

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

139666

İÇTEN YANMALI BİR GEMİ MOTORUNDA SİLİNDİR
İÇİNDEKİ PROSESLERİN TERMODİNAMİK
SİMÜLASYONU

139666

Gemi Mak. İşletme Mühendisi Yalçın DURMUŞOĞLU

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Uğur KESGİN

Prof. Dr. Ahmet Büyükalın Doç. Dr. Hakan KALELİ
İSTANBUL, 2003

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	viii
ÖNSÖZ.....	ix
ÖZET.....	x
ABSTRACT.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 İdeal Motor Çevrimleri.....	6
1.1.1 İdeal Dört Zamanlı Motor Çevrimi.....	7
1.1.2 İdeal İki Zamanlı Motor Çevrimi	8
1.1.2.1 Boyut Analizi.....	9
1.2 Sabit Hacimde Yanmalı Çevrim.....	13
1.3 Sabit Basıncıta Yanmalı Çevrim.....	15
1.4 Karma Çevrim	17
2. YAKIT-HAVA-YANMIŞ GAZ ÖZELLİKLERİNİN HESAPLANMASI.....	19
2.1 İdeal Gaz Karışımlarının Durumu	19
2.2 Stokiyometri Ve Yakıt-Hava-Artık Gaz -Özellikleri	25
2.3 Pratik Kimyasal Denge Formülasyonu.....	30
2.4 Pratik Kimyasal Denge Çözümü	32
3. GERÇEK MOTOR ÇEVİRİMLERİNİN HESAPLANMASI: SIFIR BOYUTLU PROSES HESABI	39
3.1 Bir Bölgeci Hesap Modeli.....	39
3.1.1 Bir Bölgeci Hesap Modelinin Kullanım Amacı	41
3.1.2 Bir Bölgeci Hesap Modelinin Bağlılılıları.....	41
3.1.3 Anlık Hava Fazlalık Katsayısının Hesaplanması	44
3.1.4 Hacim Değıştirme İşinin Hesaplanması	46
3.1.5 Yanma Odasından Olan Isı Transferinin Hesaplanması.....	48
3.1.6 Yanma Gidişinin Hesaplanması	48
3.2 İki Bölgeci Yanma Modeli.....	49
3.2.1 İki Bölgeci Yanma Modelinin Türetilmesi	53
3.3 Bilgisayar Algoritması.....	63
4. HESAP VE DENEY SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI.....	68
5. YANMANIN MOTOR ÇEVİRİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ.....	75

5.2	Yanma Süresinin Etkisi	75
5.2	Yanma Başlangıcının Etkisi	78
5.3	Form Parametresinin Etkisi	80
6.	DOLGU ÖZELLİKLERİNİN MOTOR ÇEVİRİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ.....	82
6.1	Sıkıştırma Başlangıcındaki Basıncın Etkisi.....	82
6.2	Sıkıştırma Başlangıcındaki Sıcaklığın Etkisi	84
6.3	Hava Fazlalık Katsayısının Etkisi.....	86
7.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	88
KAYNAKLAR.....		91
EKLER.....		93
Ek 1	Derece Krank Açısına Bağlı Olarak Silindir Hacminin Hesaplanması İçin İzlenen Yol.....	94
ÖZGEÇMİŞ.....		97

SİMGE LİSTESİ

A_b	:Yanmış gazların silindir içerisindeki yüzey alanı
A_u	:Yanmamış gazların silindir içerisindeki yüzey alanı
B	:Henüz yanmış yakıt kütlesi
B_{RO}	:Artık gaz içinde yanmış yakıt kütlesi
b	:Silindir çapı
b_e	:Özgül yakıt tüketimi
C	:Kütle kayıp katsayısı
c_p	:Sabit basınçta özgül ısı
c_{pb}	:Yanmış gazların sabit basınçta özgül ısısı
c_{pu}	:Yanmamış gazların sabit basınçta özgül ısısı
f	:Kütlesel artık gaz katsayısı
F_s	:Stokiyometrik yakıt hava oranı
H	:Motor strok uzunluğu
h	:Gazların özgül entalpisi
h_H	:Isı transfer katsayısı
h_b	:Yanmış gazların ısı transfer katsayısı
h_u	:Yanmamış gazların ısı transfer katsayısı
h_l	:Entalpi kayıpları
H_u	:Yakıtın alt ısı değeri
k	:Strok sayısı ile ilgili katsayı ($k=1,2$)
L_{st}	:Stokiyometrik yanma için gerekli teorik hava miktarı
m_z	:Silindir içindeki kütle
M_d	:Döndürme momenti
m_l	:Emme valfi kapalı iken silindirde bulunan hava kütlesi
m_r	:Artık gaz kütlesi
n	:Devir sayısı
N_e	:Etkin güç
n_N	:Nominal devir sayısı
P_a	:Emme sonu basıncı
P_b	:Genişleme sonu basıncı
$P_{m,e}$	:Ortalama etkin basınç
$P_{m,i}$	:Ortalama indike basınç
$P_{m,m}$	:Mekanik kayıplar için ortalama basınç
P_0	:Dış ortam basıncı
P_r	:Egzoz basıncı
P_z	:Silindir içi basıncı
R	:Gaz sabiti
R_u	:Evrensel gaz sabiti
r	:Sıkıştırma oranı
s_b	:Yanmış gazların entropisi
s_u	:Yanmamış gazların entropisi
T_b	:Yanmış gazların sıcaklığı
T_u	:Yanmamış gazların sıcaklığı
T_0	:Dış ortam sıcaklığı
T_r	:Egzoz gazları sıcaklığı
T_w	:Yanma odası duvar sıcaklığı
U	:İç enerji
u	:Gazların özgül iç enerjisi

