da yanma başlangıcındaki) basınç, hacim, sıcaklık, P o andaki silindir içi basıncı, P_m dışarıdan hareket verilen motorun silindir içi basıncı, T ortalama silindir içi sıcaklığıdır. C_1 ve C_2 sabitler olup, hesaplanan prosese bağlı olarak aldıkları değerler (4 stroklu, su soğutmalı, 4 subaplı, doğrudan enjeksiyonlu, girdapsız dizel motora ait) Çizelge (2.2)'de verilmiştir.

Çizelge 2.2 Woschni ısı transfer bağıntısı sabitleri

<i>Proses</i>	C_1	C_2
<i>Dolgu alışverişi sırasında,</i>	6,18	0
<i>Sıkıştırma sırasında,</i>	2,28	0
<i>Yanma ve genişleme sırasında,</i>	2,28	$3,24 \cdot 10^{-3}$

Yüksek motor devirlerindeki ısı transfer katsayıları, girdap (swirl) nedeniyle, gaz hızları yardımıyla bulunan ısı transfer katsayılarından daha yüksek çıkmaktadır. Girdaplı motorlarda, silindirdeki ortalama gaz hızı belirlenirken aşağıda verilen katsayılar kullanılmaktadır:

$$\text{Dolgu alışverişi sırasında, } C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{V_s}{\bar{S}_p}, C_2 = 0$$

Çevrimin geri kalanında, $C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{V_s}{S_p}$

Girdap hızı, $v_s = B \omega_p / 2$

Woschni tarafından yanma odası için verilen ısı transfer katsayısı korelasyonu (h_{tr}), $m = 2$ alınması durumunda (2.102)'deki gibi bulunur (Zhao vd., 2002):

$$h_{tr} = 3,26 B^{-0,2} P^{0,8} T^{-0,55} W^{0,8} \quad [W / m^2 / K] = [m] [Pa] [K] [m / s] \quad (2.102)$$

2.5 Tutuşma Gecikmesi

Tutuşma gecikmesi, püskürtme başlangıcından gözlemlenebilir ısı çıkışına kadar geçen süre olarak tanımlanır. Deneylerden elde edilmiş korelasyon denklemleri genellikle aşağıdaki formdadır [Heywood, 1988]:

$$\tau_{id} = A p^{-n} e^{\frac{E_A}{RT}} \quad (2.103)$$

Buradaki n politropik üs, E_A yakıtın aktivasyon enerjisi, $\bar{R}$ universal gaz sabiti, A ve p yakıt türüne (ya da püskürtme ya da hava akışı) bağlı sabitlerdir. Tutuşma gecikmesi sırasında değişen koşullar (2.104)'teki eşitlik kullanılarak hesaplamalara katılmaktadır:

$$\int_{t_{si}}^{t_{si} + \tau_{si}} \frac{1}{\tau} dt = 1 \quad (2.104)$$

Buradaki t_{si} püskürtme başlangıç anı, τ ise, t anı koşullarındaki tutuşma gecikmesidir.

2.5.1 Hardenberg ve Hase Bağıntısı

Hardenberg ve Hase (1979) tarafından içten yanmalı motorlarda geniş aralıkta uygun sonuç veren ampirik tutuşma gecikmesi bağıntısı aşağıda verilmiştir:

$$\tau_{id} = \left(0,36 + 0,22 \bar{v}_p e^{E_A \left(\frac{1}{RT} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21,2}{P-12,4} \right)^{0,63}} \right) \quad (2.105)$$

Buradaki T ve P tutuşma gecikmesi sırasındaki basınç [bar] ve sıcaklık [K] (Ü.Ö.N koşulunda), $\bar{v}_p$ ortalama piston hızı [m/s], $\bar{R}$ universal gaz sabiti [8,3143 J/mol K], (2.106)'da verilen E_A aktivasyon enerjisi [J/mol] olarak alınmaktadır.

$$E_A = \frac{618840}{CN + 25} \quad (2.106)$$

Buradaki CN yakıtın setan sayısıdır. Tutuşma gecikmesi [$^{\circ}\text{KA}$] biriminden [ms] birimine 0,006N ifadesine bölünerek dönüştürülür. N devir sayısıdır [dev / dak]. ÜÖN koşulundaki basınç ve sıcaklık değerleri politropik sıkıştırma yaklaşımı ile (2.107-108)'deki gibi belirlenir:

$$T_{TC} = T_{inl} r_c^{n-1} \quad (2.107)$$

$$P_{TC} = P_{inl} r_c^n \quad (2.108)$$

Buradaki n politropik üs, r_c sıkıştırma oranı ve ' $_{inl}$ ' indisi emme manifoldu koşuludur.

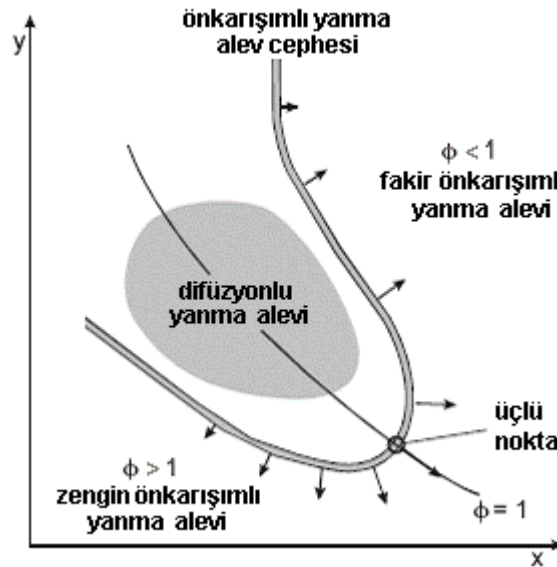
2.5.2 Sitkei Bağntısı

Tutuşma gecikmesi için Sitkei tarafından önerilen bağıntı [$^{\circ}\text{KA}$] (2.109)'da verilmiştir:

$$\tau_{id} = 0,5 + 0,133p^{-0,7}e^{\frac{3930}{T}} + 0,00463p^{-1,8}e^{\frac{3930}{T}} \quad (2.109)$$

2.6 Silindir İçerisindeki Yanma

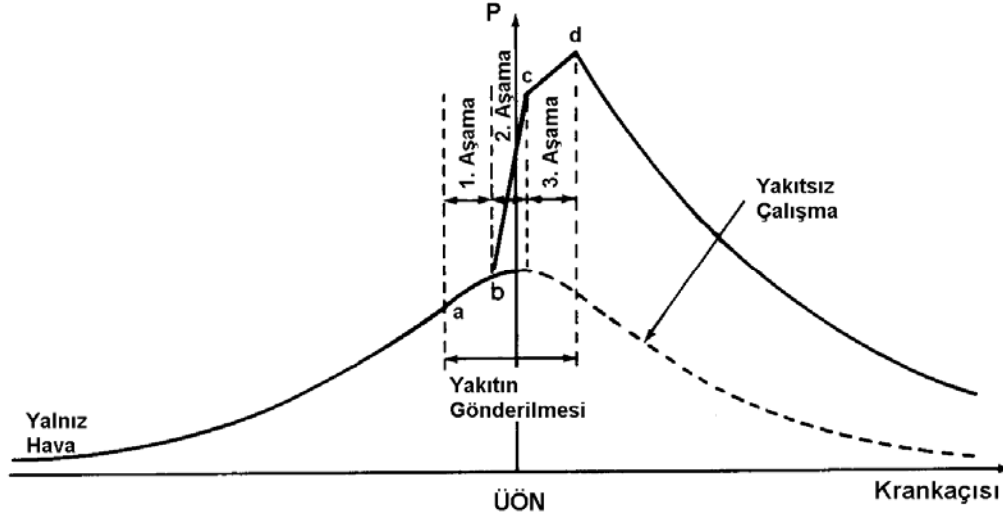
Yakıt hava karışımının yanması sırasında oluşan alev cephesi görülmektedir (Şekil 2.9). Önkarişimli yanma ile oluşan alev cephesi ardında daha sıcak olan gazları bırakarak ilerlemektedir. Benzin püskürtmeli benzin motorunda gerçekleşen yanmadan alınmıştır.



Şekil 2.9 Alev cephesi gösterimi (Kech vd., 1998)

Yakıt püskürtmeli motorda, silindir içerisindeki yanma modellenirken püskürtülen sıvı yakıtın homojen dağılım göstermediği göz önünde bulundurulmalıdır. Yakıt iki fazlıdır ve silindir içerisine düzgün olmayan biçimde yayılmıştır. Genel bir yaklaşım için, karışımın homojen dağılım göstermediği ihmal edilirse, basınç hacim diyagramından yararlanarak yakıt püskürtme miktarının ampirik ifade olarak edilmesi mümkündür. Ampirik ifadedeki

parametrelerin gerçek sisteme uygun olacak biçimde değiştirilebilir. Böylelikle, gerçek sistem parametrelerinin kullanılması durumunda, ampirik ifade basınç hacim diyagramını veren biçime gelmektedir. Örnek olarak, Şekil 2.10'da yakıt püskürtmeli motorda, yanmanın olmadığı ve yanmanın gerçekleştiği basınç krank açısı grafikleri birlikte görülmektedir.



Şekil 2.10 Yanma aşamaları [1]

Şekil 2.10'da görüldüğü üzere,

- a noktasında yakıt püskürtmesi başlamakta,
- b noktasında tutuşma gecikmesi sonunda, yanma başlamakta ve basınç motor basıncının üzerine çıkmakta,
- c noktasında yanmanın hızlı gerçekleşen önkarişimli aşaması sona ermekte ve difüzyonlu yanma aşaması başlamakta,
- d noktasında silindir içerisindeki basınç en yüksek noktasına ulaşmaktadır.

2.6.1 Yanma Gidişi Bağlılıkları

Yanma gidişi ile silindir içerisinde açığa çıkan yakıt ısı gözlemlenmektedir. Bağlılıklar yardımı ile, açığa çıkan yakıt enerjisinin toplam yakıt enerjisine oranı ya da yanmış gaz karışımı kütlelerinin toplam gaz karışımı kütlelerine oranı bulunmaktadır. Yanma başlangıcında bu oran sıfıra eşit iken, yanma sonunda bire eşit olmaktadır. Yanma sırasında ise, yanma gidişine göre birden küçük değerler almaktadır (Çizelge 2.3).

Çizelge 2.3 Yanma gidişi bağıntısının matematik ifadesi

Krank açısı (θ)	Yanma gidişi (x)	Yanma gidişi türevi $\left(\frac{dx}{d\theta}\right)$
Yanma başlangıcı ($\leq \theta_s$)	0	0
Yanma ($= \theta_s$)	$x : f(\theta)$	$\frac{dx}{d\theta} : f(\theta)$
Yanma sonu ($\geq \theta_s + \theta_b$)	1	0

2.6.1.1 Kosinüs Eğrisi Biçimli

Silindir içindeki yanma ile açığa çıkan ısıнын toplam yakıt ısısına oranı yanma gidişi olarak adlandırılmaktadır. (2.110)'daki gibi ifade edilebilir. Yanma öncesinde 0 ve yanma sonrasında ise, 1'e eşit olacaktır.

$$x = \frac{1 - \cos\left(\pi \frac{\theta - \theta_s}{\theta_b}\right)}{2\theta_b} \quad (2.110)$$

Krank açısına göre türevi,

$$\frac{dx}{d\theta} = \frac{\sin\left(\pi \frac{\theta - \theta_s}{\theta_b}\right)}{2\theta_b} \quad (2.111)$$

Burada, krank açısı (θ) radyan, yanma oranını türevi [1/rad] birimindedir.

2.6.1.2 Vibe Fonksiyonu Biçimli

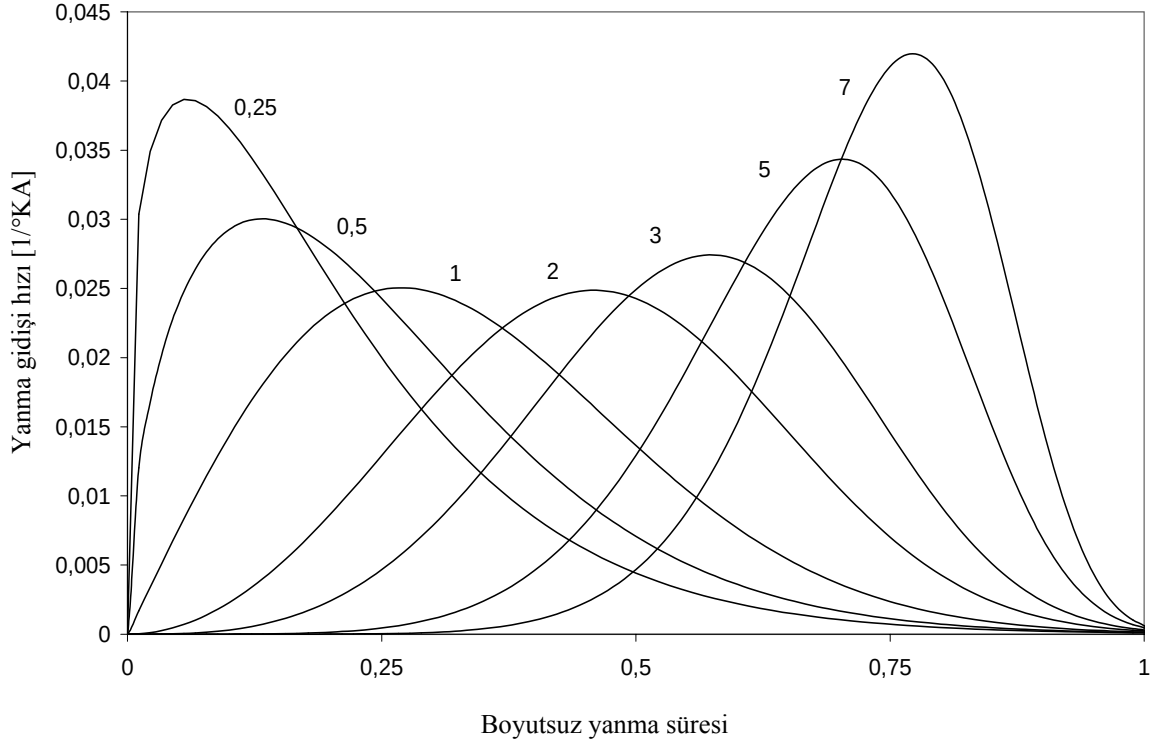
Silindir içindeki yanma ile açığa çıkan ısıнын toplam yakıtın ısısına oranı, Vibe, (1970)'de (2.112)'deki gibi ifade edilmektedir.

$$x = 1 - e^{-a_v \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b}\right)^{(m_v + 1)}} \quad (2.112)$$

Burada, krank açısının (θ) birimi radyandır. Krank açısına göre türevi [1/rad] yanma gidişi hızı olarak tanımlanmıştır (2.113). Şekil 2.11'de yanma gidişi hızının yanma süresi boyunca aldığı değerler görülmektedir. Vibe üs sabiti değiştirilerek yanma üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Birden küçük değerleri için başlangıçtaki değişim hızlı, en yüksek noktasına ulaştıktan sonra değişim hızı giderek yavaşlamaktadır. Birden büyük değerleri için tam tersi

durum gözlemlenmektedir. Bir değeri için simetrik değişim elde edilmektedir.

$$\frac{dx}{d\theta} = a_v \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^{(m_v+1)} \frac{m_v + 1}{\theta - \theta_s} e^{-a_v \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^{(m_v+1)}} \quad (2.113)$$



Şekil 2.11 Vibe üs sabiti ile krank açısına bağlı yanma gidişi hızının değişimi

2.6.1.3 İkili Vibe Fonksiyonu Biçimli

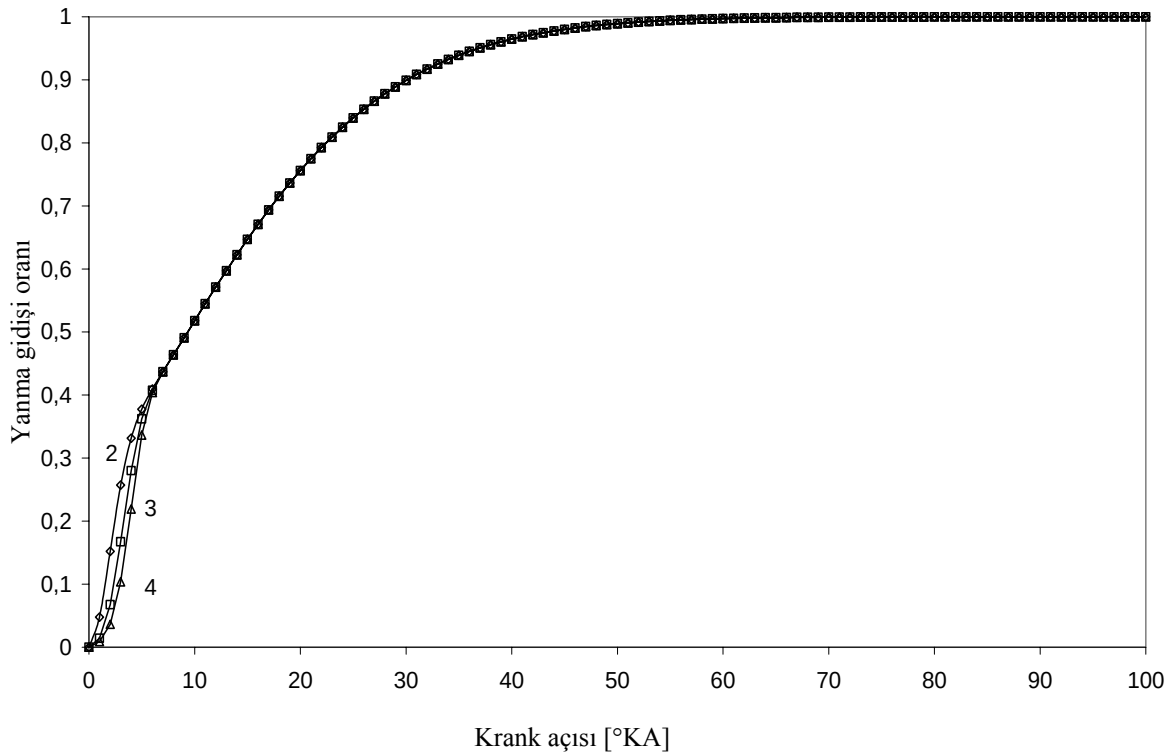
Silindir içindeki yanma ile açığa çıkan ısıнын toplam yakıtın ısısına oranı aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Miyamoto, 1985).

$$x = a_v \left[Q_{pre} \left(1 - (m_{pre} + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_{pre}} \right)^{m_{pre}} e^{-a_v \left(\frac{\theta}{\theta_{pre}} \right)^{(m_{pre}+1)}} \right) + Q_{dif} \left(1 - (m_{dif} + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_{dif}} \right)^{m_{dif}} e^{-a_v \left(\frac{\theta}{\theta_{dif}} \right)^{(m_{dif}+1)}} \right) \right] \quad (2.114)$$

İfade, yanma başlamadan öncesinde 0 ve sonrasında ise, 1 değerini alacaktır. Burada, krank açısının (θ) birimi derecedir. Krank açısına göre türevi [$1 / \text{derece}$] (2.115)'te verilmiştir.

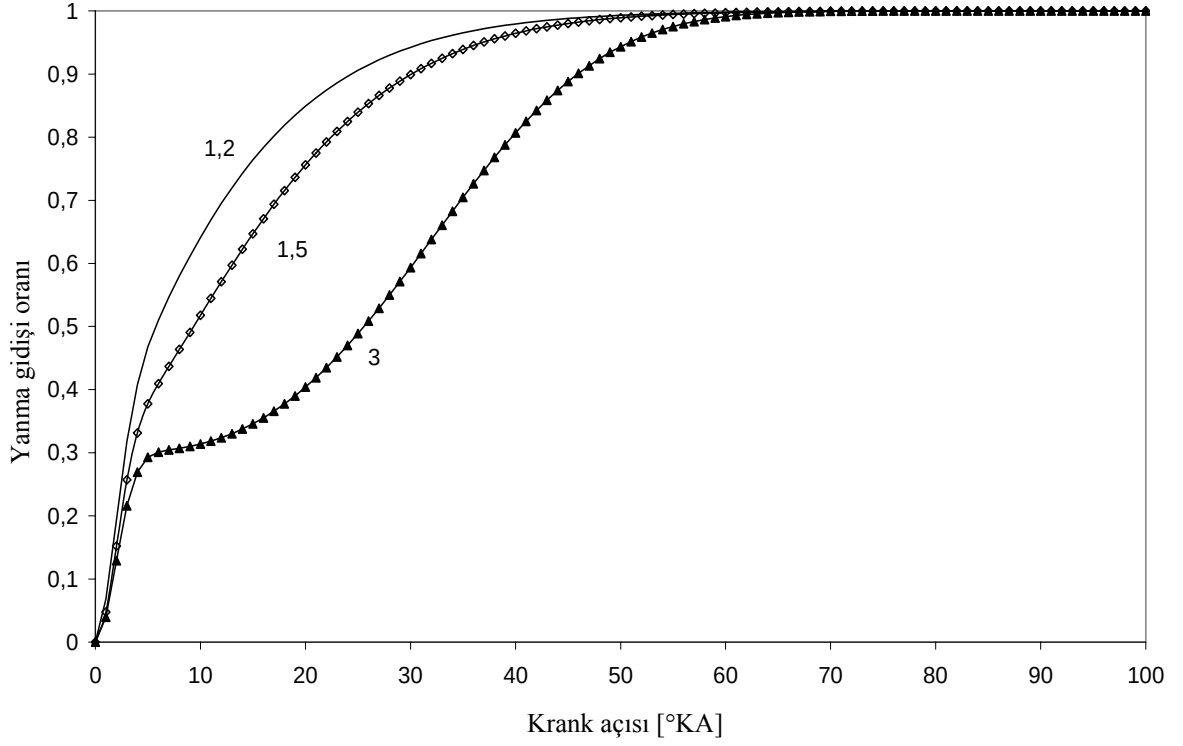
$$\frac{dx}{d\theta} = a_v \left[\frac{Q_{pre}}{\theta_{pre}} (m_{pre} + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_{pre}} \right)^{m_{pre}} e^{-a_v \left(\frac{\theta}{\theta_{pre}} \right)^{(m_{pre}+1)}} + \frac{Q_{dif}}{\theta_{dif}} (m_{dif} + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_{dif}} \right)^{m_{dif}} e^{-a_v \left(\frac{\theta}{\theta_{dif}} \right)^{(m_{dif}+1)}} \right] \quad (2.115)$$

Belirli bir motor tasarımına ilişkin m_{pre} , m_{dif} ve θ_{pre} parametreleri işletme koşullarından bağımsızdır. Bu durumda, Miyamoto, vd., 1985’de a_v sabiti için 6,9 değeri önerilmektedir. Önkarişımli yanma sırasında açığa çıkan yakıtın ısı enerjisi, difüzyonlu yanma sırasında açığa çıkan yakıtın ısı enerjisinden daha az miktardadır. Bu nedenle, Şekil 2.12’den de görüldüğü üzere, söz konusu parametrenin yanma hızına etkisi yok sayılacak kadar azdır.

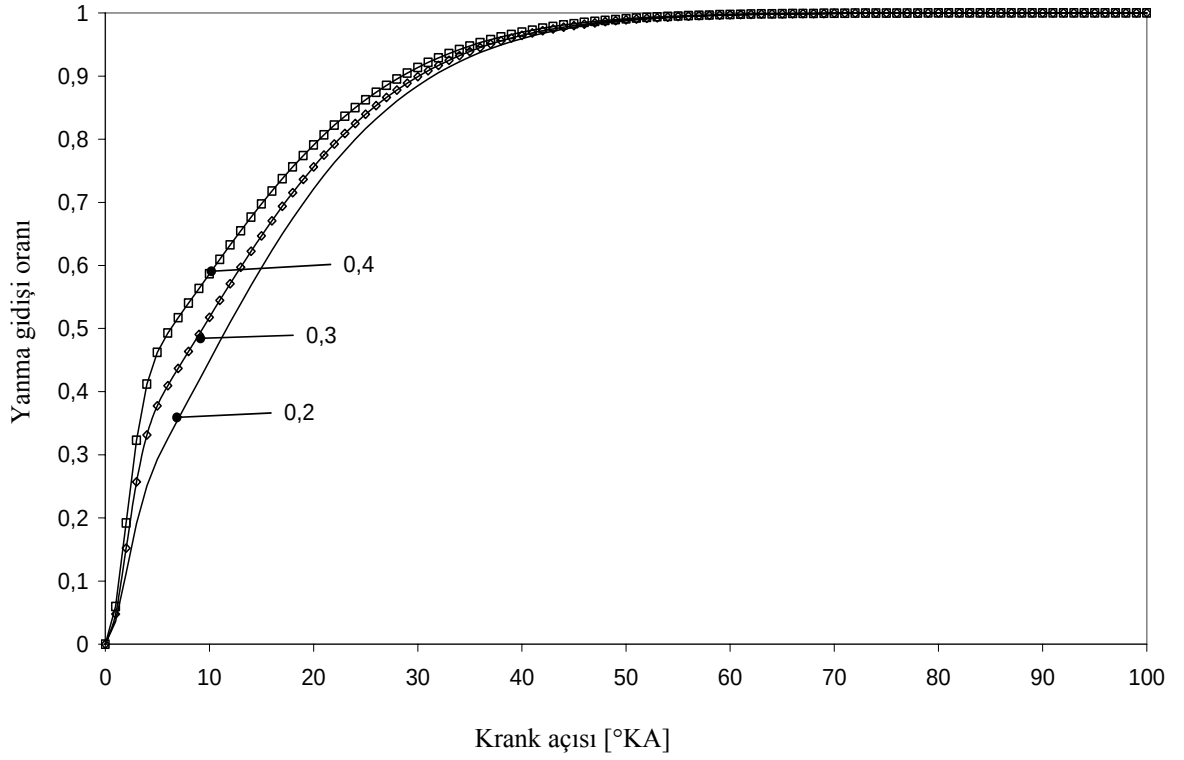


Şekil 2.12 Önkarişımli aşama form parametresi (m_{pre}) ile krank açısına bağlı yanma gidişinin değişimi

Difüzyonlu yanma için form parametresinin yanma hızına etkisi önemli miktarda olmaktadır. Yanma gidiş üzerinde de önemli etkiye sahiptir (Şekil 2.13).