v_b	:Yanmış gazların özgül hacmi
v_u	:Yanmamış gazların özgül hacmi
V_c	:Silindir ölü hacmi
V_h	:Strok hacmi
$V_{p,m}$	:Ortalama piston hızı
x	:Yanmış kütle oranı
y_r	:Artık gazların molar oranı
y_i	:i. ci maddenin molar oranı
W	:İş
Z	:Silindir sayısı
α	:Basınç artma oranı
β	:Ön genişleme oranı
δ	:Art genişleme oranı
η_v	:Hacimsel verimi
ε	:Krank yarıçapı-biyel oranı
ε_M	:Molar yakıt-hava oranı
ϕ	:Eşdeğerlik oranı
γ	:Molar artık gazlar katsayısı
λ_v	:Hava fazlalık katsayısı
μ	:Moleküler değişim katsayısı
μ_{fa}	:Yakıt-hava karışımı molekül kütlesi
μ_r	:Artık gaz molekül kütlesi
μ_y	:Yakıtın molar kütlesi
η_e	:Efektif verim
η_i	:İndike verim
ρ	:Yoğunluk
θ	:Krank açısı
θ_b	:Yanma süresi
θ_s	:Yanma başlangıcı
ω	:Açısal hız
ξ_z	:Yanma verimi

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt ölü nokta
DKA	Derece krank açısı
HFK	Hava fazlalık katsayısı
ÜÖN	Üst ölü nokta



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	Dört zamanlı motor çevrimi.....	7
Şekil 1.2	İki zamanlı motor çevrimi.....	9
Şekil 1.3	İçten yanmalı bir motorun piston-silindir düzeneği.....	11
Şekil 1.4	İdeal otto çevrimi P-v diyagramı	14
Şekil 1.5	İdeal diesel çevrimi P-v diyagramı	16
Şekil 1.6	İdeal bir karma çevrimde P-v diyagramı	17
Şekil 3.1	Bir bölge hesap modeli için instasyonel açık sistem	42
Şekil 3.2	Krank mekanizmasının şematik görünüşü	47
Şekil 3.3	Yanma fonksiyonunun form faktörü ile değişimi	49
Şekil 3.4	İki bölge yanma modeli	52
Şekil 3.5	İki bölge hesap modelinde termodinamik sistem	53
Şekil 3.6	Gerçek motor çevrimi bilgisayar algoritması	67
Şekil 4.1	Gerçek motor çevriminde basıncın krank açısına bağlı değişimi	69
Şekil 4.2	Yarım yükte deneysel motor ile hesaplama sonucu basıncın krank açısına bağlı değişimi.....	70
Şekil 4.3	Gerçek motor çevriminde yanmış ve yanmamış gaz sıcaklığının krank açısına bağlı değişimi.....	71
Şekil 4.4	Yanmış-kütle oranının krank açısına bağlı değişimi	72
Şekil 4.5	Gerçek motor çevriminde yapılan işin krank açısına bağlı değişimi	72
Şekil 4.6	Isı kayıplarının krank açısına bağlı değişimi	74
Şekil 4.7	Isı kaçaklarının krank açısına bağlı değişimi.....	74
Şekil 5.1	Yanma süresinin motor verimine etkisi	76
Şekil 5.2	Yanma süresinin silindir basıncına etkisi	77
Şekil 5.3	Yanma süresinin yanmış gazların sıcaklığına etkisi	77
Şekil 5.4	Yanma başlangıcının motor verimine etkisi	78
Şekil 5.5	Yanma başlangıcının basınç gidişine etkisi	79
Şekil 5.6	Yanma başlangıcının yanmış gaz sıcaklığına etkisi.....	79
Şekil 5.7	Form parametresinin motor verimine etkisi.....	80
Şekil 5.8	Form parametresinin basınç gidişine etkisi.....	81
Şekil 5.9	Form parametresinin yanmış gaz sıcaklığına etkisi	81
Şekil 6.1	Sıkıştırma başlangıcındaki basıncın motor verimine etkisi	83
Şekil 6.2	Sıkıştırma başlangıcındaki basıncın yanma anında silindir içindeki basınç gidişine etkisi	83
Şekil 6.3	Sıkıştırma başlangıcındaki basıncın maksimum sıcaklığına etkisi	84
Şekil 6.4	Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklığın motor verimine etkisi	85
Şekil 6.5	Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklığın basınç gidişine etkisi.....	85
Şekil 6.6	Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklığın maksimum sıcaklığa etkisi.....	86
Şekil 6.7	Hava fazlalık katsayısının motor verimine etkisi.....	87
Şekil 6.8	Hava fazlalık katsayısının basınç gidişine etkisi	87
Şekil 6.9	Hava fazlalık katsayısının yanmış gaz sıcaklığına etkisi.....	88
Şekil 6.10	Hava fazlalık katsayısının ısı transferine etkisi	88

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1	İçten yanmalı bir motorun hesaplamalarında kullanılan çeşitli matematik modeller	2
Çizelge 2.1	Düşük sıcaklıktaki yanma ürünlerinin termodinamik verileri.	24
Çizelge 2.2	Stokiyometrik yakıt-hava oranı, molar ve kütleli oranlar.....	26
Çizelge 2.3	Düşük sıcaklıktaki yanma ürünleri	28
Çizelge 2.4	Yakıtların sabit katsayı değeri	30
Çizelge 2.5	K- Denge katsayılarının değeri.	32
Çizelge 3.1	Farklı motorlar için yanma süresi ve form faktörü değeri	50
Çizelge 4.1	Deney motoru teknik özellikleri	68

ÖNSÖZ

Bu tezde, içten yanmalı bir motorun tek çevriminde silindir içindeki proses hesaplamaları yapılmıştır. Bunun için ilk olarak ideal motor çevrimleri incelenmiştir. Bugüne kadar gerçek motor çevrimi için yapılmış çalışmalar literatürden araştırılmış ve gerçek motor çevriminde silindir içinde hava-yakıt ve bir önceki çevrimden kalan artık gaz özelliklerinin termodinamik çözümlmeleri yapılmıştır. Benzer olarak yanma sonucu oluşan gazların da termodinamik proses hesaplamaları araştırılarak diferansiyel denklem takımları elde edilmiştir.