Şekil 2.13 Difüzyonlu aşama form parametresi ile (m_{dif}) krank açısına bağlı yanma gidişinin değişimi



Şekil 2.14 Önkarişımli aşamada verilen ısıнын oranı (Q_p / Q_T) ile krank açısına bağlı yanma gidişinin değişimi

Önkarışım ve difüzyonlu aşamada verilen ısıya toplam yanma ısıya oranlarının farklı değerlerinde yanma gidişinin değişimi Şekil 2.14'te görülmektedir. Yanmanın önkarışım ve yanma ağırlıklı duruma gelmesi, yanma gidişinin eğiminde azalmaya neden olmaktadır.

2.7 Emisyon Oluşumu

Motordan yayılan egzoz emisyonları farklı birimlerde ifade edilmektedir:

- Milyondaki partikül [ppm]
- Hacim yüzdesi [mol oranı 10^2]
- Özgül emisyon değeri, güç başına emisyon kütle debisi $\left[\frac{\mu\text{g}}{\text{J}} \right], \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right], \left[\frac{\text{g}}{\text{hp h}} \right]$
- Emisyon endeksi (EI), emisyon miktarı yakıt kütlesi ile normalize edilir $\left[\frac{\text{g}}{\text{kg yakıt}} \right]$.

2.7.1 Azot Oksit Emisyonu

Azot oksitlerin çevreye çeşitli olumsuz etkileri bulunmaktadır. Fotokimyasal smog oluşumu tepkimelerine katılmakta, stratosferdeki ozon konsantrasyonunu etkilemekte, asit yağmurlarına ve sera etkisine neden olmaktadır. Söz konusu nedenlerden dolayı, üretilen azot oksit (NO_x) emisyonları uluslararası tüzüklerle giderek ağırlaşan biçimde sınırlandırılmaktadır. Burada geçen fotokimyasal smog, güneş ışığı etkisi ya da hidrokarbon bileşikleri ve azot oksitlerin etkileşimiyle oluşan hava kirliliği türüdür. Smog, doğada oksitleyici özelliği yüksek bir maddedir (Patterson ve Henein, 1972).

Kimya kinetiği çalışmalarında, NO ve diğer azot oksitlerin alev sıcaklığındaki artışla oldukça duyarlı olarak arttığı belirtilmiştir (Ferguson, 1986). Yüksek sıcaklıklarda NO emisyonu yüksek değerler almaktadır. Silindir içerisinde sıcaklığı artan gazlar tepkime kinetiği uyarınca dengeye ulaşmaya çalışmaktadır. Termodinamik özelliklerin belirlenmesinde etkili bileşenler, genel olarak bölgesel dengede varsayılacak düzeyde hızlı kimyaya sahiptir. Termodinamik açısından önemi sayılan bileşenlerden farklı olarak, azot oksitlerin oluşum kimyası denge konsantrasyonunda varsayılacak düzeyde hızlı değildir. Buna bağlı olarak, oluşumunun sonrasında genişleme stroğunda kimyası donmaktadır. Düşük sıcaklıktaki egzoz gazında dahi azot oksitler bulunmaktadır. Ayrıca, egzoz geri dönüşümü için adyabatik alev sıcaklığı artık gaz miktarı ile belirgin biçimde azalmakta iken, basınç ile çok az miktarda azalmaktadır.

Azot oksitleri (NO_x), azot monoksit (NO), nitrik oksit (N_2O) ve azot dioksit (NO_2) oluşturmaktadır. (N_2O) oluşumunun esas olarak, yanma sonucu olmadığı literatürde

gösterilmiştir (Faeth vd., 1998). Dizel motorda, yakıt tüketilmesi sonucu oluşan egzozun içeriği: Hacmin % 90'ını azot monoksit (NO), yaklaşık % 5'ini azot dioksit (NO₂) ve kalan % 5'ini N₂O, N₂O₃ ve N₂O₅ oluşturmaktadır. Dış ortam koşullarında ise, NO ve NO₂ kimyasal dengesi NO₂ ağırlıklı olarak yönündedir. Yeterli süre olması durumunda, egzoz içerisinde bulunan NO, NO₂'e dönüşmektedir (Merker, 1993). Yanma sırasında NO oluşumu üç biçimde olmaktadır:

Isıl NO, hava içerisindeki moleküler azottan alev ardı bölgesindeki yüksek sıcaklıkta (2000 K üzeri) oluşmaktadır. Süreç, oksijen radikallerince başlatılmakta ve hidrojen radikallerince desteklenmektedir. Bu, fakir karışımda daha önemli hale gelmektedir. Isıl NO oluşumuna ilişkin tepkime kinetiği genişletilmiş Zeldovich mekanizması ile açıklanmıştır.

Prompt NO, hava içerisindeki azot kaynaklı oluşmaktadır. Oluşum mekanizması Fenimore tarafından ortaya konulmuştur. Hidrokarbonların yandığı ve radikallerce zengin tepkime bölgesinde oluşmaktadır.

Yakıt esaslı NO, yakıt içerisindeki kimyasal bağlı azotun oksitlenmesi sonucu oluşmaktadır. Yakıtın alev bölgesine girmesinden önce, içerisindeki azot siyanür grubu bileşiklere ya da radikallere dönüşmektedir. Ardından kısmen oksitlenerek alev bölgesinde NO oluşturmaktadır.

Yaygın kullanılan dizel yakıtlardaki azot içeriği oldukça az miktardadır. Dolayısıyla, yakıt esaslı NO oluşumu pratiklik istenildiğinde ihmal edilmektedir. Araştırmalardan çıkan ortak sonuç, ısı NO oluşumu esas mekanizma ve prompt NO oluşumu ise, ikinci öneme sahip mekanizmadır.

2.7.1.1 NO_x Tepkime Kinetiği

Hesaplamalarda yanma prosesi sırasında oluşan NO_x emisyonları dikkate alınmıştır. Bunun nedeni, NO_x oluşumunun yüksek sıcaklıklarda etkili olmasıdır. Sıkıştırma ve genişleme sırasında sıcaklıklar düşüktür. Genişleme sırasında, silindir içerisindeki gaz sıcaklığı düşmesine karşın NO konsantrasyonu dengedeki miktarına düşmemektedir (Paterson ve Henein, 1972, sayfa 278). Pistonlu makinelerde, genişleme sırasında NO miktarındaki azalma çok yavaş olmakta, neredeyse sabit kalmaktadır (Starkman ve Newhall, 1967-1970; Lavoie vd., 1970).

2.7.1.1.1 10 Yanma Ürünü

Azot oksit emisyonu oluşumu için 10 adet yanma ürünü (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2 , H , O , OH , NO) dikkate alınmıştır. Azot oksit emisyonları genişletilmiş Zeldovich mekanizması yardımı ile hesaplanmıştır. NO_x oluşum mekanizması ileri ve geri yöndeki 3 tepkime basamağından oluşmaktadır (Çizelge 2.4).

Çizelge 2.4 NO_x oluşumu tepkimeleri (3 basamaklı)

No.	Tepkime	İleri yönde / Geri yönde		
		$A_A(\text{cm}^3/\text{mol s})$	B_A	$E_A(\text{kcal/mol K})$
1	$\text{N}_2 + \text{O} \leftrightarrow \text{NO} + \text{N}$	$7,6 \times 10^{13} /$ $1,6 \times 10^{13}$	0 / 0	$-38000 /$ 0
2	$\text{O}_2 + \text{N} \leftrightarrow \text{NO} + \text{O}$	$6,4 \times 10^{09} /$ $1,5 \times 10^{09}$	0 / 0	$-3150 /$ -19500
3	$\text{OH} + \text{N} \leftrightarrow \text{NO} + \text{H}$	$4,1 \times 10^{13} /$ 2×10^{14}	0 / 0	0 / -23650

Tepkime hız sabiti aşağıdaki gibidir.

$$k = A_A T^{B_A} e^{\frac{E_A}{R_0 T}} \quad (2.116)$$

NO_x oluşum hızı $[\text{mol} / \text{cm}^3 / \text{s}]$ (2.117)'deki gibi bulunmuştur:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{2R_1(1-\alpha^2)}{1 + \frac{\alpha R_1}{R_2 + R_3}} \quad (2.117)$$

NO oluşum mekanizmasına ait tepkime hızları verilmiştir (2.118-120):

$$r_1 = k_{p,1,fw} [\text{N}_2][\text{O}_2] = k_{p,1,bw} [\text{NO}][\text{N}] \quad (2.118)$$

$$r_2 = k_{p,2,fw} [\text{O}_2][\text{N}] = k_{p,2,bw} [\text{NO}][\text{O}] \quad (2.119)$$

$$r_3 = k_{p,3,fw} [\text{OH}][\text{N}] = k_{p,3,bw} [\text{NO}][\text{H}] \quad (2.120)$$

Burada, α anlık NO derişikliğinin dengedekine oranıdır. Dengedeki $\left\{ \frac{[\text{NO}]}{[\text{NO}]_e} \right\}$ azot oksit

derişimi $[\text{NO}]_e$ dengedeki yanma ürünlerinden alınır.

2.7.1.1.2 20 Yanma Ürünü

Azot oksit emisyonu oluşumu için 20 adet yanma ürünü (CO_2 , O_2 , HO , N_2 , Ar , CO , CH_4 , C , O , O_3 , OH , H , H_2 , N , NO , NO_2 , NH_3 , HNO_3 , HCN) dikkate alınmıştır. Böylelikle, daha hassas emisyon sonuçları hesaplanmıştır. Hesaplama için gerekli N_2O bileşeni (2.121)'deki biçimde bulunmuştur (Pattas ve Haefner, 1973).

$$\frac{\text{N}_2\text{O}}{\text{N}_2\sqrt{\text{O}_2}} = 1,1802 T_1^{0,6125} e^{\frac{-18,71}{RT}} \quad (2.121)$$

NO_x oluşum mekanizması 6 tepkime basamağından oluşmaktadır (Çizelge 2.5). NO_x oluşum hızı [$\text{mol} / \text{cm}^3 / \text{s}$] 3 basamaklı yöntemle benzer biçimde bulunmuştur:

Çizelge 2.5 NO_x oluşumu tepkimeleri (6 basamaklı)

No.	Tepkime	İleri yönde / Geri yönde		
		A_A ($\text{cm}^3/\text{mol}/\text{s}$)	B_A	E_A ($\text{kcal}/\text{mol}/\text{K}$)
1	$\text{N}_2 + \text{O} \leftrightarrow \text{NO} + \text{N}$	$4,93 \times 10^{13} /$ $1,6 \times 10^{13}$	$0,0472 /$ 0	$-75,59 /$ 0
2	$\text{O}_2 + \text{N} \leftrightarrow \text{NO} + \text{O}$	$1,48 \times 10^{08} /$ $1,25 \times 10^{07}$	$1,5 /$ $161,2$	$-5,68 /$ $-37,69$
3	$\text{OH} + \text{N} \leftrightarrow \text{NO} + \text{H}$	$4,22 \times 10^{13} /$ $6,76 \times 10^{14}$	$0 /$ $-0,212$	$0 /$ $-49,34$
4	$\text{NO}_2 + \text{O} \leftrightarrow \text{NO} + \text{NO}$	$4,58 \times 10^{13} /$ $7,39 \times 10^{08}$	$0 /$ $0,89$	$-24,1 /$ $-58,93$
5	$\text{O}_2 + \text{N}_2 \leftrightarrow \text{N}_2\text{O} + \text{O}$	$2,25 \times 10^{10} /$ $3,82 \times 10^{13}$	$0,825 /$ 0	$-102,5 /$ $-24,1$
6	$\text{OH} + \text{N}_2 \leftrightarrow \text{N}_2\text{O} + \text{H}$	$9,14 \times 10^{07} /$ $2,95 \times 10^{13}$	$1,148 /$ 0	$-71,9 /$ $-10,8$

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2(1 - \alpha) \left[\frac{r_1}{1 + \alpha \frac{r_1}{r_2 + r_3}} + \frac{r_4}{1 + \alpha \frac{r_4}{r_5 + r_6}} \right] \frac{P}{RT} \quad (2.122)$$

NO_x oluşum mekanizmasına ait tepkime hızları (2.123-128)'de verilmiştir:

$$r_1 = k_{p,1,fw} [N_2][O_2] = k_{p,1,bw} [NO][N] \quad (2.123)$$

$$r_2 = k_{p,2,fw} [O_2][N] = k_{p,2,bw} [NO][O] \quad (2.124)$$

$$r_3 = k_{p,3,fw} [OH][N] = k_{p,3,bw} [NO][H] \quad (2.125)$$

$$r_4 = k_{p,4,fw} [N_2O][O] = k_{p,4,bw} [NO]^2 \quad (2.126)$$

$$r_5 = k_{p,5,fw} [O_2][N_2] = k_{p,5,bw} [N_2O][O]^2 \quad (2.127)$$

$$r_6 = k_{p,6,fw} [OH][N_2] = k_{p,6,bw} [N_2O][H]^2 \quad (2.128)$$

Burada, α anlık NO derişikliğinin dengedekine oranıdır $\left(= \frac{[NO]}{[NO]_e} \right)$.

2.7.2 Hidrokarbon (HC) Emisyonu

Yanma sırasında, piston, segmanlar ve silindir arasında kalan bölgeye alevin ulaşamaması nedeniyle, bu bölgede ve alevin yağ tabakası ile karşılaşınca sönmesi sonucu yağ filmi içerisinde yanmamış hidrokarbon bileşikleri kalmaktadır. Genişleme sırasında bunların çok az bir miktarı yanmaktadır. Ancak, kalan miktar egzozdan atılmaktadır.

2.7.2.1 Tek basamaklı global tepkime

Ayrıntılı kinetik tepkime şeması yardımıyla hesap yapılması çok karmaşık olduğundan, yaklaşıklıktan bir miktar ödün verilerek tek basamaklı global tepkime kullanılmıştır. HC emisyonu, üç bölgeli yanma modeli kullanılarak hesaplanmıştır. Üç bölgeli yanma modelinde, iki bölgeli yanma modeli esas alınmıştır. Buna ek olarak, piston, silindir ve ilk segman arasında kalan hacim üçüncü bölge kabul edilmiştir. Üç bölgeli modelden alınan veriler, (2.113)'de yerlerine konularak hidrokarbon emisyonları bulunmuştur:

No Konsantrasyon ifadesi

$$3 \quad [O_2] = y_{O_2} \frac{p}{R_u T}$$

$$9 \quad [CH_4] = y_{CH_4} \frac{p}{R_u T}$$

No	Tepkime	Tepkime hızı sabiti $k_p [cm^3 / mol / s]$	Tepkime hızları $r [mol / cm^3 / s],$
9	$CH_4 + 2O_2 \leftrightarrow CO_2 + 2H_2O$	$k_{p,9} = -8,3 \cdot 10^6 e^{-\frac{30000}{1,9867T}}$	$r_9 = k_{p,9} [O_2]^{1,3} [CH_4]^{-0,3}$

$$\frac{d[CH_4]}{dt} = r_9 V \quad (2.129)$$

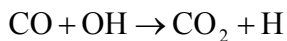
2.7.3 Karbon Monoksit Emisyonu

İçten yanmalı motorlarda, karbon monoksit emisyonu yakıt hava karışımının eşdeğerlik oranı ile kontrol edilebilir. Emisyon değerlerinin eşdeğerlik oranına göre değişimi incelendiğinde, zengin karışımlarda karışımın zenginleşmesi ile doğru orantılı olarak yakıt fazlası artmakta ve egzoz içerisindeki CO emisyonu artmaktadır. Fakir karışımlarda ise, eşdeğerlik oranı ile çok az değişmektedir. Benzin motorları genellikle, teorik tam yanma ya da zengin karışım koşullarında çalıştırıldıklarından CO emisyonları önemlidir. Dizel motorları ise, fakir karışım koşulunda çalıştırıldıklarından, CO emisyonları önemsiz kalmaktadır. CO oluşumu, hidrokarbon (HC) yanma mekanizmasının önemli basamaklarını oluşturmaktadır. Hava miktarının fazla olması HC emisyonlarını düşürmektedir. Ancak, karışımın alevlenmesindeki azalma HC emisyonlarında artışa neden olmaktadır. Hidrokarbon ve hava karışımının alevindeki ana CO oksidasyonu tepkimesi (2.110)'daki gibi yazılabilir (Heywood, 1988, sayfa 592). (2.110) tepkimesinin ardından oksidasyon ile CO₂'e dönüşmektedir. Ancak, bu aşamadaki dönüşüm hızı daha yavaş olmaktadır.



Burada, R hidrokarbon radikalidir.

2.7.3.1 Tek Basamaklı Model



Tepkime denge sabiti, [cm³ / g mol] (Heywood, 1988)

$$k_{p,CO} = 6,76 \times 10^{10} \exp\left(\frac{T}{1102}\right) \quad (2.131)$$

Tepkime hızı, [g / cm³]

$$r_{CO} = k_{p,CO} [CO] [OH] \quad (2.132)$$

Tek silindirli deney motorundan alınan bilgiler doğrultusunda, yanma sırasında CO denge miktarında iken, genişleme stroğunun sonuna doğru dengedeki değerinden uzaklaşmaktadır.

2.7.3.2 İki Basamaklı Model

Tek basamaklı tepkime kullanılması durumunda, yanmanın tamamlanmamış olması nedeniyle açığa çıkan ısı miktarı olduğundan daha fazla hesaplanmaktadır. CO oksidasyonu yanmanın ardından sürmektedir. Bir başka yöntem olarak, ikinci bir basamak eklenmiştir (Borman, 1998, sayfa 121).

No	Tepkime	Tepkime hızı sabiti $k_p [cm^3 / mol / s]$	Tepkime hızları $r [mol / cm^3 / s]$
7	$CO + OH \leftrightarrow CO_2 + H$	$k_{p,7} = 6,76 \cdot 10^{10} e^{-\frac{T}{1102 \cdot 1,9867}}$	$r_7 = k_{p,7} [CO][OH]$
8	$CO + O_2 \leftrightarrow CO_2 + O$	$k_{p,8} = 2,5 \cdot 10^{12} e^{-\frac{24055}{1,9867T}}$	$r_8 = k_{p,8} [CO][O_2]$

CO emisyonunun zamana bağlı değişimi $[mol / s]$, (2.133)'te verilmiştir.

$$\frac{d[CO]}{dt} = (r_7 + r_8)(1 - \alpha)V \quad (2.133)$$

$$\text{Burada, } \alpha = \frac{[CO]}{[CO]_e}$$

2.7.4 Molar Konsantrasyondan ppm Birimine Dönüşüm

Bu bölümde, sırasıyla yoğunluğun bilinmesi durumunda ya da mol oranı ve molekül ağırlıklarının bilinmesi durumunda ppm (kütle ya da hacim) değerlerinin eldesi verilmiştir. Pratikte, gaz emisyonları için ppm (hacim) ve sıvı emisyonları için ppm (kütle) tercih edilmektedir.

2.7.4.1 1. Yöntem

Yoğunluktan ppm (hacim),

$$ppm = \frac{\text{mol bileşen}}{\text{mol karışım}} 10^{-6} \quad (2.134)$$

Gaz karışımı içerisindeki i bileşeninin kütle oranı,

$$x_i = \frac{m_i}{m} = \frac{\rho_i}{\rho} \quad (2.135)$$

i bileşeninin molar konsantrasyonu,

$$C_i = \frac{\rho_i}{MW_i} \quad (2.136)$$

i bileşeninin yoğunluğu,

$$\rho_i = C_i MW_i \quad (2.137)$$

Gaz karışımının kütlesi,

$$m = n MW \quad (2.138)$$

Gaz karışımının yoğunluğu, (2.137 ya da 139)' dan bulunur.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.139)$$

$$\rho = \frac{n MW}{V} \quad (2.140)$$

Sonuç olarak, (2.141) elde edilir.

$$x_i = \frac{MW_i}{MW} \frac{C_i V}{n} \quad (2.141)$$

$$\text{ppm} = x_i 10^6 \text{ [mol/mol]} \quad (2.142)$$

2.7.4.2 2. Yöntem

Mol oranı ve molekül ağırlıklarından ppm (hacim) aşağıdaki gibi bulunur. Gaz karışımı içerisindeki i bileşeninin kütle oranı ve mol oranı arasındaki bağıntı,

$$x_i = y_i \frac{MW_i}{MW} \quad (2.143)$$

Burada, i bileşeninin kütle oranı x_i ve mol oranı y_i ile gösterilmiştir. (2.141) ve (2.143) ifadelerindeki benzerlikten yararlanılarak, i bileşeninin mol oranı,

$$y_i = \frac{C_i V}{n} \quad (2.144)$$

Mol oranından ppm'e dönüşüm (2.145)'de verilmiştir.

$$\text{ppm} = y_i 10^6 \text{ [mol/mol]} \quad (2.145)$$

2.8 Motor Karakteristiklerinin Emisyon Oluşumuna Etkisi

Egzoz emisyonları (hidrokarbonlar, karbon monoksit, azot oksit bileşikleri, is vb.), birbiri ile ilişkili olan motor tasarım ya da işletme parametreleri değiştirilerek kontrol edilmektedir. Ayrıca, yakıt bileşimi, hazırlanması ve verilmesi değiştirilmektedir. Genellikle, bir tek parametrenin değiştirilerek diğerlerinden bağımsız olarak etkisinin gözlenmesi neredeyse olanaksızdır. Hidrokarbon ve karbon monoksit emisyonları, oluştuktan sonra silindir ya da egzozda iken kimyasal oksidasyonla azaltılmaktadır. Ancak, azot oksit emisyonlarının azaltılması, emisyonların oluşmasının ardından ayrıca kimyasal müdahale ile olmaktadır. HC ve CO emisyonların azaltılması için O_2 miktarının fazla olmasına, azot oksit emisyonlarının azaltılması için ise, O_2 miktarının az olması gereklidir. Egzoz emisyonlarının azaltılmasında etkisi olan başlıca etkenler aşağıda verilmiştir(Ergeneman, 1998; Paterson, 1972):

- Yakıt hava oranı: Yakıt hava oranı, dolgu sıcaklığı ve O_2 miktarını etkilemektedir. Hava fazlalığı, HC emisyonlarında azalmaya neden olmaktadır. Ancak, bir noktadan sonra kötü yanma sınırı ile karşılaşmaktadır. Azot oksit emisyonları, çok fakir ya da çok zengin karışım için düşük düzeydedir. Bununla birlikte, fakir karışımında azot oksit emisyonları, dolgu fakirleştikçe düşen tepkime hızları ile azalmakta ve zengin karışımında ise, artan O_2 miktarı ile artmaktadır.
- Yük ya da güç miktarı: Maksimum fren torku koşulunda, motor devri ve yakıt hava oranının sabit olması durumunda HC emisyonları neredeyse değişmemektedir. Devir sayısının sabit olması durumunda, yük miktarındaki değişime bağlı olarak yakıt hava oranı değişmektedir. CO emisyonları yakıt hava oranının artması ile artmakta ve azot oksit emisyonları yakıt hava oranının artması ile azalmaktadır.
- Devir sayısı: Yüksek devirlerde HC emisyonları azalmaktadır. Artan devir sayısı, türbülanslı karışım oluşumu ve eddy difüzyonu etkileri artmakta ve yanma iyileşmektedir. CO emisyonu oluşumu ise, daha çok tepkime kinetiğine dayalı olduğundan motor devrindeki artışın etkisi bulunmamaktadır. Devir sayısındaki artış ile sıkıştırma sonu ve yanma sıcaklıkları ve dolayısıyla azot oksit emisyonları artmaktadır.
- Ateşleme zamanı ve nokta sayısı: Ateşleme avansının artması ile egzoz sıcaklığında düşüş ile birlikte HC emisyonlarında azalma olmaktadır. CO emisyonları ise, etkilenmemektedir. Ancak, ateşlemenin çok geç olması ve CO oksidasyonu için gerekli sürenin bulunmaması, CO emisyonlarında artışa neden olmaktadır. Azot oksit emisyonları ise, ateşleme avansındaki artış ile artmaktadır. Nokta sayısındaki artış yanma hızlarını arttırmakta ve yanmayı iyileştirmektedir. Bunun sonucu olarak, HC emisyonları azalmakta ve azot oksit

emisyonları artmaktadır.