Yanma için bir bölgeli ve iki bölgeli yanma modelleri kullanılmıştır. İki bölgeli yanma modelinde yanma için silindirin içi iki farklı bölgeye ayrılmıştır. Bölgelerden biri yanmış gaz bölgesi diğeri de yanmamış gaz bölgesi olarak adlandırılmıştır. İki bölgeli yanma modeli için belirlenmiş sisteme termodinamiğin 1. yasası ve kütleinin korunumu yasası uygulanarak enerji değişimleri diferansiyel denklemlerle ifade edilmiştir. Motor çevrimi yüksek basınç çevrimi ve dolgu değişimi çevrimi olarak iki çevrimin toplamından oluşur. Yüksek basınç çevrimi, sıkıştırma prosesi ile başlar ve yanma bitinceye kadar devam eder ve egzoz valfi açılınca sona erer. Dolgu değişimi çevrimi, egzoz valfinin açılması ile başlar ve emme valfi kapanıncaya kadar da devam eder. Bu çalışmada bir motorun yüksek basınç kısmının proses hesapları yapılmış, yanma prosesi hesapları yukarıda izah edildiği şekilde iki farklı yanma modeli kullanılarak ve yanmış ve yanmamış gazların özelliklerine bağlı olarak hesaplanmıştır.

Hem bir bölgeli hem de iki bölgeli yanma modelinde silindir içindeki basınç, sıcaklık, iş, ısı transferi v.b. gibi özellikler krank açısı veya zamana bağlı diferansiyel denklem olarak ifade edilmiştir. Elde edilen diferansiyel denklemleri analitik olarak çözmek oldukça zordur ve çok uzun zaman alır. Bu nedenle sayısal yöntemler kullanılarak çözümlleme yapılmıştır. Bunun için ilk olarak bir bilgisayar algoritması geliştirilmiştir. Bu algoritma ile FORTRAN programı kullanılarak diferansiyel denklemler kodlanmıştır. Uygun sayısal yöntemler de kullanılarak diferansiyel denklemler nümerik olarak çözülmüş ve proses hesaplamaları tamamlanmıştır. Yanmış ve yanmamış bölgelerdeki gaz bileşimlerinin özelliklerinin hesaplanması için iki adet alt program kullanılmıştır. Bunlar FARG ve ECP alt programlarıdır. FARG alt programı ile yakıt-hava ve artık gazların özellikleri, ECP alt programı ile yanma ürünlerinin özellikleri hesaplanmıştır. Sayısal çözümden elde edilen sonuçlar ile bir deney motorundan elde edilmiş sonuçlar karşılaştırılmıştır. Neticede sayısal yöntemle hesaplayarak elde ettiğimiz sonuçların deneysel sonuçlarla iyi bir uyum sağladığı görülmüştür. Sayısal modelin deneysel sonuçlarla doğrulanmasından sonra yanmanın ve dolgu özelliklerinin motor çevrimine etkisi araştırılmıştır.

Bu yüksek lisans tez çalışmasının neticelenmesinde bana büyük emeği geçen, özellikle son dönemlerde zamanın kendisi için çok önemli olduğu anlarda bile bana vakit ayıran ve yardımlarını hiç esirgemeyen sayın hocam Doç. Dr. Uğur Kesgin' e şükranlarımı sunarım.

İSTANBUL, 2003

ÖZET

Bu çalışmada; içten yanmalı bir motorun silindir içindeki proses hesapları için hem bir bölgeli hem de iki bölgeli yanma modeline dayalı bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Geliştirilen programın doğruluğu deney sonuçlarıyla kanıtlanmıştır. Bunun için bir deney motorundan alınan sonuçlar kullanılmıştır. Daha sonra yanma parametrelerinin (yanma süresi, yanma başlangıcı ve form parametresi) ve dolgu özelliklerinin (sıkıştırma başlangıcındaki basınç ve sıcaklık ile hava fazlalık katsayısı veya eşdeğerlik oranı) motor çevrimine etkisi incelenmiştir. Bu incelemenin sonuçları literatürdeki sonuçlarla iyi bir uyum sağlamaktadır.

Anahtar kelimeler: İçten yanmalı motor, termodinamik simülasyon, yanma



ABSTRACT

In this study, to calculate the processes within an internal combustion engine cylinder a computer program based on a one-zone combustion model as well as a two-zone combustion model is developed. The program is verified by using experimental results obtained from a test engine. Then the effects of combustion (combustion duration, combustion start and form parameter) and of the charge properties (pressure and temperature of the charge at compression start and excess air ratio or equivalence ratio) on the engine cycle are examined. The results of this examination show a good agreement with the results in the literature.

Keywords: Internal combustion engine, thermodynamic simulation, combustion



1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorun geliştirilmesinde büyük ölçüde belirleyici olan yakıt tüketiminin düşürülmesi, egzoz ve gürültü emisyonları ile işletme karakteristiklerinin iyileştirilmesidir. Gittikçe zorlaşan rekabet koşulları içten yanmalı motordan beklenenleri artırmakta, aynı şekilde araştırma- geliştirme süresinin ve maliyetinin azaltılmasını gerektirmektedir.