- Egzoz karşı basıncı: Egzoz karşı basıncındaki artış silindir içerisinde kalan artık gaz miktarında artışa neden olmaktadır. Yanmayı bir miktar kötüleştirse de, HC emisyonlarında azalma olmaktadır.
- Valf bindirme süresi: Egzoz karşı basıncına benzer etkiye neden olmaktadır. Valf bindirme süresinin uzun olması durumunda, HC emisyonlarını artmaktadır. Valf bindirme süresinin kısa olması durumunda ise, artık gaz miktarı artmakta ve beraberinde azot oksit emisyonları azalmaktadır.
- Emme manifoldu basıncı: Kısılma valfinin konumu emisyon oluşumunu önemli derecede etkilemektedir. Basıncın gereğinden az olması, karışım oluşumunu kötüleştirmekte ve HC emisyonlarında artışa neden olmaktadır. Kısılma valfinin tam açık konumunda, yanmanın kötüleşmesi ile birlikte CO emisyonları artmaktadır. Emme basıncındaki azalma, sıcaklıklarda azalmaya ve tutuşma gecikmesine neden olmaktadır.
- Yanma odasında birikinti oluşumu: Birikinti oluşumu, yanmamış yakıt miktarında ve HC emisyonlarında artışa neden olmakta, CO emisyonlarını ise, etkilememektedir.
- Cidar sıcaklığı: Cidar sıcaklığındaki azalma, alevin sönme uzaklığını ve tepkime sonrasını olumsuz etkilediğinden yanmamış yakıt miktarı artmakta ve HC emisyonlarında önemli miktarda artışa neden olmaktadır. CO emisyonları, sıcaklıktan çok yakıt hava oranından etkilendiğinden değişmemektedir. Cidar sıcaklığındaki artış, ısı kaybını azaltmakta ve maksimum sıcaklığı arttırmaktadır. Bunun sonucu azot oksit emisyonları artmaktadır.
- Cidar alanının silindir hacmine oranı: Karışım emmeli motorlarda, alevin silindir cidarı yakınında sönmesi HC emisyonlarını arttırmaktadır. Bunu önlemek için silindir yüzey alanının minimize edilmesi gerekmektedir. Cidar alanının silindir hacmine oranının azaltılması ile HC emisyonları azalmakta iken, CO emisyonları etkilenmemektedir. Bu oranın artması ile ısı kayıpları artmakta, dolgu sıcaklıkları azalmakta ve dolayısıyla azot oksit emisyonları azalmaktadır.
- Yanma odası geometrisi: Silindir cidarının silindir hacmine oranı önemli bir etkidir. Silindir cidarına olan ısı transferi, silindirde oluşan hava hareketleri, yakıt hava karışımının yanması, vb, işlemleri etkilemektedir. Ölü hacmin sabit olması durumunda, silindir yüzey alanındaki azalma ile HC emisyonları azalmaktadır. Cidar alanının silindir hacmine oranı artınca, artan ısı transferi nedeniyle maksimum yanma sıcaklıkları ile birlikte azot oksit emisyonları azalmaktadır.
- Stroğun çapa oranı: Stroğun çapa oranındaki artış ile cidar alanının silindir hacmine oranı düşmektedir. Ancak, sürtünmede ve dolayısıyla yakıt ekonomisinde artışa, ayrıca

maksimum güçte azalmaya neden olduğundan pratik değildir.

- Sıkıştırma oranı: Sıkıştırma oranında azalma ısı verimi düşürmektedir. Artan egzoz gazı sıcaklıkları nedeniyle, HC emisyonları azalmaktadır. Sıkıştırma oranındaki azalma maksimum yanma sıcaklıklarını ve dolayısıyla azot oksit emisyonlarını düşürmektedir.
- Yakıt püskürtme sistemi basıncı ve püskürtme deliği sayısı: Yakıt püskürtme basıncının ya da delik sayısının artması benzer etkiye sahiptir. Böylelikle, yakıt atomizasyonu ve dolayısıyla karışım oluşumu iyileşmektedir. Tutuşma gecikmesi azalmakta ve yanma iyileşmektedir.

3. BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU

Bu bölümde bir önceki bölümde matematik alt yapısı verilen modelleri çözmek için geliştirilmiş olan bilgisayar programı tanıtılmıştır.

3.1 Yanma Ürünlerinin Hesaplanması

Yakıt ve havanın (hava için hacim bileşimi: %21 O₂ ve %79 N₂) yanması ile açığa çıkan tepkime ürünlerinin hesap yöntemi açıklanmıştır. Hesaplanan değerler tablo verileri ile karşılaştırılmıştır (EK 5 ve 6).

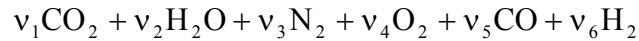
3.1.1 Program FARG (<1000K)

Olikara ve Borman (1975) tarafından geliştirilmiş FARG (Fuel Air Residual Gas) programında, yakıt, hava ve önceki çevrimden kalan artık gazdan oluşan karışımın yanması sonucu, sıcaklığın 1000 K'den az olması durumunda, dengedeki yanma ürünlerine ait mol oranları ve termodinamik özellikleri hesaplanmaktadır.

Yakıtın bileşimi: $C_{\alpha}H_{\beta}O_{\gamma}N_{\delta}$

Havanın bileşimi: %21 O₂ ve %79 N₂

- Temel yanma denklemi,



Yanmaya katılan hava yakıt karışımının eşdeğerlik oranı, basıncı ve sıcaklığına ek olarak bir önceki çevrimden kaldığı kabul edilen artık gaz miktarı bilinmekte ise, istenilen yanma sonucu basıncı ve sıcaklığındaki denge durumu bulunabilir. Böylelikle, dengedeki yanma ürünlerinin özellikleri bulunabilir. 1000 K'in altındaki sıcaklıklarda, 6 yanma ürünü bileşiği, yeterli doğrulukta sonuç vermektedir. Tepkimeye giren karbon ve oksijen atomları oranının 1'den küçük (C/O < 1) olması gerekmektedir. Aksi durumunda, katı halde karbon oluşmaktadır. Aşağıda verilen çözüm tekniğinin, katı karbon oluşumunun dikkate alacak biçimde, yeniden düzenlenmelidir.

Çözüm tekniği:

Tepkimeden (3.1) çıkan 6 adet yanma ürünü olması durumunda, çözüm için gerekli lineer denklem sistemi 6 denklemden oluşmaktadır.

Fakir ya da teorik tam yanma koşullarındaki karışım ($\phi \leq 1$) durumunda, karbon monoksit ve moleküler hidrojen oluşmadığı ($v_5 = v_6 = 0$) kabul edilebilir. Geriye kalan 4 bileşenin mol değeri, atom dengesinden bulunabilir.

Zengin karışım ($\phi > 1$) durumunda, yanma sonucu moleküler oksijen oluşmadığı ($v_4 = 0$) kabul edilebilir. Geriye kalan 5 bileşenin mol değerinin belirlenebilmesi için su gaz tepkimesinden yararlanılır. Su gaz tepkimesi, (3.2)'de verilmiştir:



Su gaz tepkimesinin ilgili sıcaklıktaki tepkime hızı sabiti, ek denklem olarak kullanılmaktadır:

$$k_{p,\text{sugaz}} = \frac{v_2 v_5}{v_1 v_6} \quad (3.3)$$

3.1.2 Program ECP (>1000K)

Olikara ve Borman (1975) tarafından geliştirilmiş ECP (Equilibrium Combustion Products) programında, karışımın yanması sonucu sıcaklığın 1000 K'den büyük olması durumunda dengedeki yanma ürünlerinin mol oranları ve termodinamik özellikleri hesaplanmaktadır.

Yakıtın bileşimi : $\text{C}_\alpha \text{H}_\beta \text{O}_\gamma \text{N}_\delta$

Havanın bileşimi : %21 O_2 ve %79 N_2

- Temel yanma denklemi,



Yanmaya katılan hava yakıt karışımının eşdeğerlik oranı, basıncı ve sıcaklığı bilinmekte ise, istenilen yanma sonu basıncı ve sıcaklığındaki denge durumu bulunabilir. Böylelikle, dengedeki yanma ürünlerinin özellikleri bulunabilir. 1000 K'in üzerindeki sıcaklıklarda, 10 yanma ürünü bileşeni, yeterli doğrulukta sonuç vermektedir.

Çözüm tekniği:

Tepkimeden (3.4) çıkan 10 adet yanma ürünü olması durumunda, yanma ürünü bileşenlerine ait,

- Mol oranları (y_i , $i = 1, 10$)

Toplam mol sayısı (N)

Öncelikle bulunmaktadır. Çözüm için:

- Elementer yanma tepkimelerine ait, 6 adet sabit basınç denge sabiti
- Mol oranları dengesinden, $\sum_i y_i - 1 = 0$
- Başlangıçtaki atom dengesinden,
 - Karbon atomu $\epsilon\phi\alpha = (y_1 + y_5) N$
 - Hidrojen atomu $\epsilon\phi\beta = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9) N$
 - Oksijen atomu $\epsilon\phi\gamma + 0,42 = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10}) N$
 - Azot atomu $\epsilon\phi\delta - 1,58 = (2y_3 + y_{10}) N$

Kullanılarak denklem sistemi oluşturulur. Elde edilen lineer denklem sistemi çözülerek, istenilen koşullardaki yanma ürünlerine ait özellikler belirlenebilir.

Çizelge 3.1 Elementer yanma tepkimeleri

<i>Tepkime Basamağı</i>	<i>Tepkime</i>
1.	$\frac{1}{2}H_2 \leftrightarrow H$
2.	$\frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow O$
3.	$\frac{1}{2}H_2 + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow OH$
4.	$\frac{1}{2}O_2 + \frac{1}{2}N_2 \leftrightarrow NO$
5.	$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow H_2O$
6.	$CO + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow CO_2$

Toplam mol kütlelerinin sıcaklığa bağlı değişimi ya da $\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}$ ve c_p 'in bulunması için gerekli

olan $\frac{\partial y}{\partial T}$, tüm diferansiyel denklem sisteminin sıcaklığa göre türevi alınarak, oluşturulan yeni

diferansiyel denklem sistemi çözülerek bulunabilir.

Benzer biçimde, $\frac{\partial \ln v}{\partial \ln P}$ için gerekli olan $\frac{\partial y}{\partial P}$, tüm diferansiyel denklem sisteminin basınca göre türevi alınarak, oluşturulan yeni diferansiyel denklem sistemi çözülerek bulunabilir.

3.2 Motor Simülasyonları

Modellenen motor simülasyonlarının akış diyagramları Ek 1-3'te verilmiştir. Aşağıda simülasyonlara ilişkin ayrıntılar verilmiştir.

İki bölgeli yakıt püskürtmeli motor simülasyonunda, simülasyon matematik modelinin oluşturulmasında enerji ve kütle korunum ifadelerinden yararlanılmıştır. Kapalı çevrimin ele alındığı model, sıkıştırma, yanma ve genişleme proseslerine ayrılmıştır. Yanma odası içerisindeki basınç, yanma gidişi öngörülerek belirlenmiştir. Diğer durum değişkenlerinin belirlenmesinde, kimyasal denge denklemi ve denge sabitlerinden (yanma termokimyası) yararlanılmıştır. İki bölgeli dizel motoru yanma modelinin temel denklemleri çıkarılmış ve hesap programı yazılmıştır. Silindir içerisindeki bölgeler ile silindir cidarı arasındaki ısı transferi amprik Hohenberg bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır. Tutuşma gecikmesi için Hardenberg ve Hase bağıntısı kullanılmıştır. Hem önkarişimli yanma, hem de difüzyonlu yanmanın olduğu yakıt püskürtmeli durum için daha uygun olması nedeniyle (Breuer, 1994), yanma gidişi ikili Vibe bağıntısı ile modellenmiştir. Dengedeki yanma ürünü bileşenleri ECP ve FARG alt programları ile hesaplanmıştır. NO_x emisyonları için 3 basamaklı genişletilmiş Zeldovich mekanizması kullanılmıştır.

Üç bölgeli karışım emmeli benzin motoru simülasyonunda, kapalı çevrim simülasyonu iki bölgeye benzer biçimde oluşturulmuştur. Isı transferi için Hohenberg bağıntısı, yanma gidişi için Vibe bağıntısı, dengedeki yanma ürünü bileşenleri için ECP ve FARG ile birlikte Pattas ve Haefner (1973) alt programları, NO_x emisyonları için 6 basamaklı genişletilmiş Zeldovich mekanizması ve HC emisyonları için tek basamaklı global mekanizma kullanılmıştır.

İki bölgeli karışım emmeli benzin motoru simülasyonunda, açık çevrim simülasyonu için doldur boşalt mekanizması kullanılmıştır. Valf geometrisi, emme ve egzoz manifold basınçları gibi gerekli veriler doğalgaz motorundan alınmıştır. Simülasyon matematik modeli, enerji ve kütle korunum denklemleri yardımı ile oluşturulmuştur. Isı transferi için Hohenberg korelasyonu, gaz özelliklerinin belirlenmesi için ECP ve FARG alt programları ve NO_x emisyonları için 3 basamaklı genişletilmiş Zeldovich mekanizması kullanılmıştır.

4. HESAPLAMA BULGULARININ İRDELENMESİ

Bu bölümde, önceki bölümde matematik modeli verilen bilgisayar simülasyonu ile elde edilen sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. Karşılaştırmalarda değişik modellerin etkisi dikkate alınmış ve simülasyon sonuçları farklı modeller için ve deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma tek bölgeli, iki bölgeli ve üç bölgeli modeller için ayrı ayrı yapılmıştır.

4.1 Tek Bölgeli Yakıt Püskürtmeli Yanma Modeli

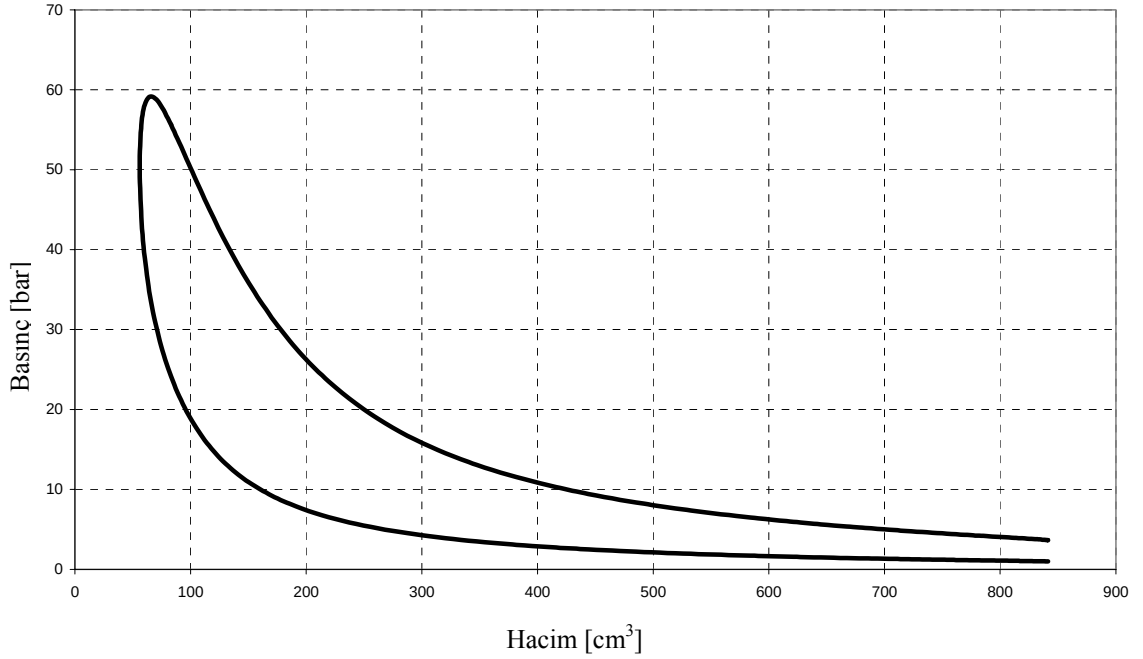
4.1.1 Simülasyon Programından Elde Edilen Sonuçlar

Simülasyon programında, matematik modeli Ferguson (1986) tarafından verilen tek bölgeli yakıt püskürtmeli simülasyon modeline Vibe yanma gidişi bağıntısı uygulanmış, özellikleri Çizelge 4.1’de verilen motor için çalıştırılmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 4.1 Motor özellikleri

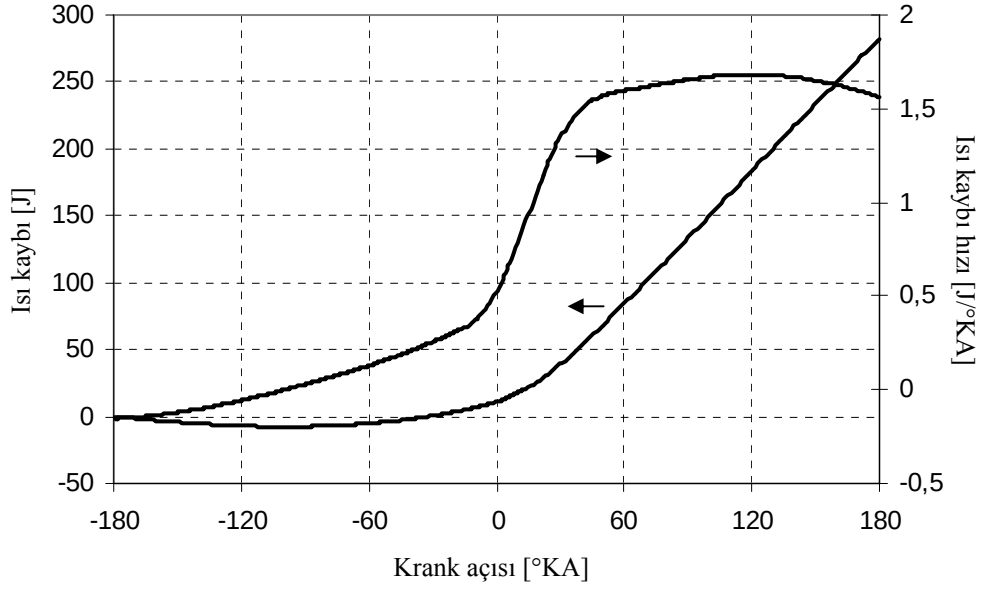
<i>Sıkıştırma oranı</i>	15	
<i>Silindir çapı</i>	10	cm
<i>Strok</i>	10	cm
<i>Krank yarıçapının biyel uzunluğuna oranı</i>	0,15	
<i>Motor devir sayısı</i>	2000	dev /dak
<i>Isı transfer katsayısı (sabit)</i>	500	W / m ² / K
<i>Silindir eteğinden kaçan gaz sabiti</i>	0,8	1 / s
<i>Yanma başlangıcı</i>	-20	°KA (ÜÖN)
<i>Püskürtme süresi</i>	5	°KA (ÜÖN)
<i>Yanma süresi</i>	90	°KA (ÜÖN)
<i>Eşdeğerlik oranı</i>	0,7	
<i>Artık gaz miktarı</i>	%5	
<i>Emme koşulundaki basınç</i>	1	bar
<i>Emme koşulundaki sıcaklık</i>	325	K
<i>Silindir cidar sıcaklığı</i>	400	K
<i>Vibe parametresi</i>	9	
<i>Vibe üs katsayısı</i>	2	

Analizde, artık gaz miktarı ve silindirden kaçan gazlar için sabitler, yakıtın püskürtülmesi ampirik püskürtme bağıntısı ve yanma gidişi için Vibe bağıntısı kullanılmıştır. Hesaplanan motor iş çevrimi için basınç-hacim diyagramı Şekil 4.1’de görülmektedir. Tutuşma gecikmesinin dikkate alınmadığı simülasyonda, yanma başlangıcı -20°KA $83,2301\text{ cm}^3$ hacim değerine karşılık gelmektedir. Yanmanın 90°KA sürdüğü ve $340,6257\text{ cm}^3$ hacim değerinde sona ermektedir.



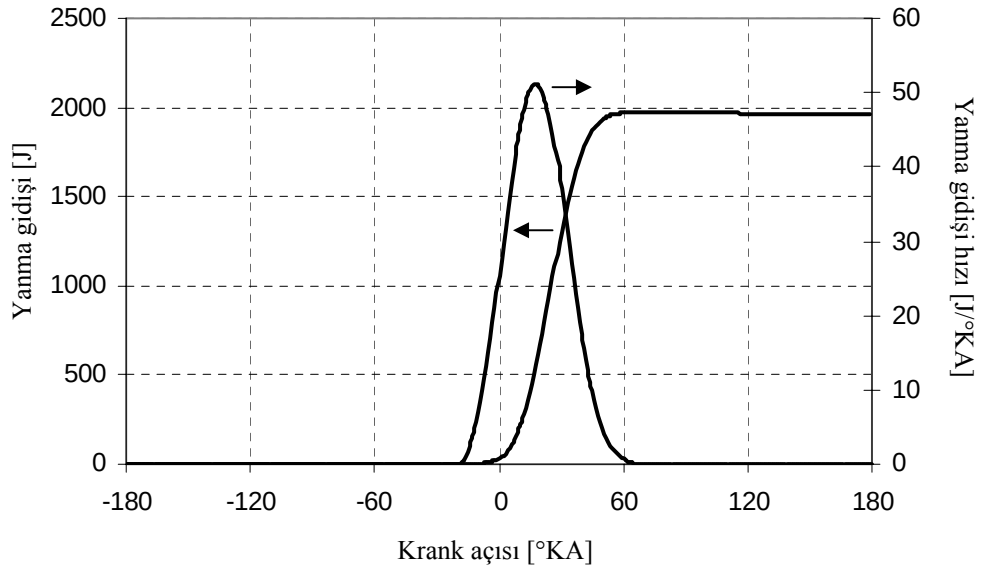
Şekil 4.1 Tek bölge yakıt püskürtmeli model için basınç hacim diyagramı

Simülasyon programı kullanılarak, silindir cidarından olan ısı transferi ve bunun krank açısıyla değişim hızı hesaplanmıştır ve Şekil 4.2’de krank açısına bağlı olarak çizdirilmiştir. Isı kaybı, yanmanın başlamasıyla hızla artmaktadır. Şekilden de görüldüğü gibi, yanma başlangıcı ile yaklaşık 40°KA aralığında ısı kaybında ani bir yükselme görülmekte ve bu değerden sonra yaklaşık olarak sabit kalmaktadır.

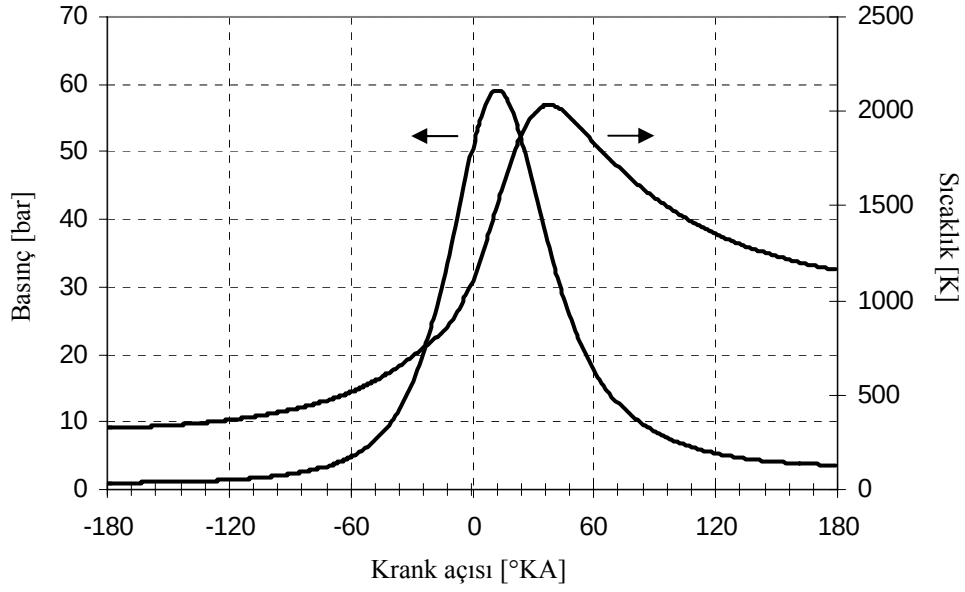


Şekil 4.2 Silindir cidarına geçen ısı ve hızının krank açısına göre değişimi

Silindir içerisinde açığa çıkan ısı olarak ifade edilen yanma gidişi ve değişimi Şekil 4.3'deki gibi elde edilmiştir. Yanma gidişi, Vibe bağıntısı ile ifade edilmiştir. Yanma ÜÖN'dan 20 °KA önce başlamakta, 90 °KA sürmekte ve ÜÖN'dan 70 °KA sonra sona ermektedir. Yanma gidişi hızı önce artan ve tepe (yaklaşık 20 °KA değerinde) yaptıktan sonra azalan biçimdedir.



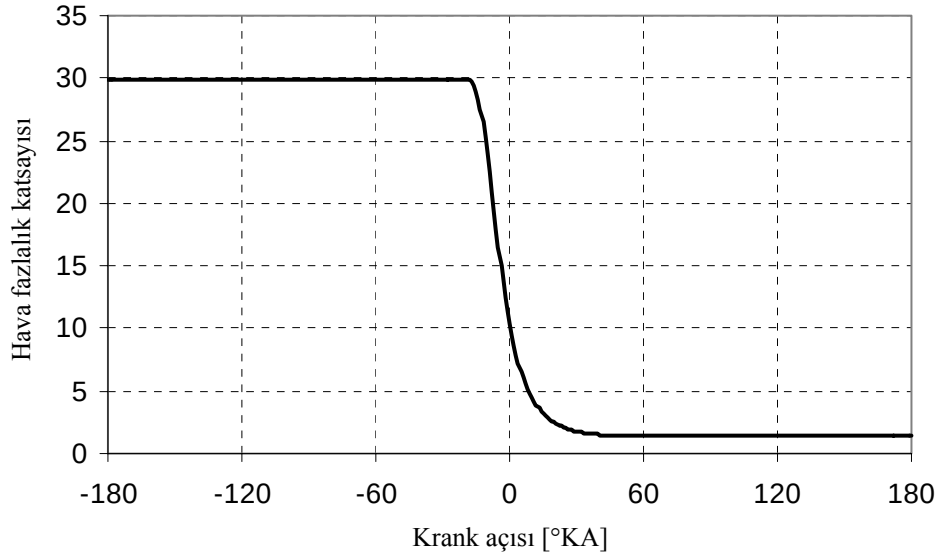
Şekil 4.3 Yanma gidişi ve hızının krank açısına bağlı değişimi



Şekil 4.4 Silindir içi basınç ve sıcaklığın krank açısına göre değişimi

Silindir içi basınç ve sıcaklık krank açısına bağlı olarak Şekil 4.4’de görüldüğü gibi elde edilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi maksimum sıcaklık 2000 K civarında 20 °KA’nda meydana gelmiştir. Yanma ile yakıt ısısının büyük bölümünün açığa çıkması ile silindir içerisindeki sıcaklık en yüksek değerine ulaştıktan sonra düşmeye başlamaktadır.

Silindir içerisindeki hava fazlalık katsayısı krank açısına bağlı olarak Şekil 4.5’te görülmektedir. Burada hava fazlalık katsayısı hesaplanırken, silindir dolgusu ile karışım oluşturan yanmış yakıt miktarı dikkate alınmıştır. Hava fazlalık katsayısı, ÜÖN’dan 20 °KA önce yakıtın püskürtülmeye başlamasıyla azalmaya başlamakta ve yakıtın tamamının yanmasıyla sabit değerine ulaşmaktadır.



Şekil 4.5 Hava fazlalık katsayısının krank açısına bağlı değişimi

4.2 İki Bölgeci Yakıt Püskürtmeli Yanma Modeli

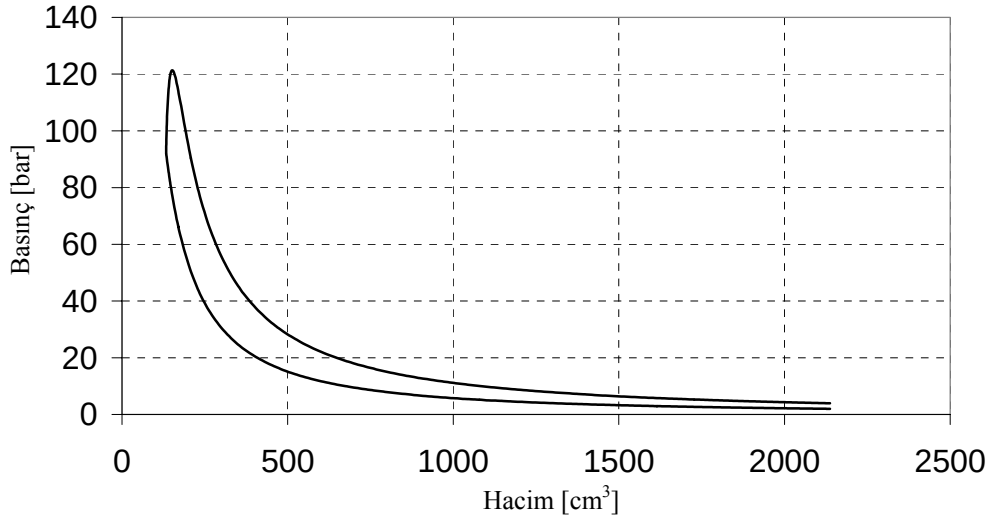
4.2.1 Simülasyon Programından Elde Edilen Sonuçlar

İki bölgeci yakıt püskürtmeli yanma modeli için geliştirilen simülasyon programı Çizelge 4.2'deki girdiler kullanılarak çalıştırılmıştır. Simülasyon programının akış şeması EK 2'de verilmiştir. Programda hesaplanan simülasyon sonuçları Misawa (2004) tarafından yapılan çalışmanın sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

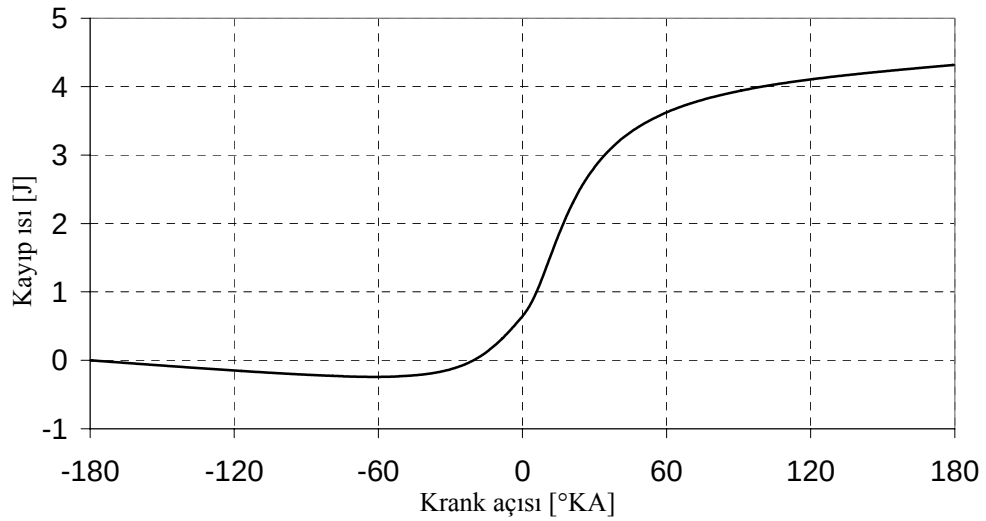
İki bölgeci model için simülasyon programından elde edilen basınç-hacim diyagramı Şekil 4.6'da verilmiştir. En yüksek silindir basıncı 120 bar olmaktadır. Programda, ısı kayıpları da krank açısına bağlı olarak hesaplanmaktadır. Bu değişim Şekil 4.7'de verilmektedir. Cidar sıcaklığının sabit olması nedeniyle, ÜÖN öncesinde silindir dolgusu ısı almakta olduğundan, şekilde eksi ile gösterilmiştir.

Çizelge 4.2 Program girdileri

<i>Sıkıştırma oranı</i>	16	
<i>Silindir çapı</i>	13,5	[cm]
<i>Strok</i>	14	[cm]
<i>Krank yarıçapının biyel uzunluğuna oranı</i>	0,2381	
<i>Devir sayısı</i>	2000	[rpm]
<i>Kaçak gaz debisi</i>	0,08	[l / s]
<i>Eşdeğerlik oranı</i>	0,4829	
<i>Artık gaz oranı</i>	%5	
<i>Püskürtülen yakıt kütlesi</i>	0,068	[g]
<i>Püskürtme başlangıcı</i>	-6	[°KA]
<i>Püskürtme süresi</i>	13	[°KA]
<i>Sıkıştırma başlangıç basıncı</i>	2	[bar]
<i>Sıkıştırma başlangıç sıcaklığı</i>	293,1	[K]
<i>Silindir cidar sıcaklığı</i>	443	[K]
<i>Vibe çarpanı</i>	6,9	
<i>Önkarışimli yanma süresi</i>	6	[°KA]
<i>Difüzyonlu yanma süresi</i>	24	[°KA]
<i>Önkarışimli Vibe üssü</i>	0,6	
<i>Difüzyonlu yanma Vibe üssü</i>	1,2	
<i>Önkarışimli ısının oranı</i>	0,15	
<i>Difüzyonlu ısının oranı</i>	0,85	

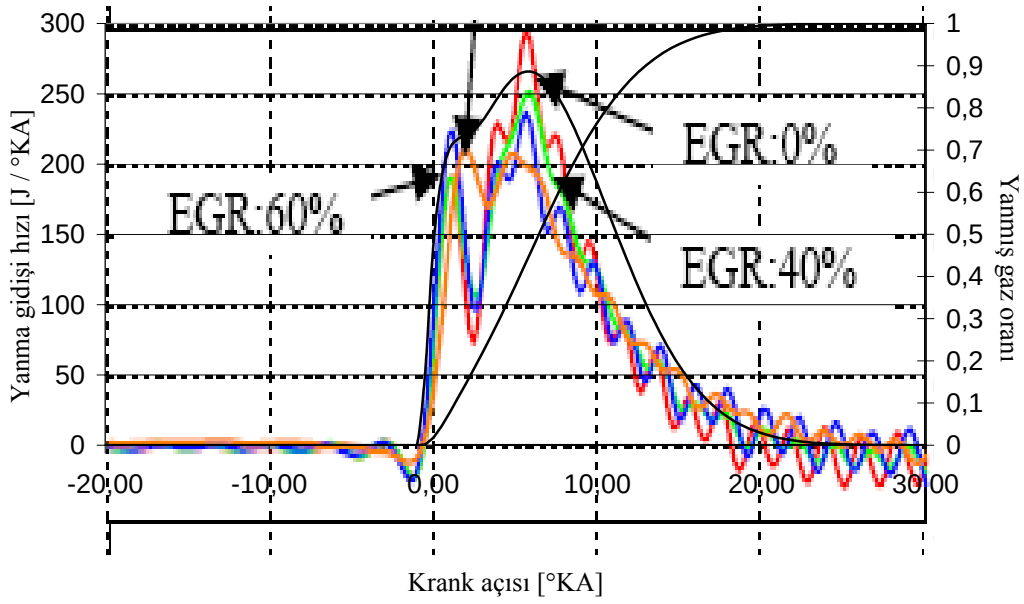


Şekil 4.6 Basınç hacim diyagramı



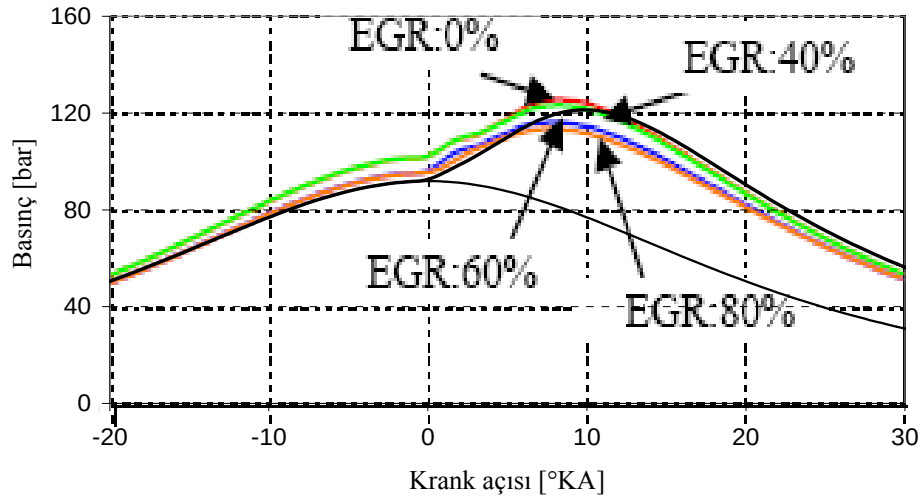
Şekil 4.7 Silindir cidarına geçen kayıp ısının krank açısına bağlı değişimi

Yakıt hava karışımından oluşan silindir içerisindeki dolguya ilişkin, yanma sonucu açığa çıkan ısı miktarını veren yanma gidişi Şekil 4.8’de görülmektedir. Egzoz gazı geri dolaşımının dikkate alınmadığı simülasyonda yanma gidişi ikili Vibe bağıntısı ile modellenmiştir. Şekilde, simülasyonda kullanılan ve Misawa tarafından yapılan çalışmadaki yanma gidişi birlikte verilmiştir. Yanma gidişlerinin oldukça yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 4.8 Yanma gidişinin krank açısına göre değişimi

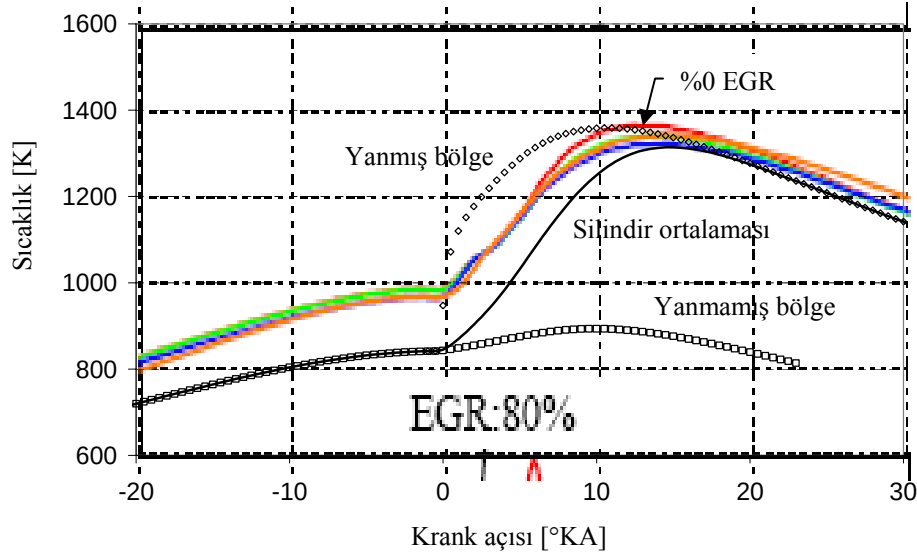
Basıncın krank açısına bağlı değişimi Şekil 4.9'daki gibi bulunmuştur. Şekilde, silindir basıncı ve motor (yakıtın silindire gönderilmediği durumdaki) basıncı birlikte görülmektedir. Yanma, ÜÖN'nın çok yakınında başlamaktadır. Basıncın en yüksek değeri %0 EGR için yaklaşık 5 bar daha düşük ve geç hesaplandığı görülmektedir.



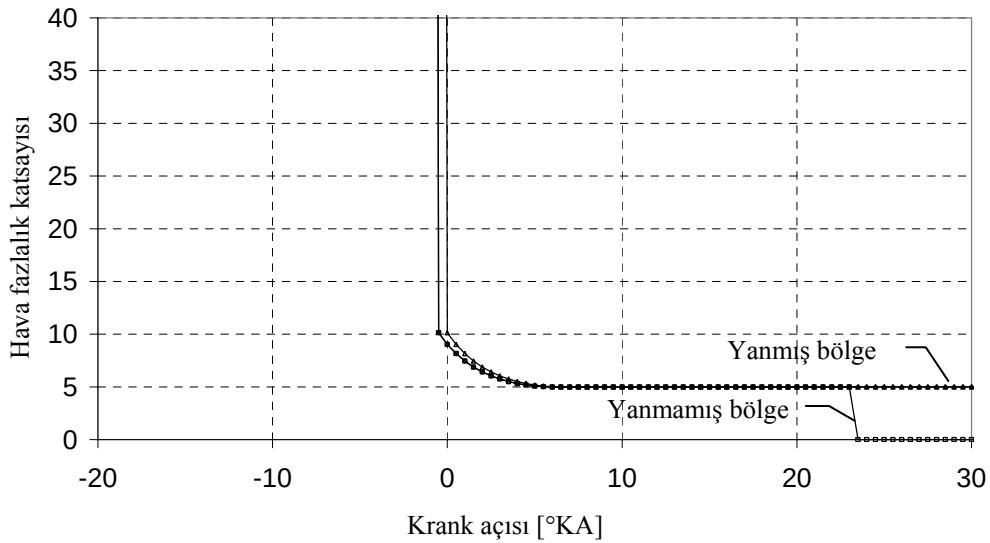
Şekil 4.9 Silindir basıncının krank açısına bağlı değişimi

Modellenen bölge ve ortalama değer sıcaklıkları Şekil 4.10'deki gibi bulunmuştur. Yanma başlangıcı öncesinde (sıkıştırma sırasında), hesaplanan ve çalışmada verilen sıcaklık değerleri bir miktar farklılık göstermektedir. Sıcaklıklar, yanmanın başlamasıyla ÜÖN'dan sonra hızla yükselmektedir. Çalışma sonuçları ile karşılaştırıldığında, hesaplanan ortalama sıcaklığın en

yüksek değeri yaklaşık 50 K daha düşük ve geç elde edilmiştir. Hesaplanan hava fazlalık katsayılarının krank açısı ile değişimi Şekil 4.11’de görülmektedir.



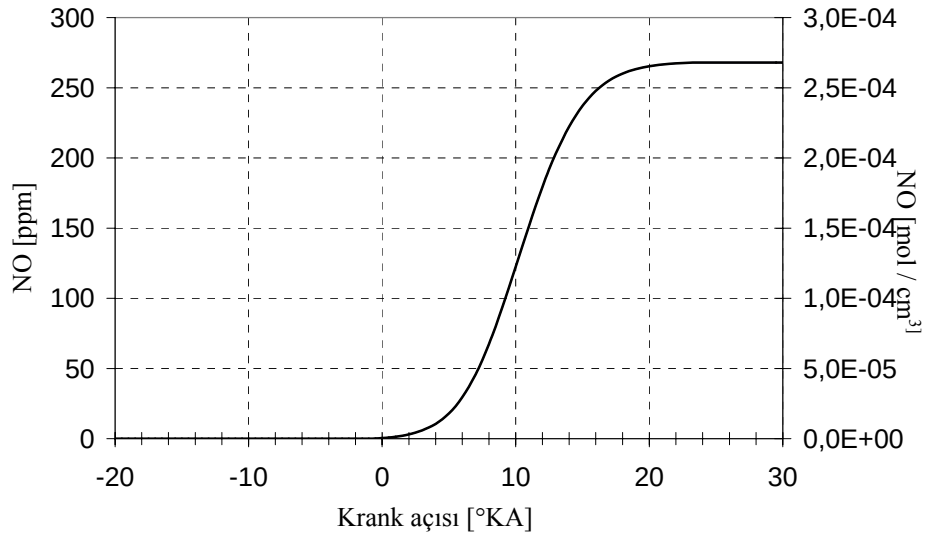
Şekil 4.10 Bölge sıcaklıklarının krank açısına bağlı değişimi



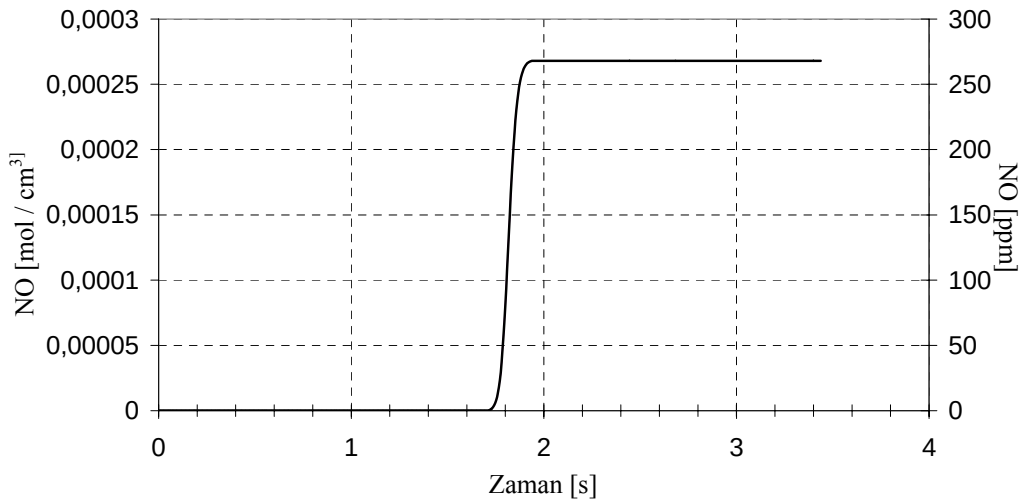
Şekil 4.11 Bölge hava fazlalık katsayılarının krank açısına bağlı değişimi

4.2.2 NO_x Emisyonları

Hız kontrollü NO oluşumunda, amaçlanan konsantrasyonun en üst değerini belirlemektir. NO konsantrasyonunun krank açısına bağlı değişimi Şekil 4.12’deki gibi bulunmuştur. Şekilde, hesaplanan emisyon değerleri mol / cm³ ve ppm birimlerinde görülmektedir. Hızla artan konsantrasyon değeri en üst noktaya ulaştıktan sonra sabit kalmaktadır. Benzer biçimde, Hız kontrollü NO oluşumunda, NO konsantrasyonunun zamana bağlı değişimi ise Şekil. 4.13’te görülmektedir.

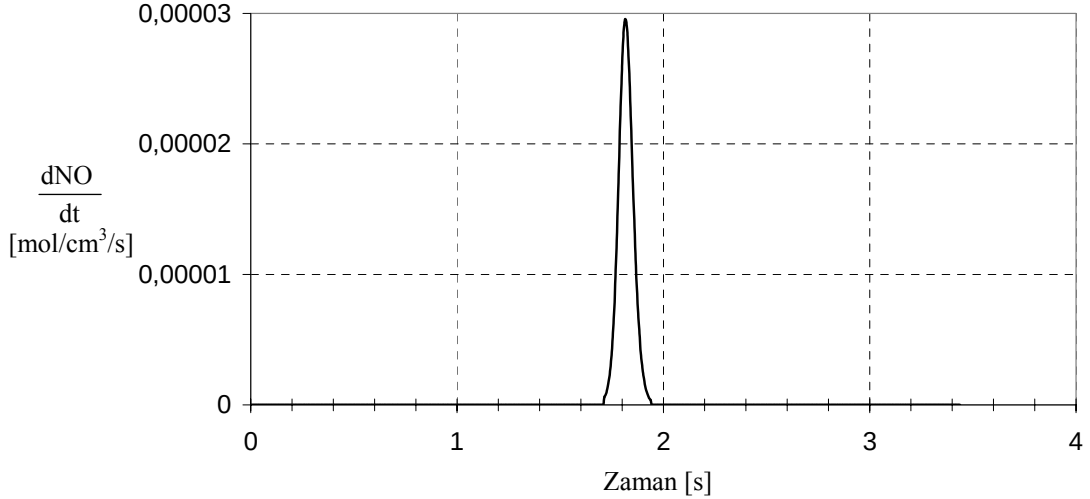


Şekil 4.12 Konsantrasyon değişim hızı kontrollü bulunan NO konsantrasyonunun krank açısına bağlı değişimi



Şekil 4.13 Konsantrasyon değişim hızı kontrolü ile bulunan NO konsantrasyonunun zamana bağlı değişimi

Hız kontrollü NO oluşumunda, NO konsantrasyonunun değişim hızı ($\text{mol} / \text{cm}^3 / \text{s}$) zamana bağlı olarak Şekil. 4.14'te görülmektedir. Tepe noktası yapan eğri son olarak sıfır değerini almaktadır. NO emisyonlarının hesaplanmasında, oluşum hızının negatif değerler alması ile NO emisyon oluşumunun donduğu kabul edilmiştir.



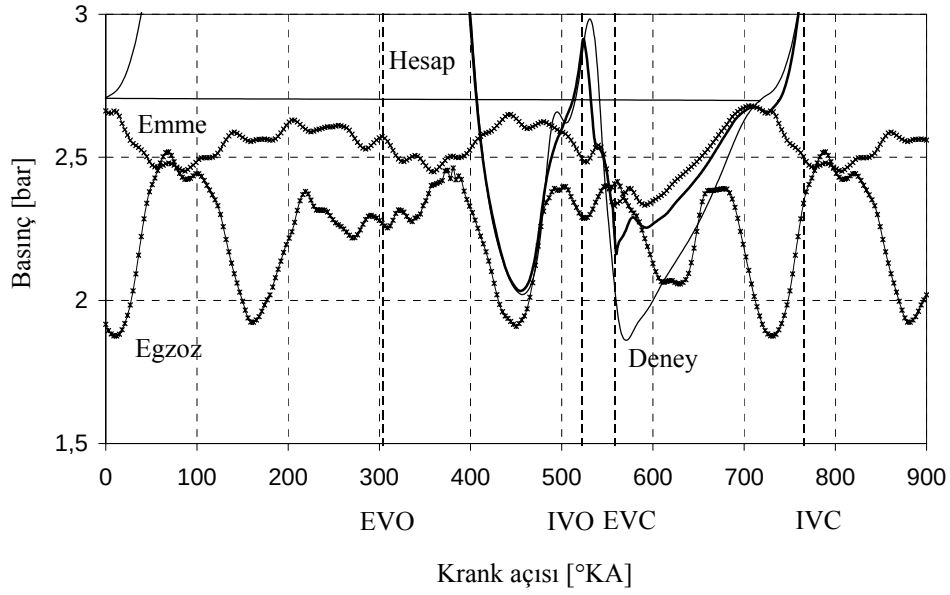
Şekil 4.14 Konsantrasyon değişim hızı kontrolü ile bulunan NO konsantrasyonu değişiminin zamana bağlı değişimi

4.3 İki Bölgele Karışım Emmeli Yanma Modeli

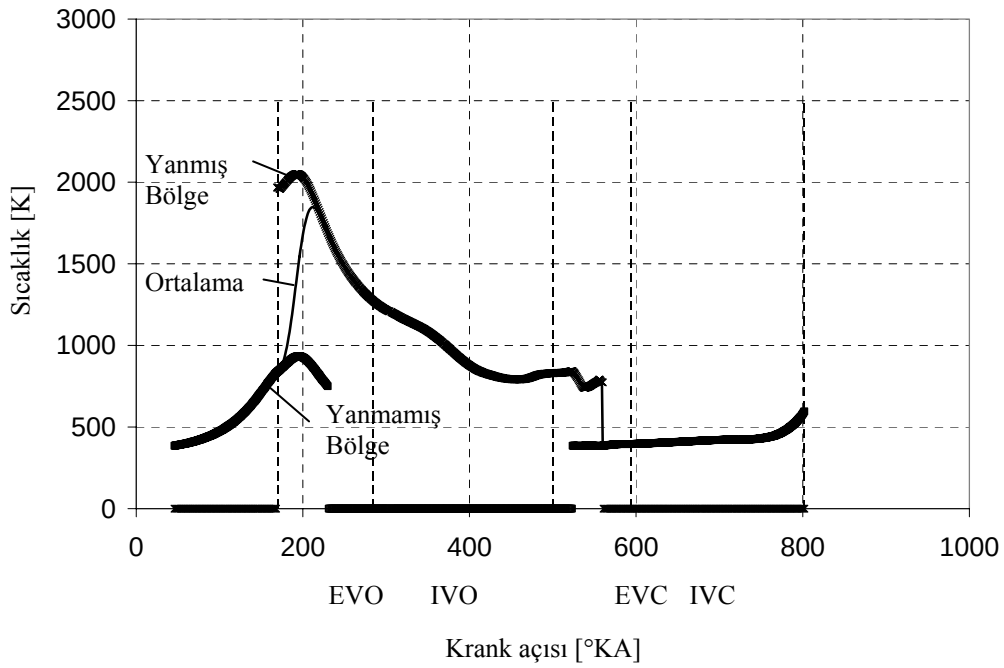
Bu bölümde, dolgu değişimi ve iş çevrimlerinin birlikte bulunduğu simülasyon ele alınmıştır. İş çevriminde, Ferguson (1986) tarafından benzin motoru için verilen iki bölgele model kullanılmıştır. Dolgu değişimi için ise, iki bölgele yaklaşım ile hesap programı geliştirilmiştir. Yakıt olarak doğalgaz kullanılan motorun geometrik ve dolgu değişimi verileri yardımıyla, yakıt olarak benzinin kullanılarak hesap yapılmıştır. Her iki motorun da benzin motoru olması nedeniyle, temelde aralarında büyük farklılıklar bulunmamaktadır.