Bu koşullar altında, motor optimizasyonu için kullanılan sayısal yöntemlerin önemi gittikçe artmaktadır. Sayısal yöntemlerle ilgili gelişmeler, tüm motor prosesine derinlemesine bir bakışı olanaklı kılmaktadır. Modern motor tasarımında yer alan çok yönlü istekler, motor optimizasyonu için farklı sayısal yöntemlerin kullanılmasını zorunlu hale getirmektedir (Kesgin, 1995).

Özellikle bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler, teorik çalışmaları daha da yaygınlaştırmıştır. Motor çevrimlerinin teorik olarak hesaplanmasında bilgisayarların kullanılması çalışmalara büyük kolaylık ve hızlilik getirmiştir. Böylece motor dizaynında yapılacak en ufak bir değişikliğin motor gücü, verimi, özgül yakıt tüketimi gibi motor karakteristikleri üzerinde ne tür sonuçlar doğuracağı kolaylıkla belirlenebilir. Bu amaçla son yıllarda motor çevrimi hesaplayan çeşitli bilgisayar modelleri ve sayısal yöntemler geliştirilmektedir.

İçten yanmalı motor çevrimlerinin sayısal hesaplamaları konusunda ilk çalışma 1958 yılında Olsen tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada Olsen , Termodinamiğin 1. Kanunun çok basit olarak analizini yapmış ve diferansiyel denklemlerin çözümünde iteratif sayısal teknikler kullanmıştır.

Bundan bir yıl sonra, 1959' da, Cook, Türbinli dizel motorlarında yaptığı simülasyon çalışmalarının sonuçlarını yayınlamıştır.

1962' de daha ayrıntılı bir çalışmanın sonuçları Whitehouse tarafından yayınlanmıştır. Borman 'da konuyla ilgili ayrıntılı çalışmalar yapmış ve termodinamiğin 1. Kanununu ileri seviyede analiz etmiş ve içten yanmalı motorlar için çeşitli modeller geliştirmiştir. Bu modeller; gazların dinamiği, yanma hızları, gazların denge özellikleri, içten yanmalı bir motorun silindirin yanma odası duvarlarından olan ısı transferinin bir boyutlu hesap modeli ve emme ve egzoz valfleri ya da pencerelerinden olan ısı transferleri modelleriydi.

1960' lı yıllarda Benson, içten yanmalı motorlarda karakteristikler metodunu geliştirerek, bir boyutlu sürekli olmayan akımların eşitlikleri için grafiksel çözümler sunmuştur. Benson kendi çalışmalarında bu yöntemi kullanmıştır.

Motorlarda tranziyent (zamana bağlı) hesaplamalarla ilgili ilk çalışma 1976' da Marzouk tarafından modellenmiştir. 1970 yılında Blair, karakteristikler metodunu sürekli olmayan akım eşitlikleri çözümünde kullanmış ve komple bir içten yanmalı motor çevrimine uygulayarak başarılı sonuçlar elde etmiştir. Günümüze kadar süren bu çalışmalar halen devam etmektedir. Genel olarak içten yanmalı bir motorda geliştirilen modeller aşağıdaki Çizelge 1.1' de özetlenmiştir (Roy, 1994).

Çizelge 1.1 İçten yanmalı bir motorun hesaplamalarında kullanılan çeşitli matematik modeller

Modelin Uygulama Alanı	Geliştirilen Matematik Model
Gazların Termodinamik Özellikleri	- Olikara & Borman Kanunu - Newall & Starkman Kanunu - Keenan & Kayes Kanunu
Silindir İçinde Isı transferi	- Woschni Modeli - Hohenberg Modeli - Eichelberg Modeli - Annand Modeli - Bargende Modeli
Akışkan Akımı	- Karakteristikler Metodu - Barre de Saint Venant' s Kanunu
Yanma	- Viebe Fonksiyonu - Whitehouse & Way Modeli
Sürtünme kaybı	Chen & Flynn Modeli
Egzoz ve Emme devrelerinde Isı transferi	Zapf Eşitliği

Bu çalışmada içten yanmalı bir motorun bir silindirin ve bir çevriminde hem bir bölgeli hem de iki bölgeli yanma modeli incelenmiştir. İki bölgeli yanma modelinde, yanma odası Şekil 3.1' deki gibi ikiye ayrılmıştır. Birinci bölge yakıt-hava ve artık gaz karışımlarının hacminden, ikinci bölge yanmış gazların hacminden oluşmuştur. İki bölgeli yanma modeli için şu kabuller yapılmıştır:

- Yanma odasında her hangi bir anında basınç silindirin her yerinde aynıdır.
- İki bölge arasında ısı transferi yoktur.
- Yanmış ve yanmamış gazların arasındaki alev cephesi çok ince bir katmandır. Yani bir hacmi yoktur.
- Her iki bölge termodinamik ve kimyasal dengededir.
- Sıkıştırma anında silindirde yalnızca yanmamış gazlar vardır.
- Yanmış bölge yanma başladığında oluşur. Sıkıştırma anında silindir içi yanmamış gaz bölgesinden oluşur.

Silindir içinde yanmış ve yanmamış gaz bölgelerindeki bir kontrol hacmine termodinamiğin 1. kanunu uygulandığı zaman enerji denklemi (Pischinger, 1989):

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} - \frac{\dot{m}_1 h_1}{\omega} \quad (1.1)$$

şeklinde. Burada, θ krank açısı, m silindir içinde yanmış ve yanmamış bölgelerdeki toplam kütleyi, u iç enerji, Q silindir duvarı ile yanma odası arasındaki ısı transferi, p basınç, V silindir hacmi, $\dot{m}_1$ kaçak kütle debisi, h_1 kaçak kütle entalpisi ve ω krank şaftın açısal hızıdır.

Denklem (1.1)' deki $p \frac{dV}{d\theta}$, piston işidir. Toplam kütle m ise;

$$m = m_u + m_b \quad (1.2)$$

şeklinde hesaplanır. Burada m_u ve m_b sırasıyla yanmamış gaz ve yanmış gaz kütleleridir. Yanmış bölgedeki kütle, yanmış kütle oranı cinsinden şu açık haliyle de yazılabilir;

$$m_b = xm \quad (1.3)$$

Yanmayı karakterize eden yanmış kütle oranı x ya krank açısına göre nokta nokta ısı yüzdeleri olarak ya da Viebe yanma fonksiyonu ile modellenenebilir. Viebe yanma fonksiyonu, yanma başlangıcı, yanma süresi, yanma form parametresi veya form faktörü diye bilinen “ m ” parametresi ile bir diğer “ a ” parametresi ile tanımlanır. Büyük Viebe form faktörü m yanma anındaki enerji dönüşümünün ne kadar geç olduğunu tanımlar (Pischinger, 1989).

Silindirde x yanmış kütle oranı boyunca enerji dönüşümünün şu şekilde olduğu kabul edilir;

$$u = \frac{U}{m} = xu_b + (1-x)u_u \quad (1.4)$$

Burada, u_b , T_b sıcaklığındaki yanmış gazların iç enerjisini ve u_u , T_u sıcaklığındaki yanmamış gazların iç enerjisidir. Benzer şekilde özgül hacim;

$$v = \frac{V}{m} = xv_b + (1-x)v_u \quad (1.5)$$

şeklindedir.

Yanmış ve yanmamış bölgelerin hacimleri toplamı silindir hacmini verir ki, bu silindir hacmi silindir geometrisi ve krank açısının bir fonksiyonudur.

$$V = V_u + V_b \quad (1.6)$$

ve ayrıca silindir hacminin derece krank açısına bağlı değişimi;

$$V = V_c \left[1 + \frac{r-1}{2} \left\{ 1 - \cos \theta + \frac{1}{\varepsilon} \left[1 - \left(1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta \right)^{1/2} \right] \right\} \right] \quad (1.7)$$

şeklindedir. Bu ifadenin çıkarılışı Ek 1 de gösterilmiştir.

Yanmış bölge ve yanmamış bölgenin özgül hacmi, iç enerjisi ve entalpisi, basınç, sıcaklık, hava oranı ile artık gaz oranına bağlıdır. Bütün bunlar, Fortran alt programları olan FARG (yakıt-hava ve artık gaz) ve ECP (yanma ürünleri dengesi) kullanılarak hesaplanır.

Bu alt programlar Olikara ve Borman tarafından geliştirilmiştir (Olikara ve Borman, 1975).

Isı silindir kafası, silindir gömleği ve piston yüzeylerinden transfer olmaktadır. Yanmış bölge ve yanmamış bölgelerdeki ısı transferi yüzey alanları, yanmış-kütle oranı cinsinden ampirik bir bağıntı yardımıyla tanımlanmıştır (Olikara ve Borman, 1975). Bu kabule göre, yanmış ve yanmamış bölgelerden olan ısı transferi şöyle hesaplanır;

$$\frac{dQ_u}{d\theta} = (1 - x^{1/2}) \sum_{i=1}^3 A_i \alpha_u (T_u - T_w) \quad (1.8)$$

$$\frac{dQ_b}{d\theta} = x^{1/2} \sum_{i=1}^3 A_i \alpha_b (T_b - T_w) \quad (1.9)$$

$i = 1$, piston; $i = 2$, silindir başlığı; $i = 3$, silindir gömleği.

Burada, Q_u ve Q_b sırasıyla yanmamış ve yanmış bölgelerden olan ısı transferleridir. A_i ve T_w ilgili elemanın yüzey alanı ve yüzey sıcaklığıdır. α_u ve α_b sırasıyla yanmamış ve yanmış bölgelerin ısı transfer katsayılarıdır. İlgili bölgelerin basınç ve sıcaklığı ile, motor parametrelerine bağlı bu katsayılar Hohenberg denklemi yardımıyla hesaplanmıştır (Hohenberg, 1983).

(1.1) denkleminde (1.9) denklemine kadar olan ifadeler ve diğer termodinamik bağıntılar P , $T_b, T_u, m_b, m_u, V_b, V_u, Q_b, Q_u, W$ krank açısına bağlı değişkenler cinsinden birer diferansiyel denklem takımı oluşturur (Olikara ve Borman, 1975).

1.1 İDEAL MOTOR ÇEVİRİMLERİ

Gaz akışkanlı güç çevrimlerinde, aracı akışkan çevrim boyunca gaz fazında kalır.İçten yanmalı motorlar, gaz akışkanlı güç çevrimleriyle çalışan makinelerdir. İçten yanmalı bir motor çevriminde, çevrime verilen enerji, bir yakıtın sistem sınırları içinde yakılmasıyla sağlanır. Yakıt ile verilen enerji olabildiğince yüksek bir oranda mekanik işe dönüştürülmelidir. Bu oran motor içinde gerçekleşen termodinamik durum değiştirmelerine bağlıdır.

İçten yanmalı motorlarda mekanik bir çevrim vardır.Piston bir devir sonunda yeniden başlangıç konumuna döner. Fakat aracı akışkan tam bir termodinamik çevrimden geçmez, yani yeniden ilk haline dönmez. İlk haline dönmek yerine çevrimin belirli bir anında egzoz gazı olarak dışarı atılır. Bu nedenle tüm içten yanmalı motorlar açık çevrime göre çalışırlar.