4.3.1 Simülasyon Programından Elde Edilen Sonuçlar

Dolgu değişimi sırasındaki silindir ve valf basınçlarına ilişkin deney verileri birlikte görülmektedir (Şekil. 4.15). Simülasyon programının akış şeması EK 3'te verilmiştir. Doldur boşalt yöntemi, termodinamik kontrol hacmi için kütle ve enerji korunumu denklemlerinin çözümünü içermektedir. Bu yöntem, akışın özelliklerinin zamanla değişiminden daha çok süreksiz akışı daha gerçekçi biçimde uygulayarak, motor sisteminin bileşenleri arasında kütle birikimine olanak tanımaktadır (Chow ve Wyszynski, 1998). Basit valf akışı yaklaşımı ile gerçeğe yakın değerler elde edilmiştir. Emme ve egzoz valfi basınçları şekilde ayrıca gösterilmiştir. Hesaplanan ve deney verisi silindir basıncı oldukça yakın bulunmuştur. Uç noktalarda ve egzoz valfinin kapanmasının (EVC) ardından ayrılma görülmektedir.

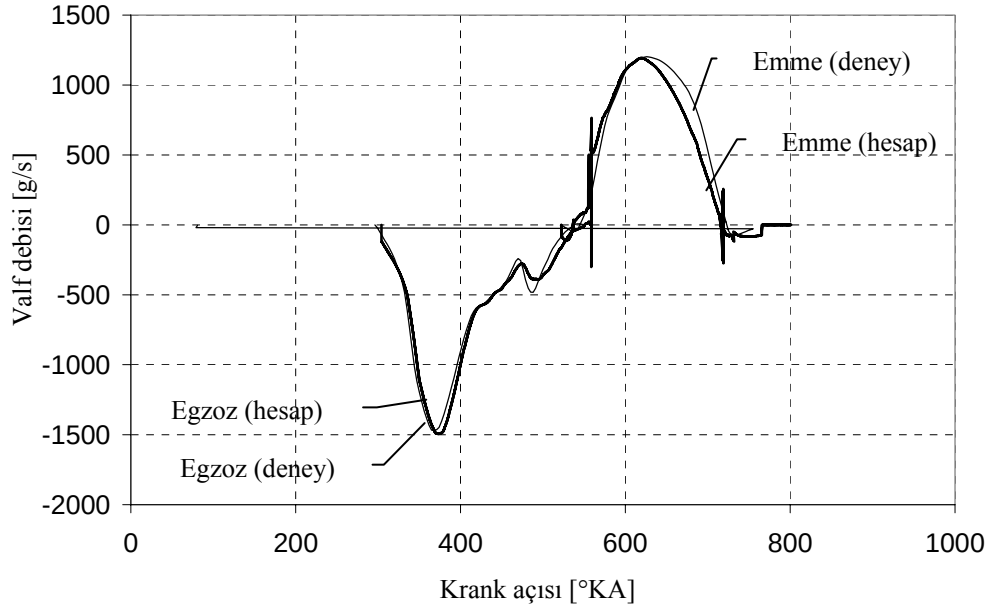


Şekil 4.15 Krank açısına göre silindir içi ve manifold basınçları

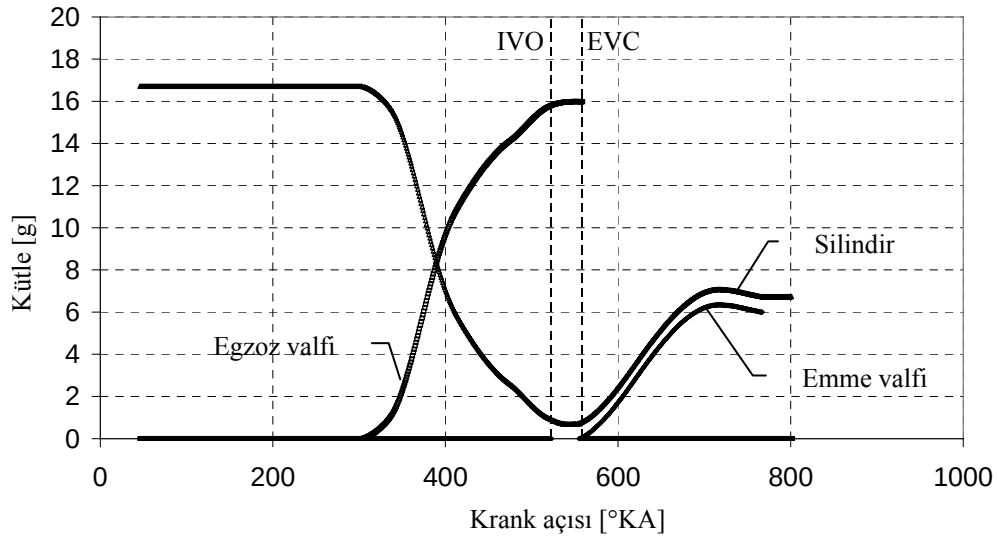


Şekil 4.16 Silindir içerisindeki sıcaklıkların krank açısına bağlı değişim

Silindir içerisinde hesaplanan ortalama, yanmamış ve yanmış bölge sıcaklıklarının krank açısına bağlı değişimleri Şekil 4.16'da görülmektedir. Emme ve egzoz valflerindeki hesaplanan akış debileri Şekil. 4.17'de deney verileri ile karşılaştırmalı gösterilmiştir. Şekil 4.18'de hesaplanan toplam silindir kütlesi ve valflerden geçen toplam kütleler görülmektedir.



Şekil 4.17 Krank açısına göre valf debileri



Şekil 4.18 Krank açılarına göre valflerden geçen ve silindir içerisindeki kütleler

4.4 Üç Bölge Karışım Emmeli Yanma Modeli

Bu bölümde, geliştirilen üç bölge simülasyon programından elde edilen sonuçlar yer almaktadır. Kullanılan üç bölge yanma modeli yaklaşımı, iki bölge yanma modelini temel almaktadır (Kesgin ve Safa, 2005). Bu yaklaşımda, silindir içerisi yanmış ve yanmamış gaz bölgesine ayrılmaktadır. Buna ek olarak, piston ve silindir arasındaki boşluk hacmi üçüncü bölge olarak alınmıştır.

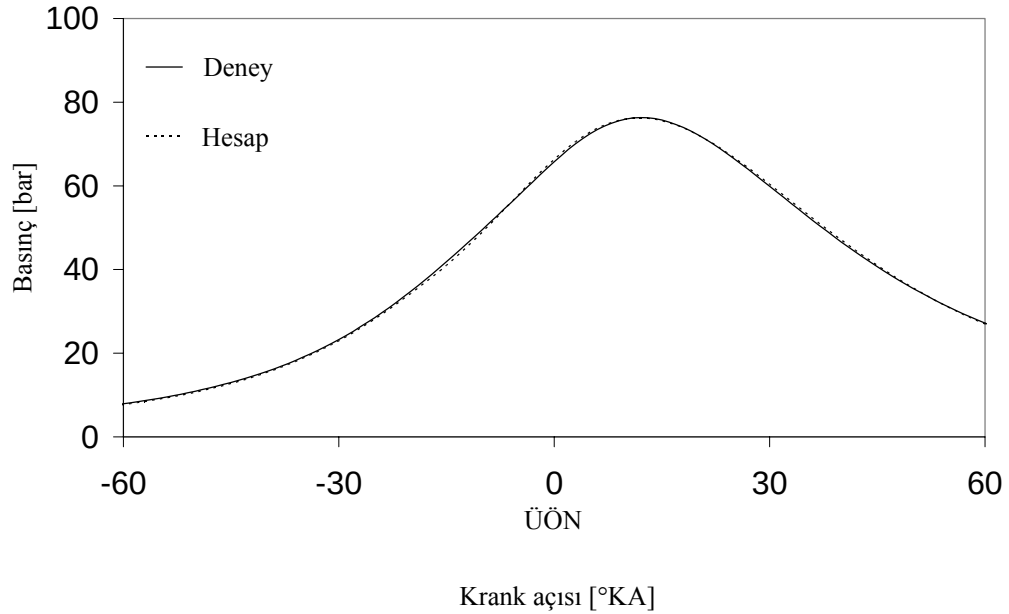
4.4.1 Simülasyon Programından Elde Edilen Sonuçlar

Modellenen motora ilişkin özellikler Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3 Araştırma gaz motorunun özellikleri

<i>Çap</i>	190	[mm]
<i>Strok</i>	220	[mm]
<i>Motor devri</i>	1500	[rpm]
<i>Hava fazlalık katsayısı</i>	> 1,7	
<i>Ortalama efektif basınç</i>	16	[bar]
<i>Sıkıştırma oranı</i>	11,7	
<i>Egzoz valf sayısı</i>	2	
<i>Emme valf sayısı</i>	2	

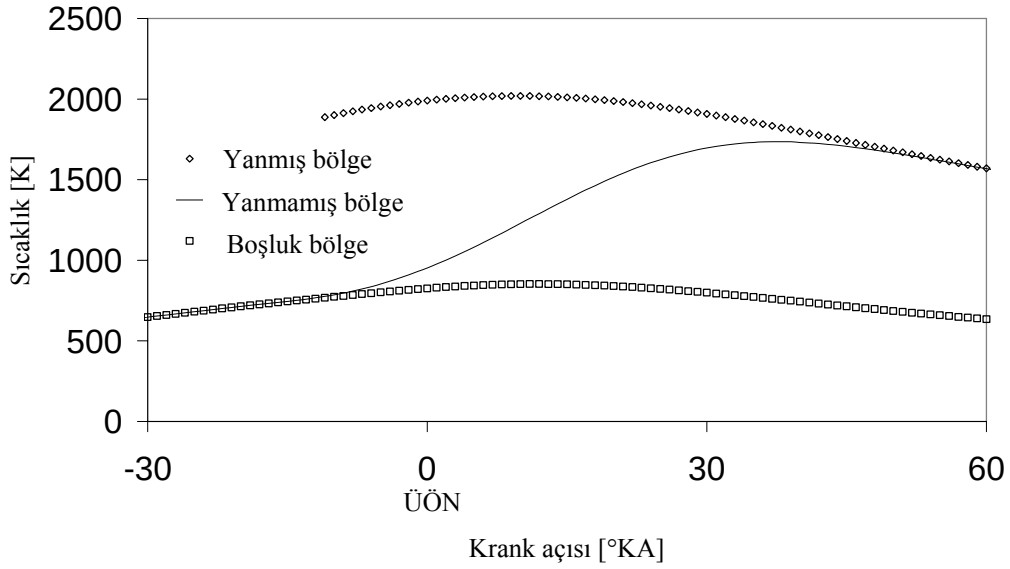
Çizelge 4.3'te özellikleri verilen doğalgaz yakıtlı motor için simülasyon programı çalıştırılmış ve programda elde edilen basıncın krank açısı ile değişimi Şekil 4.19'da verilmiştir. Hesap sonuçları ve deney verileri arasında büyük oranda yaklaşıklık bulunmaktadır.



Şekil 4.19 Hesaplanan silindir basıncı değerlerinin deney verileri ile karşılaştırılması

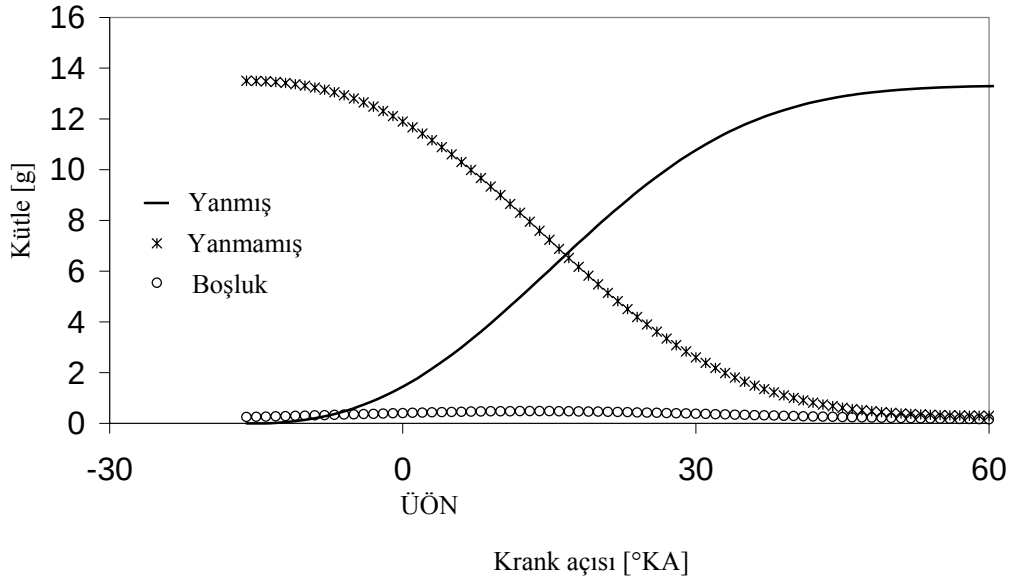
Emisyon oluşumu sıcaklık ile çok yakından ilişkilidir. Hesaplanan bölge sıcaklıkları Şekil 4.20'de görülmektedir. Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklık, oluşacak emisyon miktarını

doğrudan etkilemektedir. Yüksek dolgu sıcaklıkları, yüksek emisyonlara neden olmaktadır.



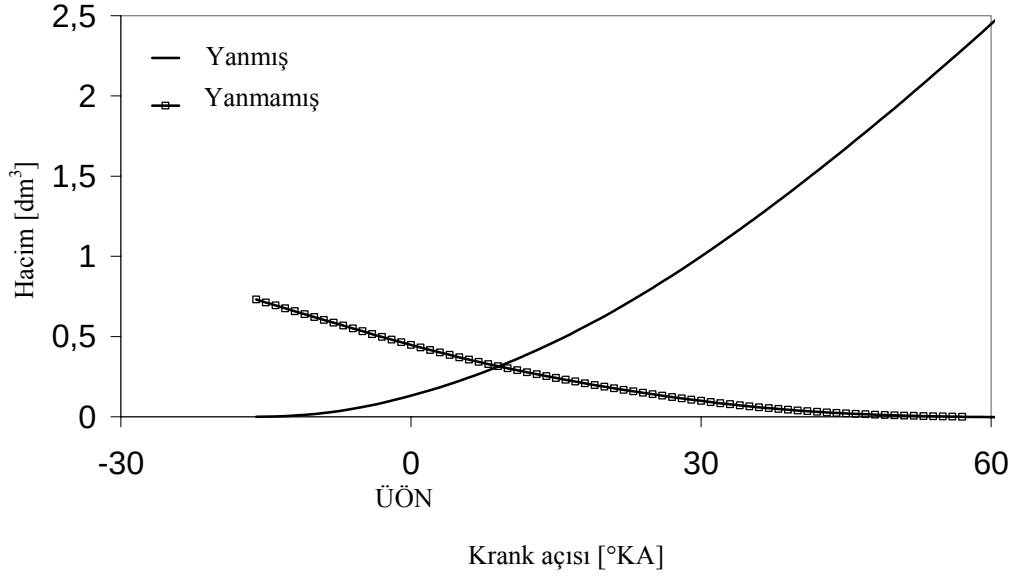
Şekil 4.20 Modellenen bölge sıcaklıklarının krank açısına bağlı değişimi

Silindir hacmi yanmış, yanmamış ve boşluk hacmine ayrılmıştır (Şekil 4.21). Yanmanın başlaması ile yanmamış bölgedeki karışım yanmış bölgeye geçmektedir. Boşluk hacmi kütesinin ise çok az miktarda değiştiği görülmektedir.



Şekil 4.21 Gaz bölgelerindeki kütlelerin değişimi

Şekil 4.22'de yanma prosesi sırasındaki, yanmış ve yanmamış bölge hacimlerinin değişimi görülmektedir.

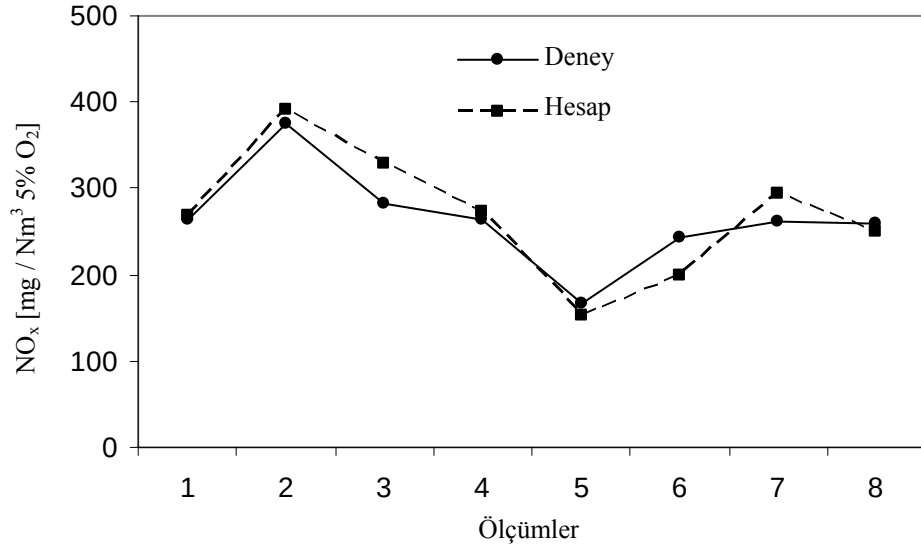


Şekil 4.22 Yanmış ve yanmamış bölgelerin hacimlerindeki değişim

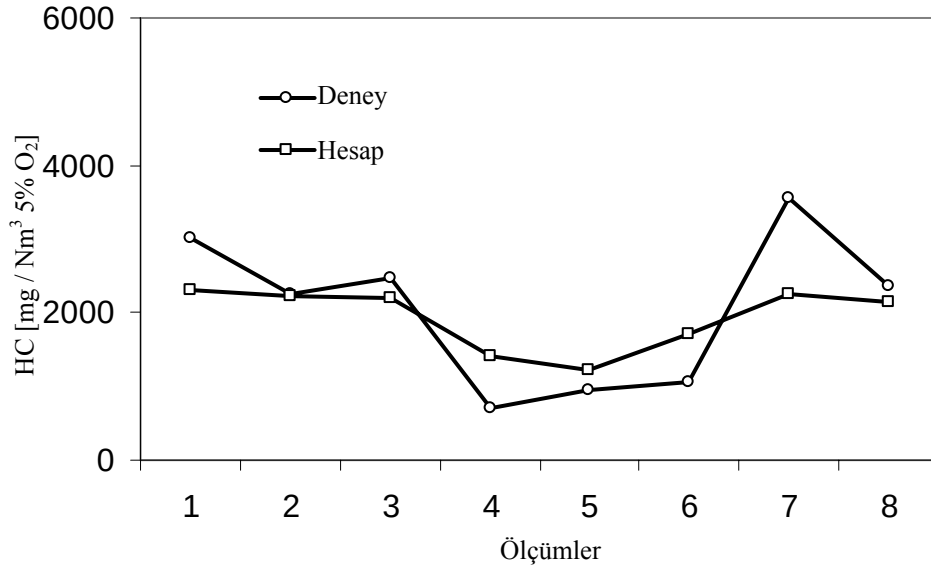
Yanma sonunda silindir içerisinde yalnızca yanmış gazlar bulunmaktadır. Ayrıca, yanmış gaz bölgesi hacminin içerisinde daha sıcak gazların bulunması nedeniyle yanmamış gaz bölgesinden çok daha hızlı değiştiği görülmektedir.

4.5 NO_x ve HC Emisyonları

Hesaplanan NO_x ve HC emisyonları, deney verileri ile büyük ölçüde uyum göstermektedir (Şekil 4.23 ve 24). NO_x emisyonları, yanma ürünü olarak 20 bileşeni (CO₂, O₂, H₂O, N₂, Ar, CO, CH₄, C, O, O₃, OH, H, H₂, N, NO, NO₂, NH₃, HNO₃, HCN ve N₂O) esas alan tepkime kinetiği modeli ile hesaplanmıştır (Pattas ve Haefner, 1973). HC emisyonları oluşum mekanizması oldukça karmaşıktır. Herbir bileşenin yer aldığı tepkime kinetiği modeli kullanılarak pratik sonuçlar elde etmek güçtür. Bu nedenle, alev ardındaki HC emisyonları oluşumu tek basamaklı, global tepkime kullanılarak modellenmiştir.



Şekil 4.23 Hesaplanan NO_x emisyonlarının deney verileri ile karşılaştırılması



Şekil 4.24 Hesaplanan HC emisyonlarının deney verileri ile karşılaştırılması

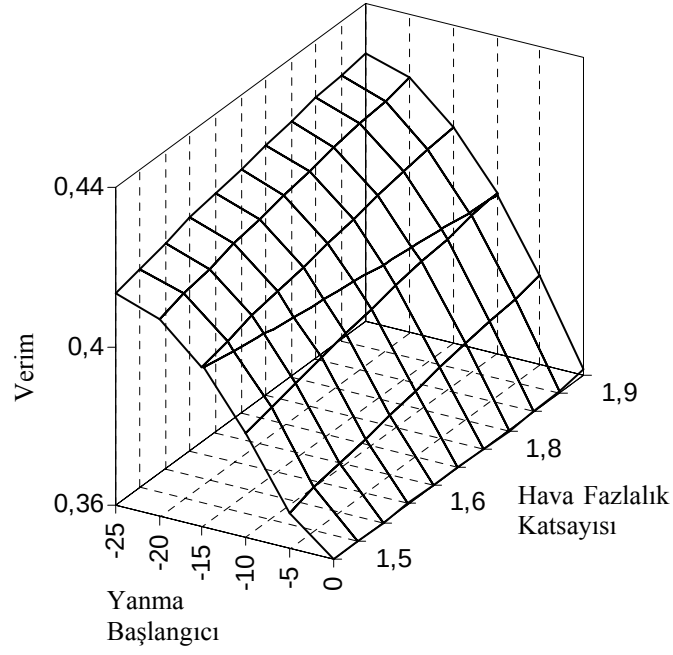
5. MOTOR PARAMETRELERİNİN PERFORMANS VE EMİSYON OLUŞUMUNA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Motor performansını etkileyen yanma başlangıcı, yanma süresi, hava fazlalık katsayısı, dolgu sıcaklığı, dolgu basıncı, boşluk hacmi üç bölgeli yanma modeli kullanılarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 5.1’de özetlenmiştir. Ayrıca, motor devrindeki ya da form parametresindeki artış, daha yüksek NO_x emisyonlarına neden olmakta iken, silindir strok/çap oranındaki artış, NO_x emisyonlarında düşüşe neden olmaktadır (Kesgin, 2003).

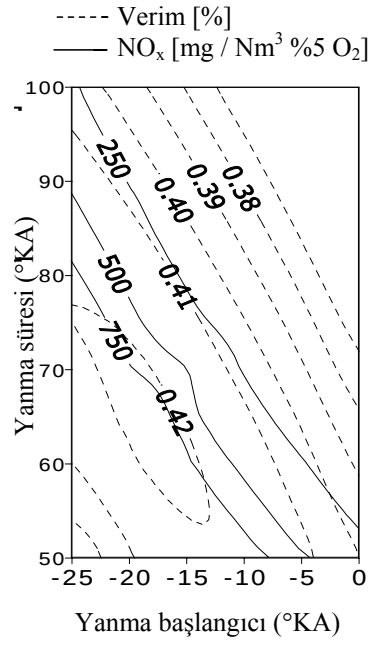
Çizelge 5.1 Motor parametrelerinin motor verimi ve emisyonlar üzerindeki etkileri

<i>Motor parametresi</i>	<i>Değişimi</i>	<i>% Etkisi</i>		
		<i>Verim</i>	<i>NO_x</i>	<i>HC</i>
<i>Hava fazlalık katsayısı</i>	0,1	0,30	- 55	- 0,5
<i>Dolgu sıcaklığı</i>	- 10 K	0,60	- 14	- 1
<i>Dolgu basıncı</i>	0,1 bar	0,08	1	0
<i>Boşluk hacmi</i>	- % 50	0,05	5-8	-47

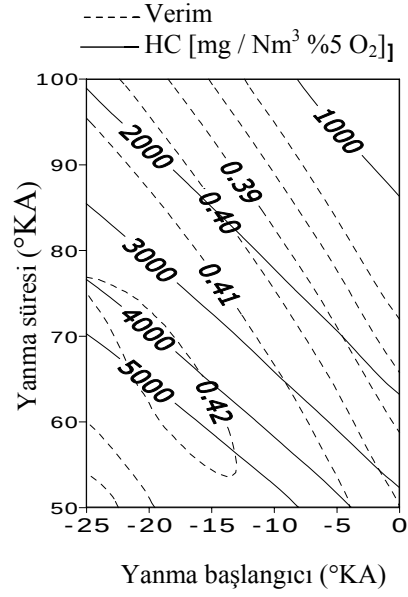
Şekil 5.1’de görüldüğü üzere, silindir dolgusunun fakirleşmesi motor verimini arttırıcı rol oynamaktadır. Yanma başlangıcının ÜÖN’ya yaklaşmasıyla motor verimi azalmaktadır. En yüksek motor verimi değerine maksimum fren momentinin elde edildiği noktada ulaşılmaktadır. Yanma başlangıcının gecikmesi bunu kötüleştirdiğinden verimin azalmasına neden olmaktadır. Yanma başlangıcı ÜÖN’ya yaklaştıkça ulaşılan en yüksek silindir basınçlarında düşüş olmakta, beraberinde silindir sıcaklıklarında düşüşü getirmekte ve NO_x emisyonları azalmaktadır (Şekil 5.2). Ayrıca, yanma süresi arttıkça, NO_x emisyonlarının azaldığı görülmektedir. Yanma başlangıcı ve süresinin etkileri, HC emisyonları için de NO_x emisyonları ile benzerdir (Şekil 5.3).