Gerçek gaz akışkanlı güç çevrimleri hesaplamaları oldukça zor olmaktadır. Çevrimlerde çözümlemeyi hesapların kolaylıkla yapılabileceği bir düzeye getirmek için bazı basitleştirmeler veya kabuller yapılır. Bu kabullere hava standardı kabulleri de denir. Hava standardı kabullerinin uygulandığı çevrime ideal hava çevrimleri denir.

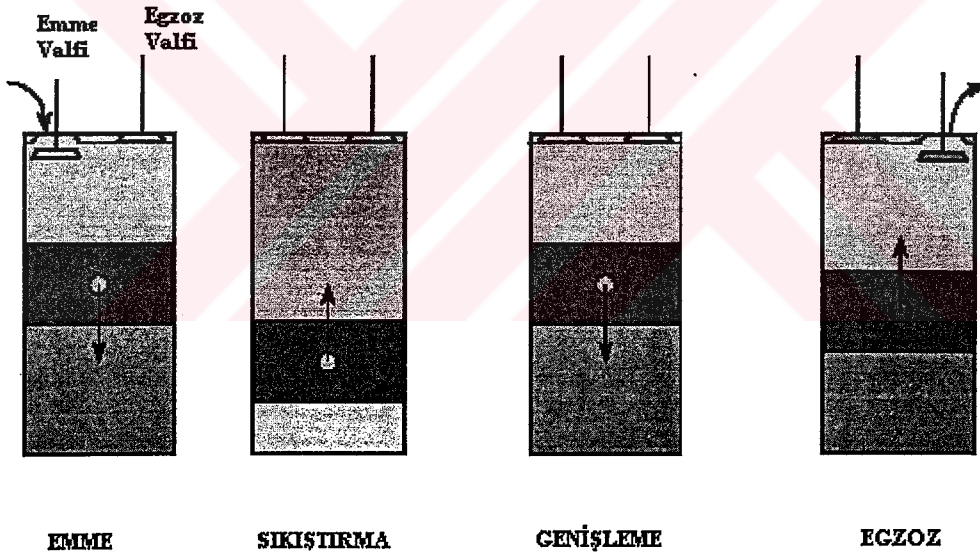
Tüm içten yanmalı motor çevrimleri aşağıdaki hava standardı kabulleri altında incelenecektir (Heywood, 1988):

1. Gerçek motorda ki gibi aynı hava fazlalık katsayısı
2. Tam ve kayıpsız yanma
3. Sıkıştırma başlangıcında silindirde sadece hava vardır
4. Silindir dolgusu ve cidarlar arasında ısı transferi yoktur
5. Dolgu değişimi kayıpsız, yani emme ve egzoz proseslerinde basınç kaybı yok
6. Hava ve yanmış gazlar ideal gaz alınabilir.
7. Sıkıştırma başlangıcında ki silindir içi dolgu basıncı, doğal emmeli motorlarda 1 bar ve sıcaklık 20° C dir.

Yukarıda ortaya konan hava standardı kabulleri, çevrimlerin çözümlemesini büyük ölçüde kolaylaştırır, fakat gerçek çevrimlerden önemli sapmalara yol açmaz. Kurulan bu basit model, temel parametrelerin motorların davranışları üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelememizi sağlar.

1.1.1 İDEAL DÖRT ZAMANLI MOTOR ÇEVİRİMİ

İdeal dört zamanlı motorlarda, egzoz valfinin AÖN da açıldığı ve ÜÖN da kapandığı varsayılır. Emme valfi ÜÖN' da, egzoz valfi kapandıktan sonra açılır ve sıkıştırma stroku başlangıcına kadar da açık kalır. Her iki valfin açık kaldığı an olan valf çakışması ise ihmal edilir. Genişleme zamanında silindir içindeki basınç egzoz basıncından büyüktür. Böylece piston hareketsiz kalsa dahi egzoz gazları silindirden dışarı doğru akar. Şekil 1.1' de ideal dört zamanlı bir motor çevrimi gösterilmiştir [1].



Şekil 1.1 Dört zamanlı motor çevrimi

Emme zamanında kontrol hacmi elemanı üzerinde süreksiz durum için termodinamiğin birinci kanun analizi yapılırsa

$$(dE/dt)_{c.v.} = Q - W_{c.v.} + m_{in} \cdot h_{in} - m_{out} \cdot h_{out} \quad (1.10)$$

sonucu çıkar. Burada egzoz ve emme basıncı oranlarıyla ilgili üç farklı durum üzerinde durulmalıdır (Ferguson, 1985):