Şekil 5.1 Yanma başlangıcı ve hava fazlalık katsayısının motor verimine etkisi

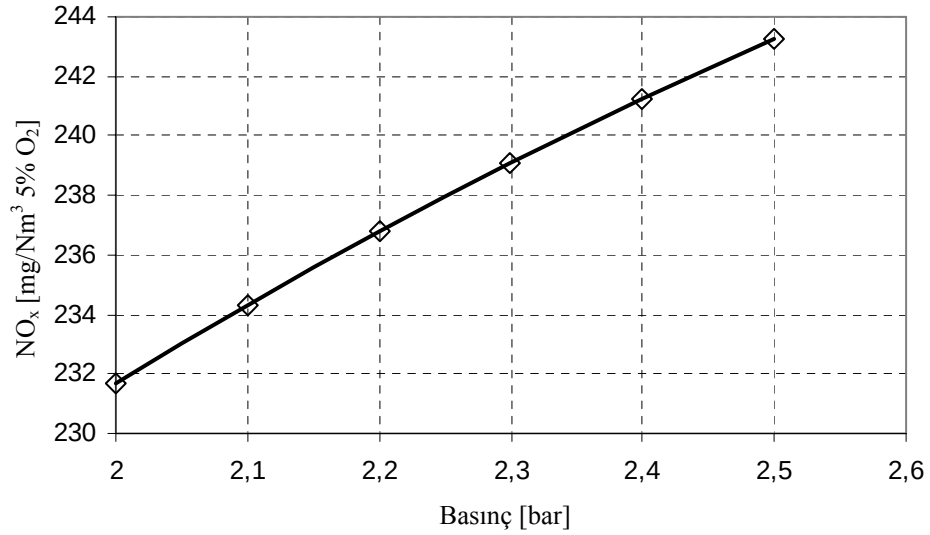


Şekil 5.2 Yanma başlangıcının NO_x emisyonları ve motor verimine etkisi

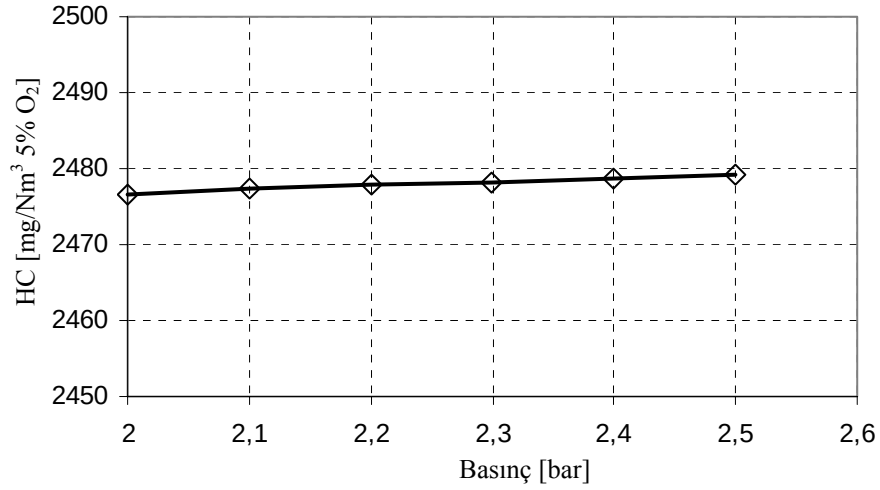


Şekil 5.3 Yanma başlangıcının HC emisyonları ve motor verimine etkisi

Dolgu, silindire 2 barda girmektedir. Dolgu basıncının artması, silindir içinde daha yüksek basınçlara çıkılmasına neden olacağından NO_x oluşum hızlarını arttırmaktadır (Şekil 5.4). Şekil 5.5'te görüldüğü üzere, dolgu basıncının artması, NO_x emisyonlarının artmasına neden olurken, HC emisyonlarını çok az oranda etkilemektedir.

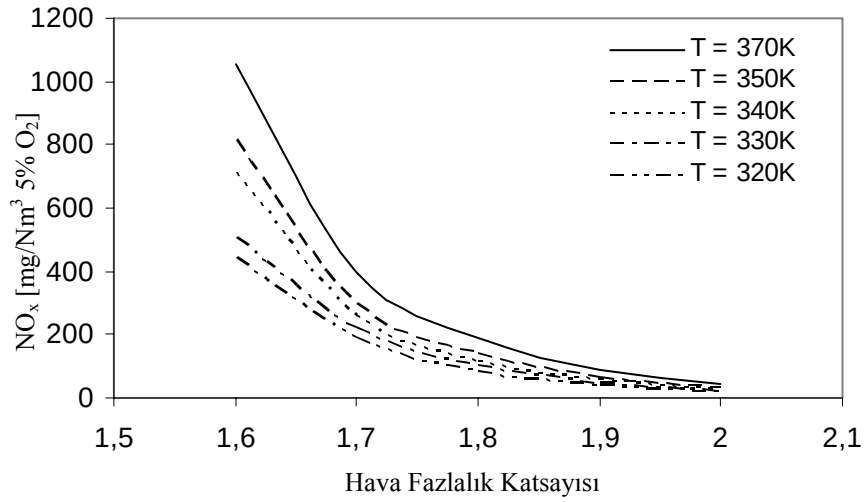


Şekil 5.4 Dolgu basıncının NO_x emisyonları oluşumuna etkisi

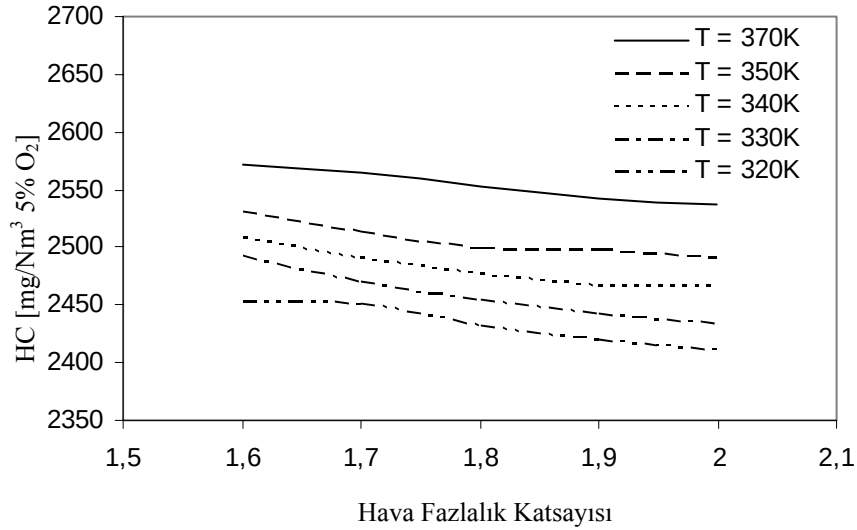


Şekil 5.5 Dolgu basıncının HC emisyonları oluşumuna etkisi

NO_x ve HC emisyonları dolgu sıcaklığına oldukça duyarlıdır. Oluşum hızları yavaş olduğundan, NO ve HC emisyonlarının oluşumu tepkime hızlarıncı kontrol edilmektedir. Bu nedenle, emme valfinin kapandığı andaki dolgu sıcaklığının azalması emisyonları azaltıcı yönde etki yapmaktadır (Şekil 5.6 ve 5.7).

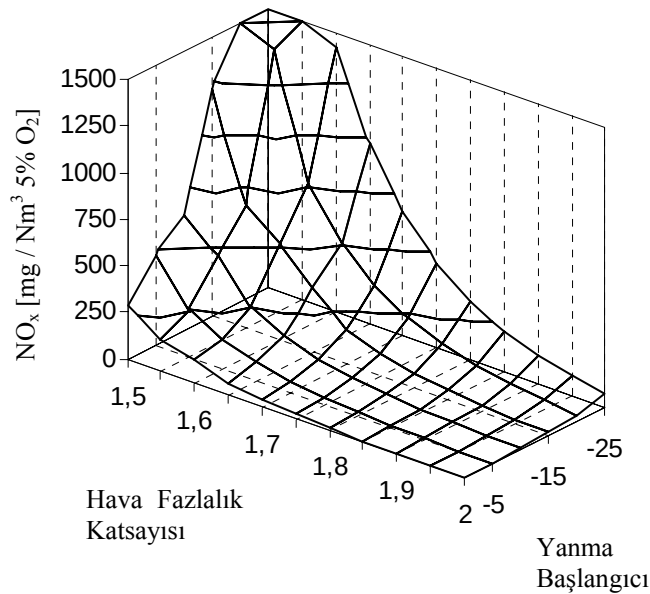


Şekil 5.6 Dolgu sıcaklığının NO_x emisyonları oluşumuna etkisi



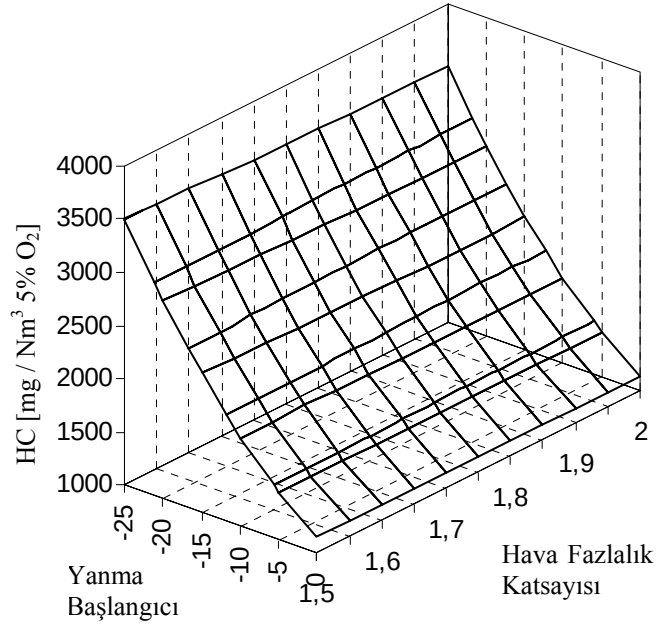
Şekil 5.7 Dolgu sıcaklığının HC emisyonlarına etkisi

Şekil 5.7’de HC emisyonlarının hava fazlalık katsayısı ve dolgu sıcaklığı ile değişimi görülmektedir. Dolgu sıcaklığının artması ya da karışımın zenginleşmesi ile HC emisyonları azalmaktadır. Hava fazlalık katsayısına ve yanma başlangıcına bağlı olarak NO_x emisyonlarındaki değişim Şekil 5.8’de ve HC emisyonlarındaki değişim Şekil 5.9’da görülmektedir.



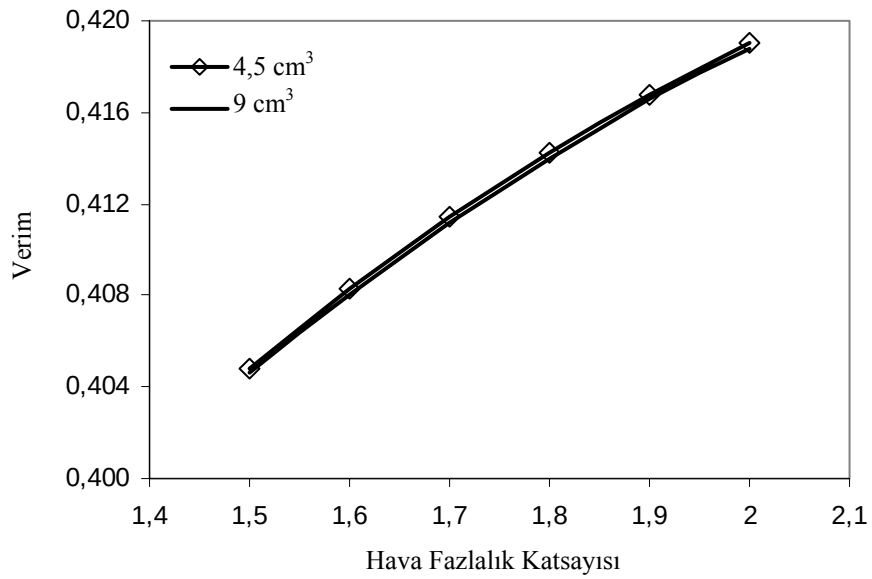
Şekil 5.8 Hava fazlalık katsayısının NO_x emisyonlarına etkisi

Karışım fakirleştikçe, silindir içerisine daha fazla hava alınmaktadır. Bu, silindir içi maksimum sıcaklıkları azaltmakta ve dolayısıyla NO_x ve HC emisyonlarında düşüş görülmektedir. Bu değişimler, NO_x emisyonları için Şekil 5.8 ve HC emisyonları için Şekil 5.9’da benzer biçimde görülmektedir.

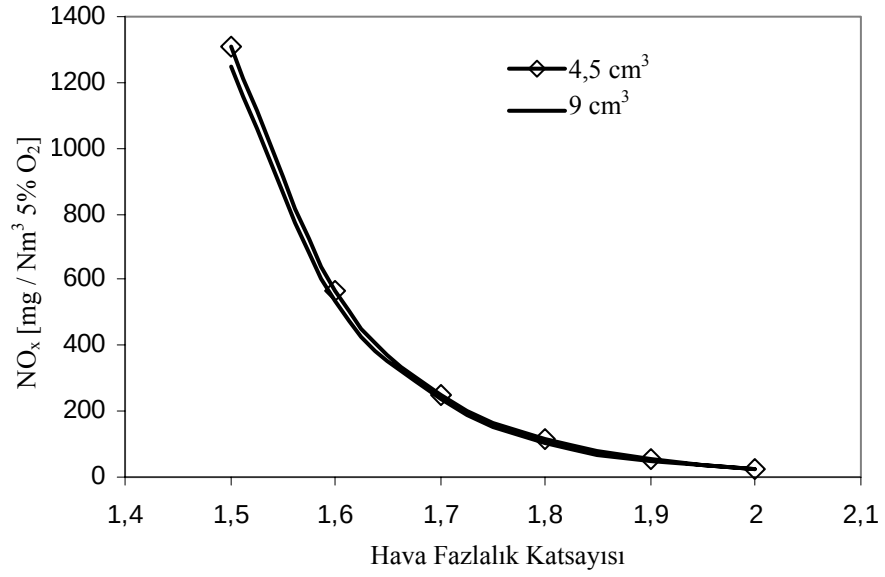


Şekil 5.9 Hava fazlalık katsayısının HC emisyonlarına etkisi

Ayrıca, fakir çalışma ile yakıt ekonomisi de sağlanmaktadır. Bu da emisyonların azalmasına etki etmektedir.

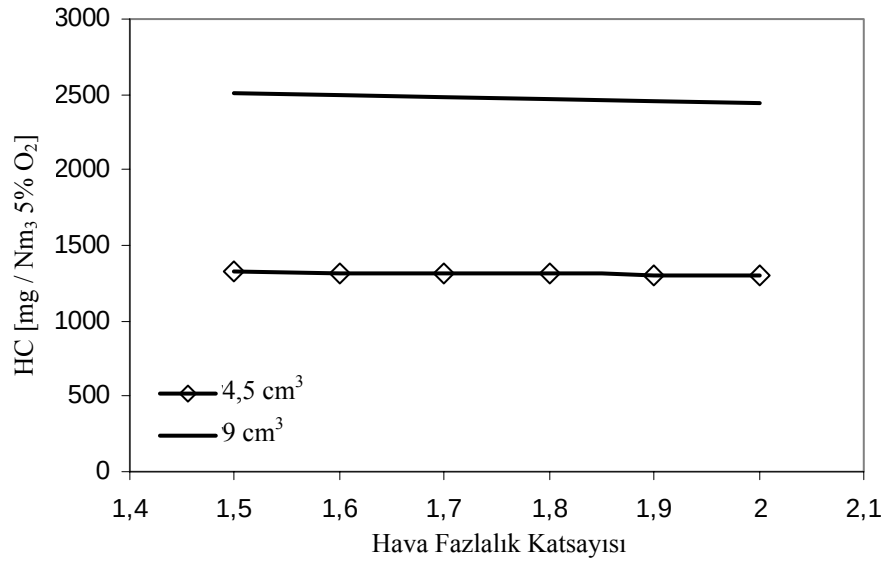


Şekil 5.10 Boşluk hacminin motor verimine etkisi



Şekil 5.11 Boşluk hacminin NO_x emisyonlarına etkisi

Şekil 5.10'da görüleceği üzere, boşluk hacmindeki artış verimde düşüşe neden olmaktadır. Boşluk hacminin artması ile NO_x emisyonları bir miktar artmaktadır (Şekil 5.11). Şekil 5.12'de görüldüğü üzere, HC emisyonlarındaki değişim ise, oldukça belirgindir. Boşluk hacminin %50 oranında azaltılması HC emisyonlarında %48 oranında düşüşe neden olmaktadır.



Şekil 5.12 Boşluk hacminin HC emisyonlarına etkisi

6. SONUÇLAR

Bu çalışmada, literatürdeki içten yanmalı motor modellemelerinin gerçeğe yakın sonuçlar elde edilecek biçimde basit ve hızlı çözüme ulaştıran termodinamik proses simülasyonu uygulaması yapılmıştır. Ayrıca, motor parametrelerinin performans ve emisyon oluşumuna etkileri incelenmiştir. Termodinamik proses simülasyonu hızlı çözüm sağlayan sıfır boyutlu yöntemle yapılmıştır. Simülasyonda, temel korunum denklemlerini ve basitleştirilmiş alt proses (yanma gidişi, ısı transferi, emisyon oluşumu, tutuşma gecikmesi) denklemlerini çözen, FORTRAN dilinde bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Silindir içerisindeki prosesleri modellemek için tek, iki ve üç bölgeli modeller kullanılmaktadır. Ancak, tek bölgeli model ile emisyonların hesaplanması yanıltıcı olabilmektedir. Yanma odasındaki yanmış ve yanmamış gaz bölgeleri arasındaki sıcaklık farkları yaklaşık 1000 K üzerindedir. Bilindiği gibi içten yanmalı motorlarda, en zararlı çevre kirleticilerinden olan azot oksitler yüksek gaz sıcaklıklarında çok hızlı oluşmaktadır. Ve azot oksit oluşumunun modellenmesi için silindir içindeki gaz sıcaklıklarının doğru tahmin edilmesi çok önemlidir. Bu tahmini daha iyi yapabilmenin yolu silindir içinde çok bölgeli yanma modellerinin kullanılmasıdır. tek, iki ve üç bölgeli modeller hakkında bilgiler “1.1 Yanma Modelleri” başlığı altında anlatılmıştır.

Bu çalışmada, termodinamik proses simülasyonu için iki bölgeli ve üç bölgeli modeller kullanılmıştır. Yanma odası içerisindeki durum değişkenleri (basınç, sıcaklık, eşdeğerlik oranı, iç enerji, entalpi, hacim, entropi, gaz sabiti, özgül ısılar, karışım bileşenlerinin mol oranları) ve proses hesapları iki bölgeli yanma modeli kullanılarak yapılmıştır. Kullanılan iki bölgeli yanma modelinde, yanma odası yanmış gaz ve yanmamış gaz bölgesi olarak ikiye ayrılmıştır. Böylelikle, yanma odası içerisindeki termodinamik özelliklerin ortalama değerleri kullanılarak tek bölgeli model ile yapılan hesaplamalara göre daha doğru sonuçlar elde edilmektedir. Bunun nedeni, tek bölgeli modelde silindir içerisindeki özelliklerin homojen olarak kabul edilmesidir. İki bölgeli modelde ise, basınçları eşit (açık yanma odası için uygun) ve her an termodinamik dengede olduğu kabul edilmekte, diğer termodinamik özellikler her iki bölge için ayrı ayrı hesaplanmaktadır.

Temeli iki bölgeli yanma modeli olan üç bölgeli modelde ise, silindir içerisindeki yanmış ve yanmamış gaz bölgesinin yanı sıra boşluk hacmi bölgesi üçüncü bölge olarak alınmıştır. Simülasyon, yakıt püskürtmeli ve karışım emmeli motor olmak üzere iki ayrı tip için yapılmıştır. Yakıt püskürtmeli motorda iki bölgeli model, karışım emmeli motorda üç bölgeli model kullanılmıştır.

İki bölgeli yakıt püskürtmeli motorda, sıkıştırma başlangıcından egzoz başlangıcına kadar

olan sürede proseslerin hesaplanması için kullanılan denklemler bölüm 2.1.1’de anlatılmıştır. Üç bölgeli karışım emmeli modelde iki bölgeli modelden farklı olarak, gaz kaçağı dikkate alınmamıştır. Bu model için gerekli hesaplar bölüm 2.1.2.1’de anlatılmıştır.

Silindirde gerçekleşen dolgu değişimi, doldur boşalt mekanizması yaklaşımı ile modellenmiştir. Bölüm 2.2’de açıklandığı gibi bu yaklaşımda, silindir içerisindeki kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir. Emme kanalından olan akış yanmamış gazlar ve egzoz kanalından olan akış yanmış gazlarla olmaktadır. Bu nedenle, silindir içerisi iki bölgeli gibi modellenmiştir. Dolgu değişimi prosesinde akışın yönünü belirlemek için valflerdeki akış incelenmiştir. Valflerdeki akışın incelenmesinde tek bölgeli sanki sürekli akış varsayımı yapılmıştır. Valflerdeki akış ile ilgili bölüm 2.3’de detaylı olarak anlatılmaktadır. Valflerdeki akışın hesaplanmasında, deney motorundan (Kesgin, 1996) alınan emme ve egzoz manifold basınçları, valf geometrisi ve boşaltma katsayısı kullanılmıştır. Deney motorunda kullanılan yakıt doğalgaz olup, teze konu olan motorun benzin motoru olması sebebiyle gerekli olan kısımlarda benzin özellikleri kullanılmıştır.

Silindir içerisindeki dolgu ile silindir cidarı arasındaki ısı transferi bölüm 2.4’te açıklanmıştır. İki ve üç bölgeli modellerin her ikisinde pratik olması nedeniyle, Hohenberg ısı transferi bağıntısı kullanılmıştır. Püskürtme başlangıcından gözlemlenebilir ısı çıkışına kadar geçen süre olarak tanımlanan tutuşma gecikmesi için bölüm 2.5’te açıklanan Hardenberg ve Hase bağıntısı kullanılmıştır.

Silindir içerisindeki yanmanın modellenmesi için kullanılan kosinüs eğrisi, Vibe ve ikili Vibe biçimli yanma gidişi bağıntıları bölüm 2.6’da açıklanmıştır. Bu çalışmada Vibe ve ikili Vibe biçimli yanma gidişi bağıntıları kullanılmıştır. Bölüm 2.7’de emisyon oluşumu modelleri anlatılmıştır. İki bölgeli yakıt püskürtmeli durum için azot oksit emisyonları üç basamaktan oluşan genişletilmiş Zeldovich mekanizması ile hesaplanmıştır. Üç bölgeli karışım emmeli durumda ise azot oksit emisyonları 6 basamaktan oluşan, genişletilmiş Zeldovich (Pattas ve Haefner, 1973) mekanizması ile, hidrokarbon emisyonları, tek basamaklı global tepkime yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Motor karakteristiklerinin emisyon oluşumuna etkileri bölüm 2.8’de anlatılmıştır.

Bölüm üçte, bölüm 2’de matematiksel alt yapısı verilen motor simülasyonu ve detayları açıklanmıştır. Ayrıca, dengedeki yanma ürün bileşenlerinin hesaplanmasında kullanılan FARG ve ECP alt programları açıklanmıştır. 1000 K sıcaklığın altında yanma ürünleri bileşenleri ve termodinamik özelliklerini FARG ve 1000 K’in üzerindeki ECP hesaplamaktadır. Simülasyonlar için geliştirilen bilgisayar programının akış çizelgeleri Ek 1,

2, 3'te verilmiştir. Ek 1'deki akış diyagramı, kapalı çevrim için yazılan programın genel tanıtımını vermektedir. Program NO_x , verim, güç, ısı kaybı, ortalama efektif basıncı hesaplamakta, programa girdi olarak silindir çapı, strok, devir sayısı, emme valfinin açıldığı açı, egzoz valfinin kapandığı açı, emme valfinin kapandığı andaki sıcaklık ve hava fazlalık katsayısı verilmektedir. Program iki bölgeli yanma modeli kullanarak, silindir içindeki gaz özellikleri ve NO_x oluşumunu hesaplanmaktadır. Ek 2'de yakıt püskürtmeli ve karışım emmeli modellerin her ikisi için kullanılmış olan bilgisayar programının akış diyagramı verilmiştir. Programda başlangıç değerleri hesaplandıktan sonra ısı transferi katsayısının, adyabatik alev sıcaklığının, yanma gidişinin ve emisyon oluşumlarının entegrasyon yöntemiyle hesaplandığı bölümde iki ya da üç bölgeli model seçenekleri bulunmaktadır. Ek 3, iki bölgeli dolgu değişimini kapsayan tam çevrim için çözüm yapan bilgisayar programının akış diyagramını göstermektedir. Bölüm 4'te bilgisayar programlarından elde edilen iki ve üç bölgeli simülasyon sonuçları verilmiştir. Ayrıca, Ferguson (1986)'dan alınan tek bölgeli yanma modeli için bilgisayar programının sonuçları da aynı bölümde sunulmuştur. Bu bilgisayar programının sonuçları, orijinalinden farklı olarak, yanma gidişi için gama bağıntısı yerine Vibe bağıntısı ve sabit ısı transfer katsayısı yerine ısı transferi katsayısını hesaplamak için Hohenberg bağıntısı kullanılmıştır. Şekil 4.8'de yanma gidişi hızının krank açısına göre değişimi arasındaki ilişki Misawa (2004) tarafından verilen deney verileri ile karşılaştırılmaktadır. Şekil 4.9 silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimini, Şekil 4.10 silindir içi sıcaklığın değişimini karşılaştırmalı olarak göstermektedir. Bu karşılaştırmalara göre, basınç ve sıcaklığın maksimum değerlerine deney sonuçlarına göre küçük bir gecikme ile ulaşılmaktadır. Bu yanma gidişi için yaklaşık değer verilmesinden kaynaklanmaktadır. Bölüm 4.3'te, iki bölgeli karışım emmeli motor için akış diyagramı Ek 3'te verilen dolgu değişimi ve iş çevrimlerinin birlikte modellendiği hesap sonuçları verilmiştir. Şekil 4.15'ten 4.18'e kadar elde edilen hesap sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması görülmektedir. Bölüm 4.4'te Ek 2'de akış diyagramı verilmiş olan bilgisayar programına NO_x ve HC emisyonlarını hesaplayan alt programlar eklenerek, üç bölgeli karışım emmeli model için bulunmuş sonuçlar verilmiştir. Bulunan sonuçlar, Şekil 4.19'dan 4.23'e kadar deney verileri ile karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın son bölümünde, motor parametrelerinin motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuçlar, aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir:

- Yanmanın özellikle NO_x emisyonlarına etkisi büyüktür. Yanma başlangıcı ve süresi NO_x ve HC emisyonlarının oluşumunu önemli ölçüde etkilemektedir. Yanma başlangıcının

ÜÖN'ya yaklaşması ya da yanma süresindeki artış emisyonların azalmasına neden olmaktadır.