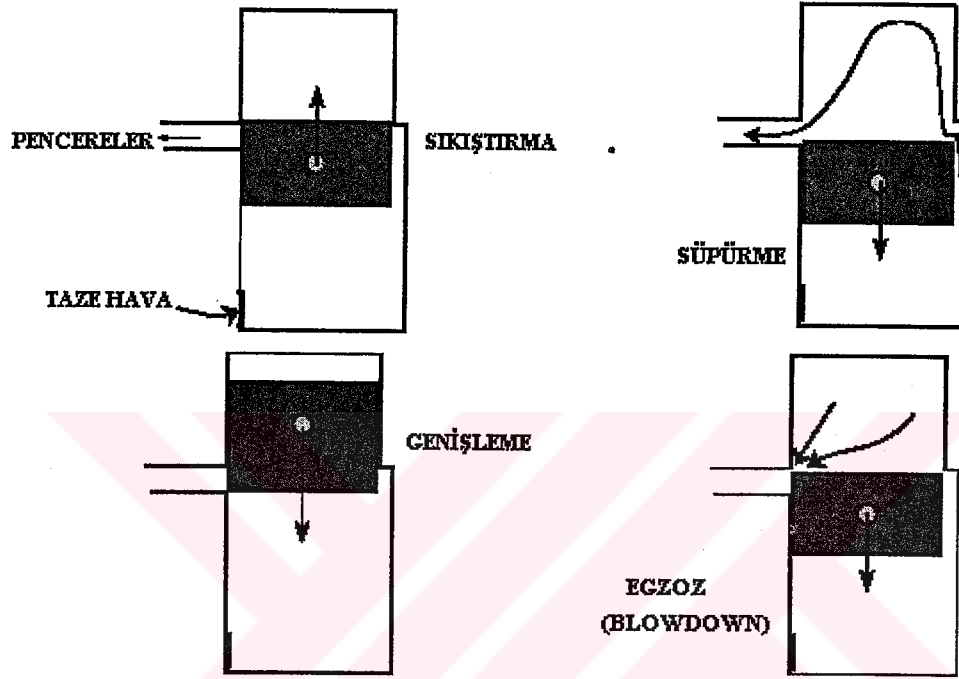
1. Eğer emme basıncı egzoz basıncından küçük ise, motor boğuluyor olarak anılır. Böyle bir durumda akış silindirden emme kanalına doğrudur. Bu arada emme kanalına bir miktar egzoz gazı girer. Bu olaya ters akım denir. Silindir basıncı emme basıncı ile eşit olduğunda piston aşağıya doğru hareket geçer ve dolgu kütlesini emer. Ayrıca strokun ilk seviyelerinde ters akım olayından dolayı emme kanalına girmiş olan yanmış gazlar da emilir. Strokun sonraki kısımlarında sadece taze dolgu emilmeye başlanır.
2. Eğer emme basıncı egzoz basıncından büyük ise, bu duruma süperşarj denir. (Turboşarj süperşarjdan farklıdır. Burada kompresör hareketini bir gaz türbininden alarak normal atmosfer basıncındaki havanın basıncını artırıp motora gönderir.). Bu durumda her iki basınç eşit oluncaya kadar emme borusundan silindire doğru bir akış vardır. Yalnız gerçek motorlarda valf çakışmasından dolayı, dolgu kütlesinden az miktardaki yakıt egzoz kanalına kaçarak hidrokarbon emisyon gazlarının oluşmasına neden olur.
3. Son olarak emme ve egzoz basınçları eşit ise, bu durum boğulmamış motor olarak adlandırılır.

1.1.2 İDEAL İKİ ZAMANLI MOTOR ÇEVİRİMİ

Bu motorların dört zamanlılardan farkı emme ve egzoz pencerelerinin olması ve bunların da AÖN' ya yakın bir yerlerde bulunmasıdır. Emme basıncı egzoz basıncından büyüktür. Böylece pencereler açık olsa dahi taze dolgu silindire emilirken egzoz gazlarını da süpürür. Egzoz pencereleri tamamen kapandığında emilen dolgu kütlesi içeride hapsedilmiş olur. İki zamanlılarda ideal şartlar şöyledir:

1. Sabit V_1 hacminde ve P_1 basıncında süpürme,
2. Adyabatik süpürme.

Şekil 1.2' de iki zamanlı bir motor çevrimi gösterilmiştir [1].



Şekil 1.2 İki zamanlı motor çevrimi

1.1.2.1 BOYUT ANALİZİ

Pistonlu motorlarda gaz çevrimi analizinde indike verim aşağıdaki değişkenlere bağlıdır:

r, γ	Otto çevriminde,
Q, θ_b, θ_s, n	Isı girişi,
h, β, T_∞	Isı kaybı
C/ω	Kütle kaybı,

Ek olarak ideal emme ve egzoz modellerinde pompa kayıpları da hesaba katılmalıdır. Net verim, parametre listelerine ve motor basınç oranı (dört zamanlı motorlarda) $\frac{P_e}{P_i}$ ' ye bağlıdır. Burada, P_e , egzoz basıncı ve P_i , emme basıncıdır. İki zamanlı motorlarda özellikle f artık gaz oranı da dikkate alınmalıdır. Yine fren verimi için Reynolds sayısı da ilave edilmelidir.

$$Re = U_p b / \nu_o.$$

Burada,

ν_o , viskozite,

U_p , ortalama piston hızı.

Gerçekte emme ve egzoz prosesleri de göz önüne alınırsa şu ilaveler yapılır:

Z_i, Z_e Valf veya pencerelerin Mach indeksi

d_i, d_e Valf veya pencere çapları

I_i, I_e Valf açıklıkları

$\theta_{eo}, \theta_{io}, \theta_{ec}, \theta_{ic}$ valf veya pencerelerin timingi,

d_{ip}, d_{ep} Boru çapları

L_{ip}, L_{ep} Boru boyları

Gaz çevrimi analizindeki önemli problem γ ve Q nun nasıl seçileceğidir. Bunun için,