- HC emisyonlarının oluşumunda boşluk hacminin büyük önem taşıdığı gösterilmiştir. Boşluk hacmindeki azalma, HC emisyonlarında önemli miktarda düşüş sağlamaktadır.
- Boşluk hacmindeki azalma verimde de iyileşmeye neden olmakta, beraberinde yakıt ekonomisi sağlanmakta ve NO_x emisyonlarında da bir miktar iyileşme görülmektedir.

Tez kapsamında sunulan yaklaşımlar geliştirmeye açıktır. Silindir içerisinde çok bölgeli yanma modeli kullanılarak, silindir içerisindeki proses daha gerçekçi modellenebilir. Yanma odası içerisindeki bölge sayısının genel modele etkisi ve optimum sayısı belirlenebilir. Bilinen değerler yardımıyla kurulan modelden, farklı motorlara uygulanabilen daha genel model yaklaşımına geçilebilir. Motor simülasyonlarında sonuçların hızlı biçimde elde edilmesi simülasyon modellerindeki basitlik ile sağlanmaktadır. Basit modellerle, gerçek verilere yakın sonuçların elde edilebileceği gösterilmiştir.

KAYNAKLAR

- Abd Alla, G. H., Soliman, H. A., Badr, O. A. ve Abd Rabbo, B. F., (2001), "Combustion Quasi-Two Zone Predictive Model for Dual Fuel Engines", *Energy Convers. Mgmt.*, 42:1477-1498.
- Aceves, S., Flowers, D., Martinez-Frias, J., Espinosa-Loza, F. ve Robert Dibble, (2003), "Detailed Modeling of Homogeneous Charge Compression Ignition and Pre-Mixed Charge Compression Ignition Combustion and Multi-Cylinder Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Control", 9th Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) Workshop, Ağu 24-28, 2003.
- Austen, A.E.W. ve Lyn, W.T., (1960-61), "Relation Between Fuel Injection and Heat Release in a Direct Injection Engine and the Nature of the Combustion Processes", *Institution of Mechanical Engineers, Automotive Division*, 1:47-62.
- Barba, C., (2001), "Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung", Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich doktora tezi, Zürich.
- Bastress, E.K., Cheng, K.M. ve Dix, D.M., (1971), "Models of Combustion and Nitrogen Oxide Formation in DI and IDI Compression Ignition Engine", *SAE Tech. Paper Series* 719053.
- Bayraktar, H. ve Durgun, O., (2003), "Mathematical Modeling of Spark-Ignition Engine Cycles, *Energy Sources*", 25:439-455.
- Bazari, Z., (1994), "Diesel Exhaust Emission Prediction Under Transient Operating Conditions", *SAE paper* 940666, 29-43.
- Benvenuto ve G., Campora, U., (2002), "Dynamic Simulation of a High-Performance Sequentially Turbocharged Marine Diesel Engine", *Int. J. of Eng Research*, 3:115-125.
- Blarigan, P.V., (2000), "Advanced Internal Combustion Engine Research", *Proceedings of the 2000 DOE Hydrogen Program Review*, NREL/CP-570-28890.
- Borman, G.L. ve Ragland, K.W., (1998), "Combustion Engineering", ISBN 0-07-006567-5, McGraw-Hill Co., Boston.
- Breuer, C., (1995), "The Influence of Fuel Properties on the Heat Release in DI Diesel Engines", *Fuel*, 74: 1767-1771.
- Brunt, M. F. J., Rai, H. ve Emtage, A. L., (1998), "The Calculation of Heat Release Energy from Engine Cylinder Pressure Data", *SAE Tech. Paper Series* 981052, 1-14.
- Catania, A.E., Misul, D., Mittica A. ve Spessa, E., (2001), "A Refined Two-Zone Heat Release Model for Combustion Analysis in SI Engines", *COMODIA 2001*, 1-4 Temmuz 2001, Nagoya, 20-299.
- Chan, S. H. ve Zhu J., (2001), "Modelling Engine In-Cylinder Thermodynamics Under High Values of Ignition Retard", *Int. J. Therm. Sci.*, 2001, 40:94-103.
- Chan, S. ve Sun, J. H., (1999), "Prediction of Transient Nitric Oxide in Diesel Exhaust", *Proceedings of the Inst. of Mech. Eng.*, 213:327-339.
- Chow, A. ve Wyszynski, M. L., (1999), "Thermodynamic Modelling of Complete Engine Systems – A Review", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, D*, 213:403-415.

- Christensen, M., Johansson, B., Amneus, P. ve Mauss, F., (1998), "Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition" SAE Tech. Paper Series 980787.
- Chun, K. M. ve Heywood, J. B., (1987), "Estimating Heat Release and Mass of Mixture Burned from Spark Ignition Engine Pressure Data", Combustion Sci. and Tech., 54:133–143.
- Cook, H.A., (1963), "Appraisal of Effects of Operating Conditions and Engine Design on Combustion in Reciprocating Engines by Engine Cycle Calculations", SAE Tech. Paper Series 630083.
- Cui, Y., Deng, K. ve Wu, J., (2001), "A Direct Injection Diesel Combustion Model for Use in Transient Condition Analysis", Proc. Instn. Mech. Engrs., D, 215:995-1004.
- Dent, J.C. ve Mehta, P.S., (1981), "Phenomenological Combustion Model for a Quiescent Chamber Diesel Engine", SAE Tech. Paper Series 811235.
- Eichelberg, G., (1939), "Some New Investigations on Old Combustion Engine problems," Engineering, 148: 463-547.
- Ergeneman, M., Mutlu, M., Kutlar, O.A. ve Arslan, H., (1998), "Taşıt Egzozundan Kaynaklanan Kirleticiler", Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Eriksson, L. ve Andersson, I., (2002), "An Analytic Model for Cylinder Pressure in a Four Stroke SI Engine", SAE 2002-01-0371.
- Esentürk, E., (2004), "Bir Dizel Motorun İki Aşamalı İstatistiksel Motor Haritalama Modellerinin Geliştirilmesi", Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enst., İstanbul.
- Faeth, G.M., Roth, G. ve Gunderson, M., (1998), "Pollutant Emissions from Combustion Processes of Mobile Power and Propulsion Systems.", Modern Developments in Propulsion and Combustion, 359 - 406.).
- Ferguson, C. R., (1986), "Internal Combustion Engines", John Wiley&Sons Inc., Singapur.
- Flowers, D., Aceves, S., Martinez-Frias, J., Hessel, R. ve Dibble, R., (2003), "Effect of Mixing on Hydrocarbon and Carbon Monoxide Emissions Prediction for Isooctane HCCI Engine Combustion Using a Multi-Zone Detailed Kinetics Solver", SAE Paper 2003-01-1821.
- Foster, D.E., (1985), "An Overview of Zero-Dimensional Thermodynamic Models for IC Engine Data Analysis", SAE Tech. Paper Series 852070.
- Gatowski, J.A., Balles, E.N., Chun, K.M., Nelson, F.E., Ekchian, J.A. ve Heywood, J.B., (1984), "Heat Release Analysis of Engine Pressure Data", SAE Tech. Paper Series 841359.
- Glassman, I., (1987), "Combustion", Ed. Academic Press, 1987.
- Gordon, S. ve McBride, B.J., (1994), "Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications", NASA Reference Publication.
- Grigg, H.C. ve Syed, M.H., (1969-70), "The Problem of Predicting Rate of Heat Release in Diesel Engines", Symposium on Diesel Engine Combustion, Institution of Mechanical Engineers, 184:192-202.
- Guezennec, Y.G. ve Hamama, W., (1999), "Two-Zone Heat Release Analysis of Combustion Data and Calibration of Heat Transfer Correlation in an I.C. Engine", SAE Tech. Paper Series 1999-01-0218.
- Hardenberg, H. O. ve Hase, F. W., (1979), "An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engines", SAE Tech. Papers Series, 790493.

- Heywood, J. B., (1988), "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGRAW-Hill Inc., Singapur, ISBN 0-07-100499-8
- Hiroyasu, H. ve Kadota, T., (1976), "Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines", SAE Tech. Paper Series 760129.
- Hiroyasu, H., Kadota, T. ve Arai, M., (1983), "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions", Bulletin of JSME, 26:569-576.
- Hohenberg, G.F., (1979), "Advanced Approaches for Heat Transfer Calculation", SAE Tech. Paper Series 790825.
- Kamimoto, T. ve Kobayashi, H., (1991), "Combustion processes in Diesel engines", Prog. Energy Combust. Science, 17:163-189.
- Karim, G.A. ve Watson, H.C., (1971), "Experimental and Computational Considerations of the Compression Ignition of Homogeneous Fuel-Oxidant Mixtures", SAE Tech. Paper Series 710133.
- Kech, J.M., Reissing, J., Gindele, J. ve Spicher, U., (1998), "Analyses of the Combustion Process in a Direct Injection Gasoline Engine". 4th Int. Sym. COMODIA 98, pp. 287-292.
- Kesgin, U., (1996), "Rechnerische Methoden zur Ladungswechseloptimierung am Beispiel von Grossgasmotoren", Doktora tezi, Graz Tek. Üniv., Graz, Avusturya.
- Kesgin, U., (2003), "Study on Prediction of The Effects of Design and Operating Parameters on NO_x Emissions from a Lean Burn Natural Gas Engine", Energy Conversion and Management 44: 907-921.
- Kesgin, U., (2004), "Genetic Algorithm and Artificial Neural Network for Engine Optimisation of Efficiency and NO_x Emission", Fuel 83: 885-895.
- Kesgin, U. ve Safa A., (2005), "Simulation of In-Cylinder Processes and Emission Formation in Internal Combustion Engines", 18. Uluslararası ECOS Sempozyumu, Trondheim, Norveç, 20-22 Haziran, sayfa 1391-1398.
- Khan, I.M, Greeves, G. ve Probert, D.M., (1971), "Prediction of Soot and Nitric Oxide Concentrations in Diesel Engine Exhaust", Air Pollution in Transport Engines, Institution of Mechanical Engineers, 142:205 - 217.
- Koch, T, Schänzlin, K. ve Boulouchos, K; (2002), "Characterization and Phenomenological Modeling of Mixture Formation and Combustion in a Direct Injection Spark Ignition Engine", SAE Tech. Paper Series 2002-01-1138.
- Lapuerta, M., Hernández, J. J. ve Armas, O., (2000), "Kinetic Modelling of Gaseous Emissions in a Diesel Engine", SAE Tech. Paper Series, 2000-01-2939, 1-13.
- Lavoie, G.A., Heywood, J.B. ve Keck, J.C., (1970), "Experimental Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines", Combust. Sci. Technol. 1: 313.
- Lewis, G.N., ve Randall, M., (1961), "Thermodynamics", McGraw-Hill, New York.
- Lucas, A., Duran A., Carmona M. ve Lapuerta, M., (2001), "Modeling Diesel Particulate Emissions with Neural Networks", Fuel, 80:539-548.
- Mansour, C., Bounif, A., Aris, A. ve Gaillard, F., (2001), "Gas-Diesel (Dual-Fuel) Modeling in Diesel Engine Environment", Int. J. Therm. Sci. (2001), 40:409-424.
- Mattavi, J. N ve Amann, C. A., (1980), "Combustion Modeling in Reciprocating Engines", Plenum Press, New York.

- Merker, G.P., Hohlbaum, B ve Rauscher, M., (1993), “Two-Zone Model for Calculation of Nitrogen-Oxide Formation in Direct-Injection Diesel Engines”, SAE Tech. Paper Series 932454.
- Methodology, (1999), Star-CD Version 3.10A, Computational Dynamics Limited.
- Misawa, M., Aoyagi, Y., Kobayashi, M., Matsuo, O. ve Yuichi, G., (2004), “High EGR Diesel Combustion and Emission Reduction Study by Single Cylinder Engine”, COMODIA 2004, 3-5 Ağustos, Yokohama, Japonya.
- Miyamoto, N., Chikahisa, T., Murayama, T. ve Sawyer, R., (1985), “Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe’s Functions”, SAE Tech. Paper Series 850107.
- Nocke, J., (2003), Termodinamik Ders Notu, Rostock Üniversitesi.
- Olikara, C. ve Borman, G., (1975), “A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to the Engines”, SAE Tech. Papers Series, 750468.
- Ono, S., Hirayama, Y., Kawano, H. ve Nakaya, M., (2002), “Improvement of Performance and Exhaust Emission Characteristics in Gas Engine by Heat Release Control”, JSAE Review 23:3–8.
- Özsoysal, O. A., (1993), “Investigation of The Engine Pressure Data by Comparing The Experimental Test With The Results of Analytical Model”, SAE Tech. Paper Series 930611, 1-8.
- Paterson, D.J. ve Henein, N.A., (1972), “Emissions from Combustion Engines and Their Control”, Ann Arbor Science Pub, Michigan.
- Pattas, K. ve Haefner, G., (1973), “Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung”, Motortech Zeits, 34:397–404.
- Pischinger, R., Klell, M. ve Sams T., (2002), “Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine”, Springer-Verlag, Viyena, ISBN: 3-211-83679-9.
- Rakopoulos, C. D., Rakopoulos, D. C., Giakoumis, E. G. ve Kyritsis, D. C., (2004), “Validation and Sensitivity Analysis of a Two Zone Diesel Engine Model for Combustion and Emissions Prediction”, En. Conv. Man., 45:1471-1495.
- Schihl, P., Tasdemir J. ve Bryzik, W., (2004), “Determination of Laminar Flame Speed of Diesel Fuel for Use in a Turbulent Flame Spread Premixed Combustion Model”, 25th Army Science Conference.
- Schöttke, G., Finger, H. ve Schwarz, V., (2003), “Berechnung der Dieselmotorischen Warmefreisetzung”, MTZ, 64:972-979.
- Shahed, S.M., Chiu, W.S. ve Lyn, W.T., (1975), “A Mathematical Model of Diesel Combustion”, Institution of Mechanical Engineers, C, 94:119 - 128.
- Shipinski, J., Meyers, P.S. ve Uyehara, O.A., (1969-70), “A Spray Droplet Model for Diesel Combustion”, Symposium on Diesel Engine Combustion, Institution of Mechanical Engineers, 184:28 - 35.
- Shipinski, J., Uyehara, O.A. ve Myers, P.S., (1968), “Experimental Correlation Between Rate-of-Injection and Rate-of-Heat Release in a Diesel Engine”, ASME Paper 68-DGP-11.
- Starkman, R.S. ve Newhall, H.K., (1967-70), “Direct Spectroscopic Determination of Nitric Oxide in Respiroating Engine Cylinders”, SAE PT-14, 214.

Stone, R., (1999), "Introduction to Internal Combustion Engines", ISBN 0768004950, 3. Ed., Warrendale : Society of Automotive Engineers, Pennsylvania.

Şahin, Z., (2002), "Diesel Motorlarında Diesel Yakıtı-Hafif Yakıt Karışımlarının Kullanılmasının Yanmaya ve Motor Performansına Etkisi", Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniv. Fen Bilimleri Enst., Trabzon.

Tanasawa, P.H., (1953), "On the Combustion Rate of a Group of Fuel Particles", Technical Report Tohoko University, 18, 61-74.

Tao, Y., Hodgins, K. B. ve Hill, P. G., (1995), "NOx Emissions from a Diesel Engine Fueled with Natural Gas", J. of Energy Resources Technology, 117:290-296.

Turns, S.R., (2000), "An Introduction to Combustion: Concepts and Applications", McGraw-Hill, Singapur.

Vibe, I.I., (1970), "Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren", VEB Verlag Technik, Berlin, (Rusçadan almancaya çevirisi).

Whitehouse, N.D. ve Way, R., (1969-70), "Rate of Heat Release in Diesel Engine and its Correlation With Fuel Injection Data", Symposium on Diesel Engine Combustion, Inst. of Mech. Eng., 184:17 - 27.

Whitehouse, N.D. ve Way, R., (1971), "A Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on the Fuel Injection Rate", SAE Tech. Paper Series 710134.

Woschni, G., (1967), "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", SAE Tech. Paper Series 670931.

Zeng, K., Huang, Z., Liu, B., Liu, L., Jiang, D., Ren, Y. ve Wang, J., (2006), "Combustion Characteristics of a Direct-Injection Natural Gas Engine Under Various Fuel Injection Timings", Applied Thermal Engineering, 26: 806-813.

Zhao, H., Li, J., Ma, T. ve Ladommatos, N., (2002), "Performance and Analysis of a 4-Stroke Multi-Cylinder Gasoline Engine with CAI Combustion", SAE tech. Paper Series 2002-01-0420.

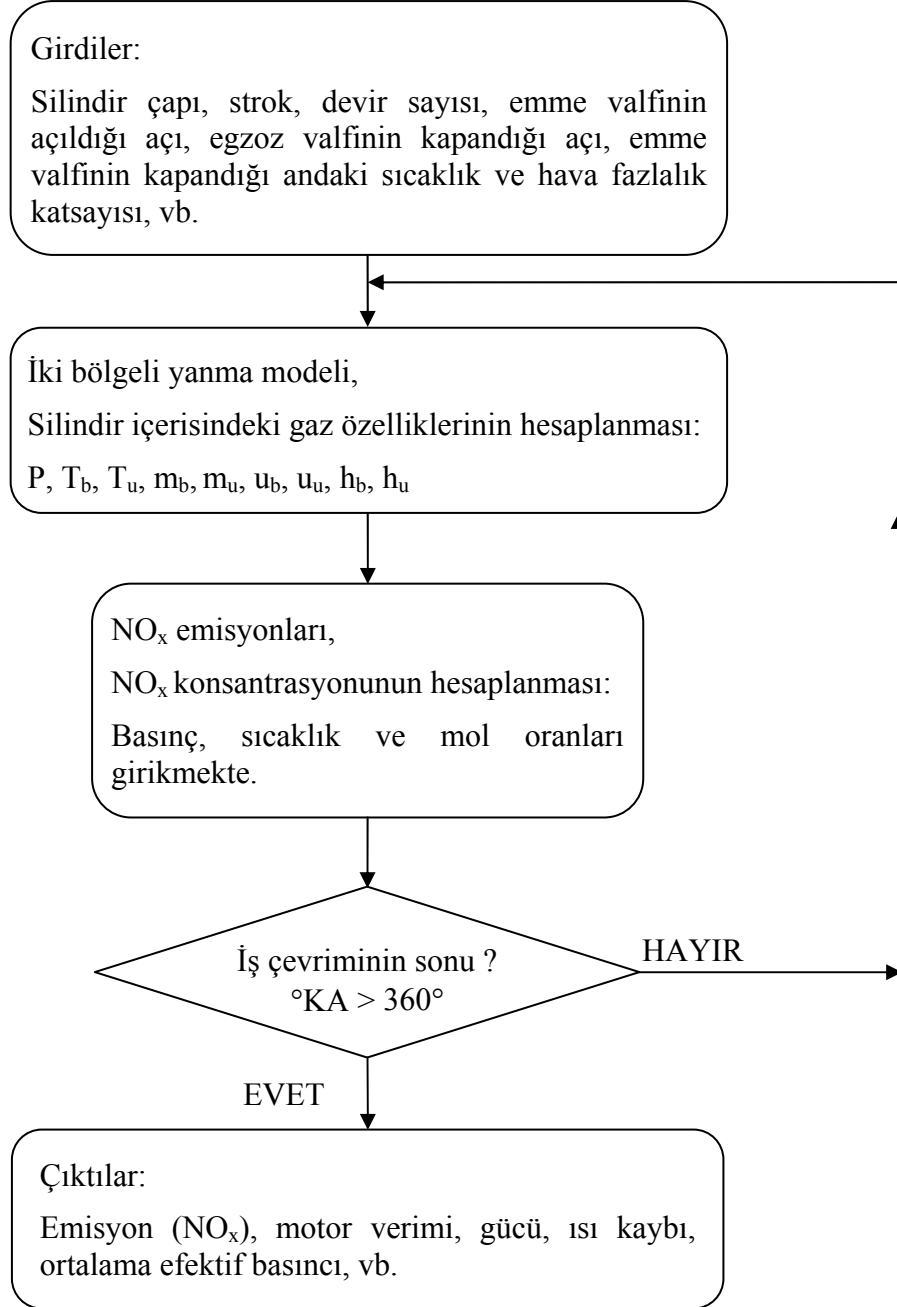
İNTERNET KAYNAKLARI

[1] [http://eng.auburn.edu/programs/bsen/programs/courses/bsen-courses/bsen-3210.html/Web Engines.ppt](http://eng.auburn.edu/programs/bsen/programs/courses/bsen-courses/bsen-3210.html/Web%20Engines.ppt)

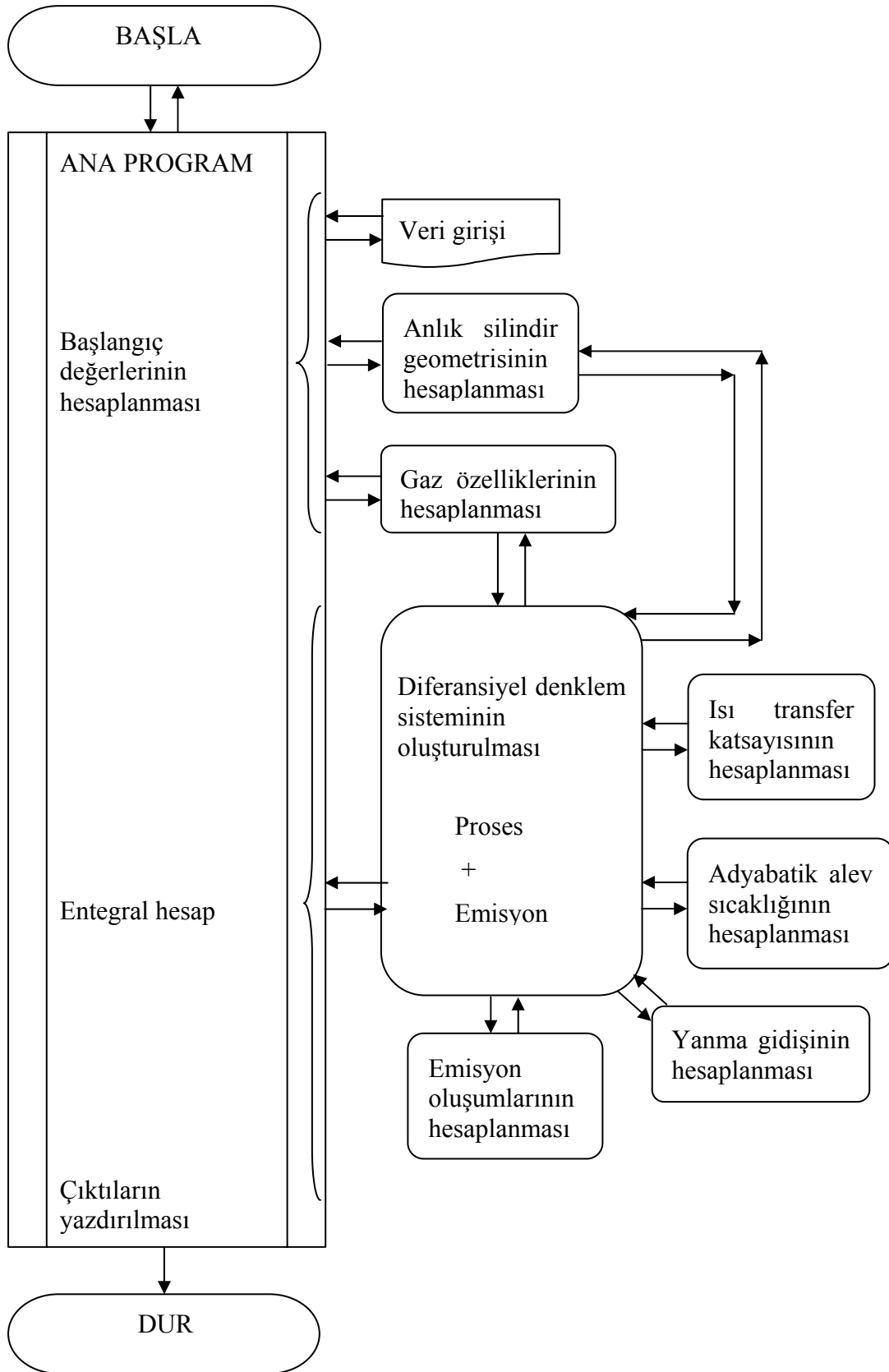
[2] <http://www2.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2002/StrojIng02.pdf>

EK 1 İki ve bölge kapalı çevrim için genel bilgisayar programı tanıtımı

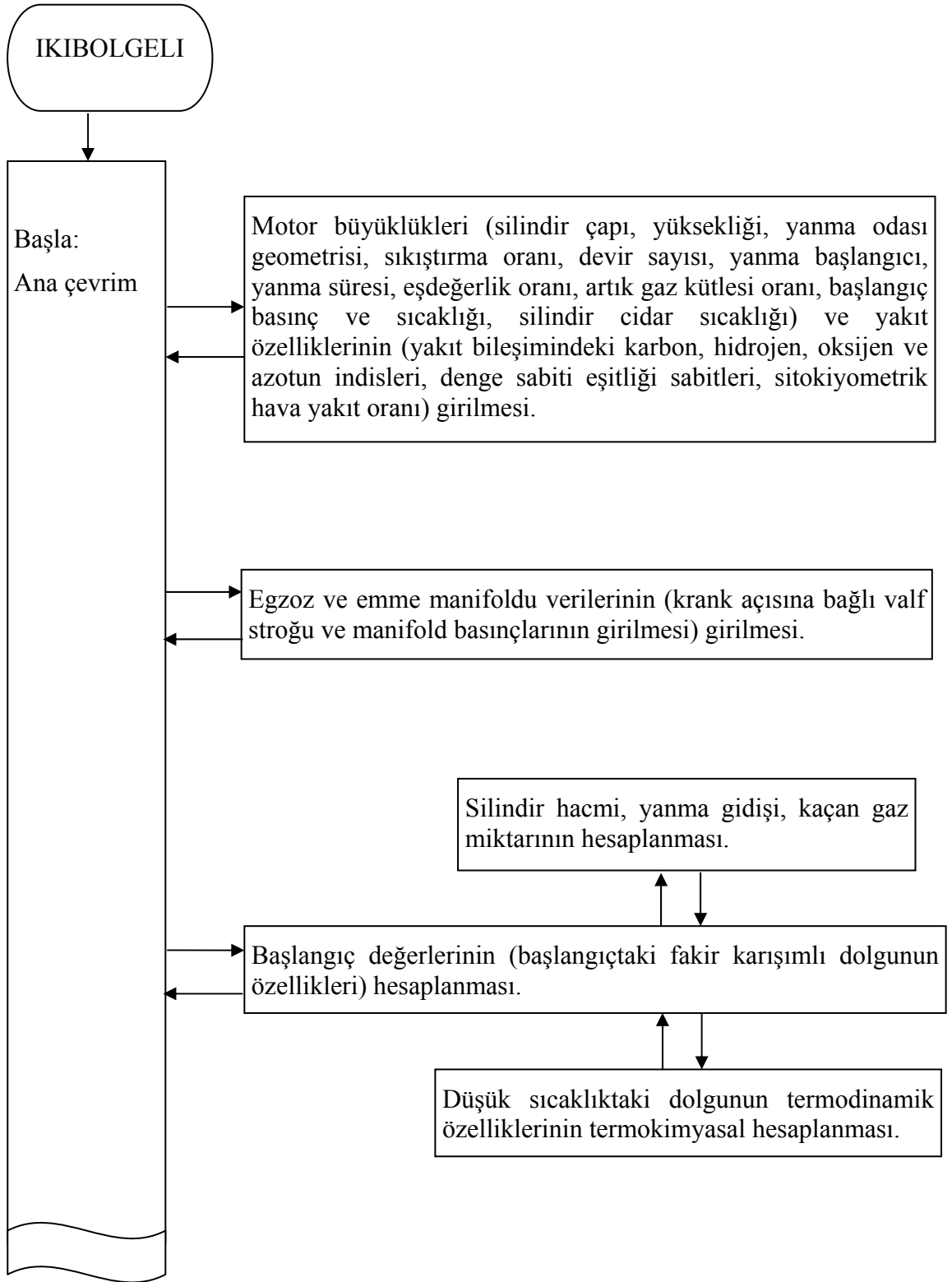
Kapalı çevrim için veri girişi, hesap aşamaları ve hesap sonuçlarının yazdırılması diyagram biçiminde verilmiştir:

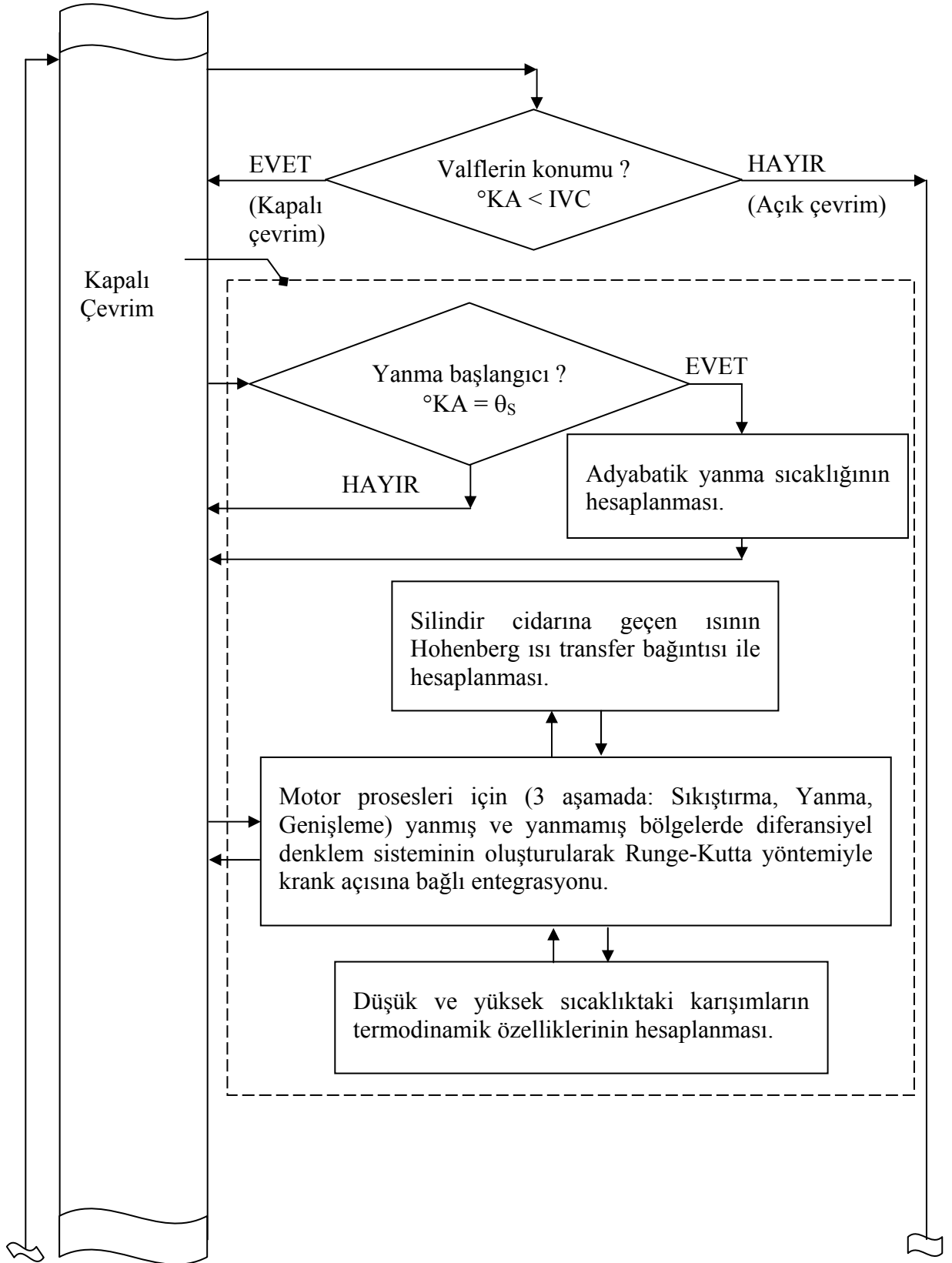


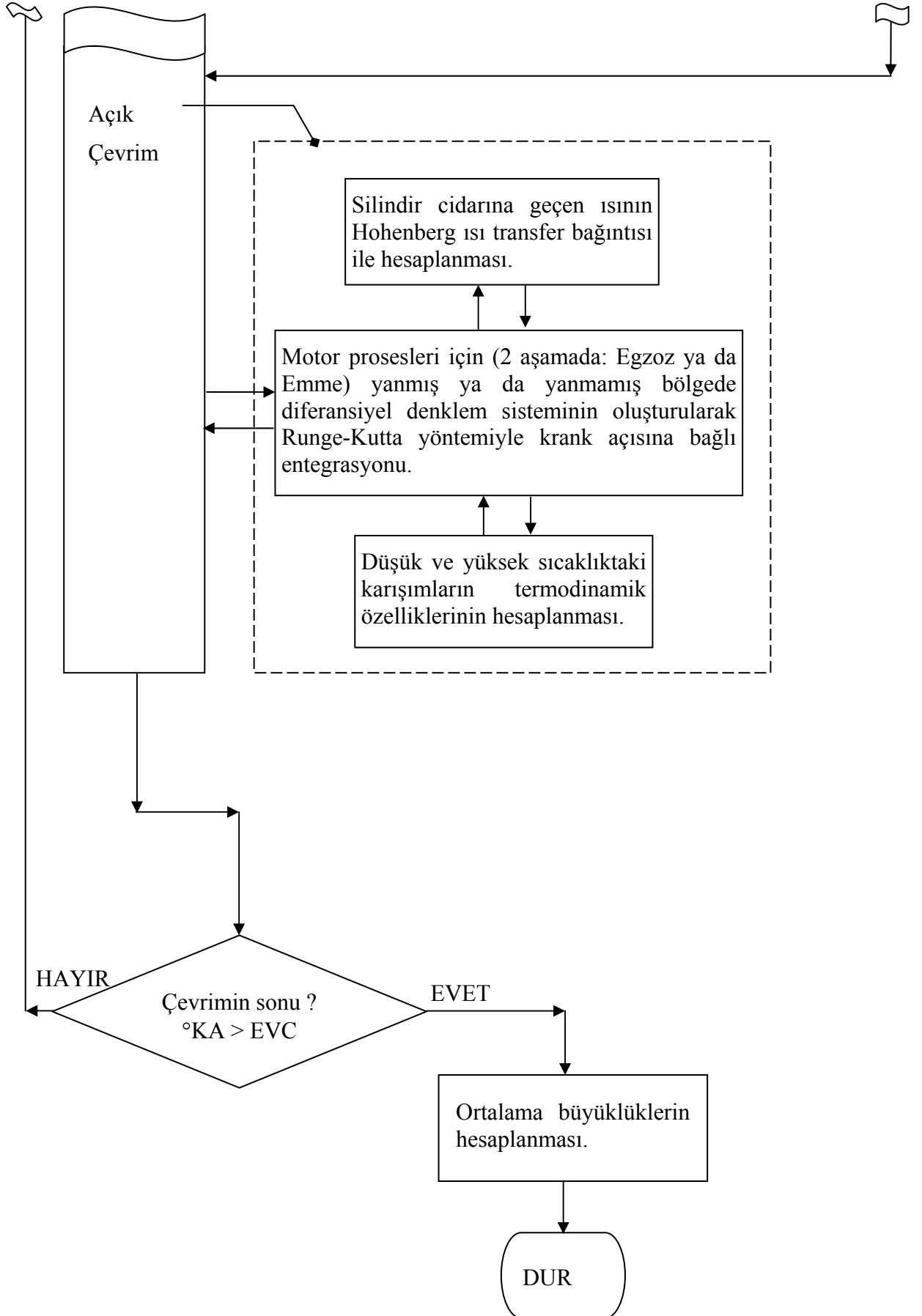
EK 2 İki ve üç bölgeli kapalı çevrim programı akış diyagramı



EK 3 İki bölge, karışım emmeli, dolgu değişimi çevrimli program akış şeması







EK 4 JANAF tablosu verileri

$$\frac{c_{p0}}{R} = A_1 + A_2 T + A_3 T^2 + A_4 T^3 + A_5 T^4 \text{ (Atmosfer basıncında sabit basınç özgül ısısı)}$$

$$\frac{h_0}{RT} = A_1 + \frac{A_2}{2} T + \frac{A_3}{3} T^2 + \frac{A_4}{4} T^3 + \frac{A_5}{5} T^4 + \frac{A_6}{T} \text{ (Atmosfer basıncında oluşum entalpisi)}$$

$$\frac{s_0}{R} = A_1 \ln(T) + A_2 T + \frac{A_3}{2} T^2 + \frac{A_4}{3} T^3 + \frac{A_5}{4} T^4 + A_7 \text{ (Atmosfer basıncında oluşum entropisi)}$$

Özgül ısı verileri (Gordon ve Mcbride, 1994)

Yanma ürünleri 10 bileşenden oluşmakta:

Bileşen	Sabit			
	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄
CO ₂	0,44608041E+01	0,30981719E-02	-0,12392571E-05	0,22741325E-09
H ₂ O	0,27167633E+01	0,29451374E-02	-0,80224374E-06	0,10226682E-09
N ₂	0,28963194E+01	0,15154866E-02	-0,57235277E-06	0,99807393E-10
O ₂	0,36219535E+01	0,73618264E-03	-0,19652228E-06	0,36201558E-10
CO	0,29840696E+01	0,14891390E-02	-0,57899684E-06	0,10364577E-09
H ₂	0,31001901E+01	0,51119464E-03	0,52644210E-07	-0,34909973E-10
H	0,25000000E+01	0,0	0,0	0,0
O	0,55420596E+01	-0,27550619E-04	-0,31028033E-08	0,45510674E-11
OH	0,29106427E+01	0,95931650E-03	-0,19441702E-06	0,13756646E-10
NO	0,31890000E+01	0,13382281E-02	-0,52899318E-06	0,95919332E-10

Bileşen	Sabit		
	A ₅	A ₆	A ₇
CO ₂	-0,15525954E-13	-0,48961442E+05	-0,98635982E+00
H ₂ O	-0,48472145E-14	-0,29905826E+05	0,66305671E+01
N ₂	-0,65223555E-14	-0,90586184E+03	0,61615148E+01
O ₂	0,28945627E-14	-0,12019825E+04	0,36150960E+01
CO	-0,69353550E-14	-0,14245228E+05	0,63479156E+01
H ₂	0,36945345E-14	-0,87738042E+03	-0,19629421E+01

Bileşen	Sabit		
	A ₅	A ₆	A ₇
H	0,0	0,25471627E+05	-0,46011763E+00
O	-0,43680515E-15	0,29230803E+05	0,49203080E+01
OH	0,14224542E-15	0,39353815E+04	0,54423445E+01
NO	-0,64847932E-14	0,98283290E+04	0,67458126E+01

Yanma ürünleri 6 bileşenden oluşmakta:

Bileşen	Sabit			
	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄
CO ₂	0,24007797E+01	0, 87350957E-02	-0,66078780E-05	0,20021861E-08
H ₂ O	0,40701275E+01	-0,11084499E-02	0,41521180E-05	-0,29637404E-08
N ₂	0,36748261E+01	-0,12081500E-02	0,23240102E-05	-0,63217559E-09
O ₂	0,36255958E+01	-0,18782184E-02	0,70554544E-05	-0,67635137E-08
CO	0,37100928E+01	-0,16190964E-02	0,36923594E-05	-0,20319674E-08
H ₂	0,30574451E+01	0,26765200E-02	-0,58099162E-05	0,55210391E-08

Bileşen	Sabit		
	A ₅	A ₆	A ₇
CO ₂	0, 63274039E-15	-0,48377527E+05	0,96951457E+01
H ₂ O	0,80702103E-12	-0,30279722E+05	-0,32270046E+00
N ₂	-0,22577253E-12	-0,10611588E+04	0,23580424E+01
O ₂	0,21555993E-11	-0,10475226E+04	0,43052778E+01
CO	0,23953344E-12	-0,14356310E+05	0,29555350E+01
H ₂	-0,18122739E-11	-0,98890474E+03	-0,22997056E+01

Yakıtın termodinamik özellikleri.

$$\frac{c_{p0}}{R} = A_1 + A_2 T + A_3 T^2$$

(Atmosfer basıncında sabit basınç özgül ısısı)

$$\frac{h_0}{RT} = A_1 + \frac{A_2}{2}T + \frac{A_3}{3}T^2 + \frac{A_4}{T} \quad (\text{Atmosfer basıncında oluşum entalpisi})$$

$$\frac{s_0}{R} = A_1 \ln(T) + A_2T + \frac{A_3}{2}T^2 + A_5 \quad (\text{Atmosfer basıncında oluşum entropisi})$$

Bileşen	Sabit				
	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅
C ₇ H ₁₇	4,0652	6,0977E-02	-1,8801E-05	-3,588E+04	1,545E+01
CH ₄	1,971324	7,871585E-03	-1,048592E-06	-9,930422E+03	8,873728
C _{14,4} H _{24,9}	7,9710	1,1954E-01	-3,6858E-05	-1,9385E+04	-1,7879

Tepkime Denge Sabitleri (Olikara ve Borman, 1975)

$$\log_{10} k_p = A_1 * \ln\left(\frac{T}{1000}\right) + \frac{A_2}{T} + A_3 + A_4T + A_5T^2$$

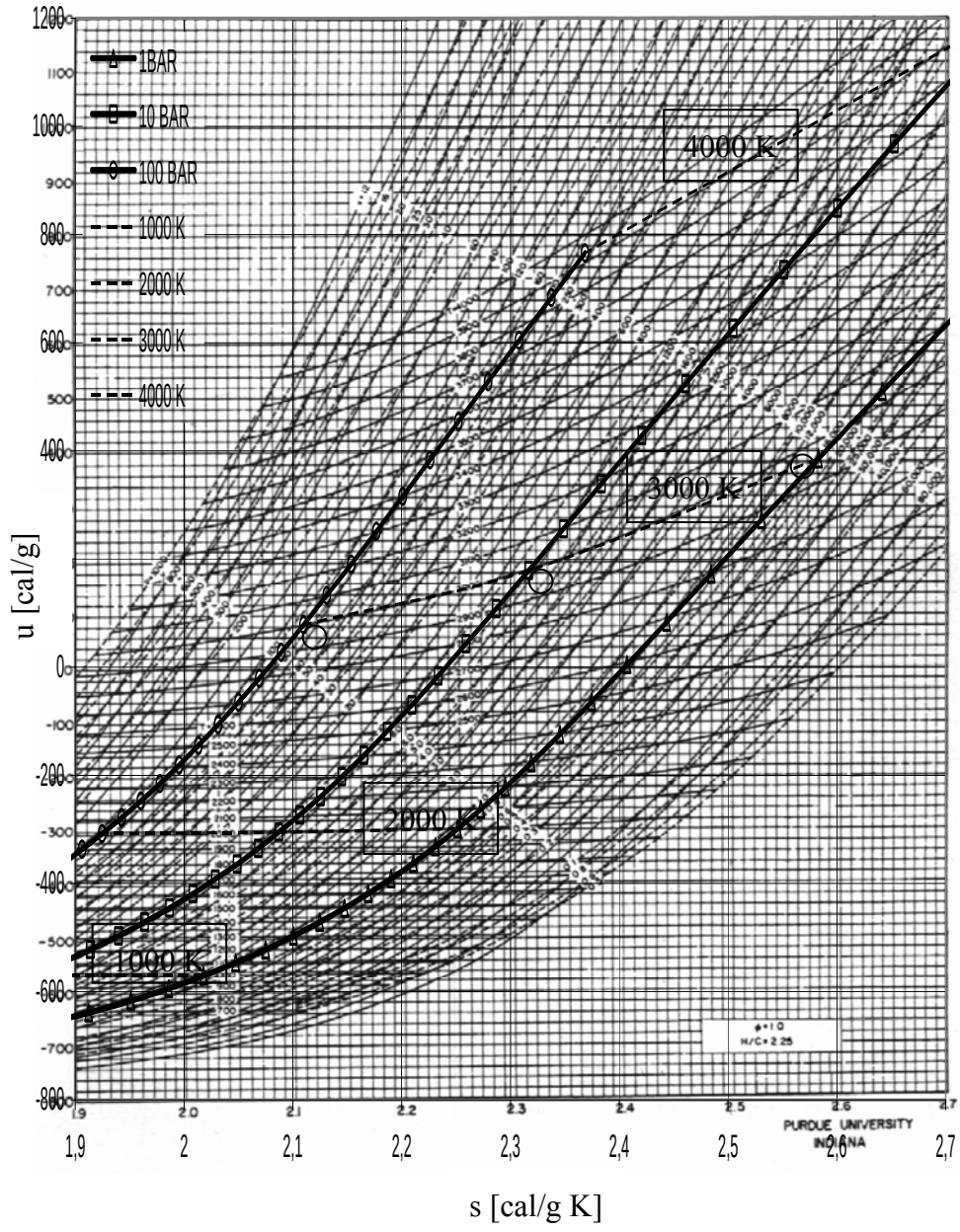
Bileşen k_p verileri.

Bileşen	Sabit				
	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅
CO ₂	0,432168E+00	-0,112464E+05	0,267269E+01	-0,745744E-04	0,242484E-08
H ₂ O	0,310805E+00	-0,129540E+05	0,321779E+01	-0,738336E-04	0,344645E-08
N ₂	-0,141784E+00	-0,213308E+04	0,853461E+00	0,355015E-04	-0,310227E-08
O ₂	0,150879E-01	-0,470959E+04	0,646096E+00	0,272805E-05	-0,154444E-08
CO	-0,752364E+00	0,124210E+05	-0,260286E+01	0,259556E-03	-0,162687E-07
H ₂	-0,415302E-02	0,148627E+05	-0,475746E+01	0,124699E-03	-0,900227E-08

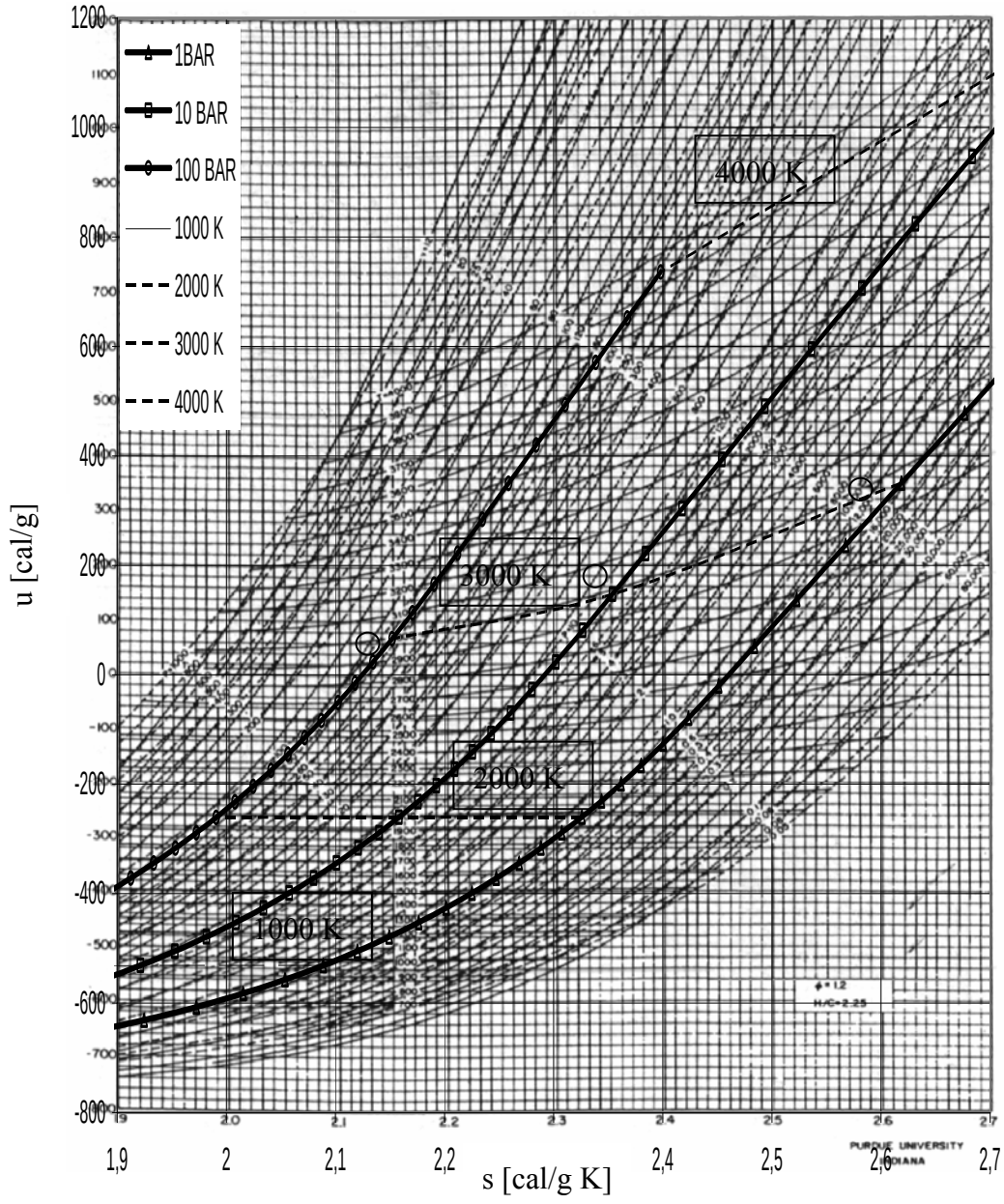
$$\log_{10} k_p = A_1 * \ln\left(\frac{T}{1000}\right) + \frac{A_2}{T} + A_3 + A_4T + A_5T^2$$

Bileşen k_p verileri.

Bileşen	Sabit				
	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5
CO ₂	0,432168E+00	-0,112464E+05	0,267269E+01	-0,745744E-04	0,242484E-08
H ₂ O	0,310805E+00	-0,129540E+05	0,321779E+01	-0,738336E-04	0,344645E-08
N ₂	-0,141784E+00	-0,213308E+04	0,853461E+00	0,355015E-04	-0,310227E-08
O ₂	0,150879E-01	-0,470959E+04	0,646096E+00	0,272805E-05	-0,154444E-08
CO	-0,752364E+00	0,124210E+05	-0,260286E+01	0,259556E-03	-0,162687E-07
H ₂	-0,415302E-02	0,148627E+05	-0,475746E+01	0,124699E-03	-0,900227E-08

EK 5 Yanma ürünleri için İç enerji-Entropi diyagramı ($\phi=1,0$)

EK 6 Yanma ürünleri için İç enerji-Entropi diyagramı ($\phi=1,2$)



ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 27.02.1976

Doğum yeri İstanbul

Lise 1991-1994

Kaşgarlı Mahmut Özel Deneme Lisesi

Lisans 1994-1998

Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi
Gemi İnşaatı ve Makinaları Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 1998-2000

Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora 2000-2006

Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalı

Çalıştığı kurum(lar)

1998-Devam
ediyor

YTÜ Makine Fak. Gemi İnşaatı Müh. Böl.
Araştırma Görevlisi