$$\gamma = 1.4 - 0.16\phi \quad (1.11)$$

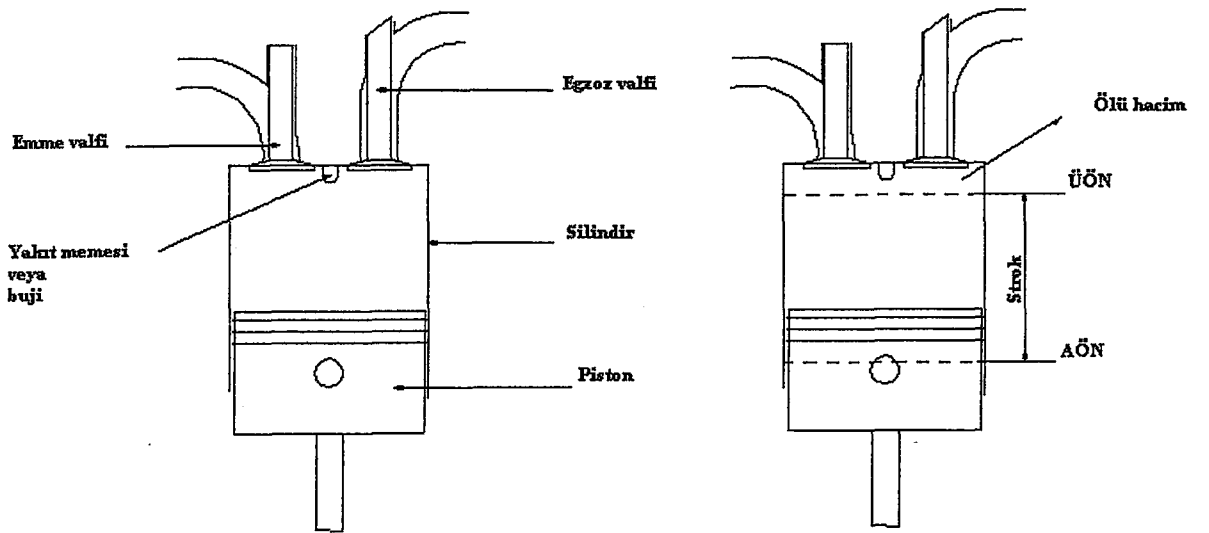
$$q(cal / g) = \begin{cases} \left[\left(\frac{\phi F_s}{1 + \phi F_s} \right) 10,660 \right] \dots \dots \dots \phi \leq 1 \\ \left\{ \frac{\phi F_s}{1 + \phi F_s} [10.660 - 930(\phi - 1)] \right\} \dots \dots \dots \phi > 1 \end{cases} \quad (1.12)$$

şeklindedir (Ferguson, 1985). Burada, ϕ yakıt/ hava eşdeğer oranı ve F_s stokiyometrik yakıt hava oranıdır. Bir motor çevrimi birbirini izleyen iki kısımdan oluşur. İlk kısım “Dolgu değişimi” kısmı, ikinci kısım “Yüksek basınç” kısmıdır.

Dolgu değişimi kısmında, iş hacmi açık sistem olup, bir önceki iş çevriminden kalan yanmış gazlar egzoz valfleri veya pencerelerinden dışarı atılır, yerine emme valfleri veya pencerelerinden taze hava emilir.

Yüksek basınç kısmında, pistonla silindir arasından gaz kaçakları olmadığı varsayımı altında ve valfler veya pencereler kapalı olduğu için iş hacmi kapalı sistemdir. Bu kısım silindir dolgusunun sıkıştırılması, ateşleme veya yakıt püskürtme, yanma ve iş gazlarının genişlemesi durum değişimlerinden oluşur.

Silindir içinde gerçekleşen prosesler çok karmaşık olup, toplam motor çevriminin analitik veya sayısal olarak çözülmesi oldukça zordur. Motor içindeki proseslerin kalite açısından tartışılması için ayrıntılı proses hesabına gerek olmayıp, basit modellemeler yardımıyla çok kısa sürede motor prosesi incelenebilir ve motor çevrimleri birbiriyle karşılaştırılabilir. İçten yanmalı bir motorun piston-silindir düzeneği basit olarak Şekil 1.3 de gösterilmiştir.



Şekil 1.3 İçten yanmalı bir motorun piston-silindir düzeneği

Piston, silindir içerisinde belirli iki konum arasında aşağı yukarı hareket eder. Bu konumlar üst ölü nokta (ÜÖN) ve alt ölü nokta (AÖN) diye adlandırılır. ÜÖN ile AÖN arasındaki uzunluk, pistonun bir yönde gidebileceği en uzun mesafedir ve motorun stroku olarak adlandırılır. Motoru belirleyen parametrelerden biri de piston çapıdır. Hava veya hava-yakıt karışımı silindire emme valfinden girer ve yanma sonunda egzoz gazları egzoz valfinden dışarı atılır.

Piston ÜÖN' da iken silindir içindeki hacim ölü hacim olarak bilinir. Tüm bunların yanında ideal hava çevrimlerinin termodinamik analizinde kullanılan büyüklükler Şekil 1.6'ya göre aşağıdaki gibidir.

a. Sıkıştırma oranı:

$$r = V_1 / V_2 \quad (1.13)$$

b. Basınç oranı:

$$\alpha = P_3 / P_2 \quad (1.14)$$

c. Ön genişleme (püskürtme) oranı:

$$\beta = V_3 / V_2 \quad (1.15)$$

d. İndike basınç:

Motor çevrimlerinde gaz tarafından silindir içinde yanma prosesi anında silindire verilen iş ile motor krank şaftından alınan iş birbirlerinden farklıdır. Bunun iyi ayırt edilmesi gerekir. Bunlardan birincisi literatürde İndike iş, ikincisi ise fren işi olarak adlandırılırlar.

İndike iş ile fren işi arasındaki bu fark motorlarda oluşan sürtünmeler, ısı transferi, pompa işi gibi etkilere kaynaklanmaktadır. Yani yanma prosesi anında silindir içinde oluşan işin sürtünme, ısı transferi , pompa işi gibi nedenlerle bir miktarı kullanılmaktadır dolayısıyla motor krank şaftından alınan iş daha düşük olmaktadır.

Her hangi bir ideal gaz çevrimi boyunca ortalama indike basınç, indike işin strok hacmine oranına eşittir.

$$\eta_{imep} = W_i / V_h \quad (1.16)$$

dir.

İçten yanmalı motorlar silindir içindeki yanma olayının nasıl başlatıldığına göre,

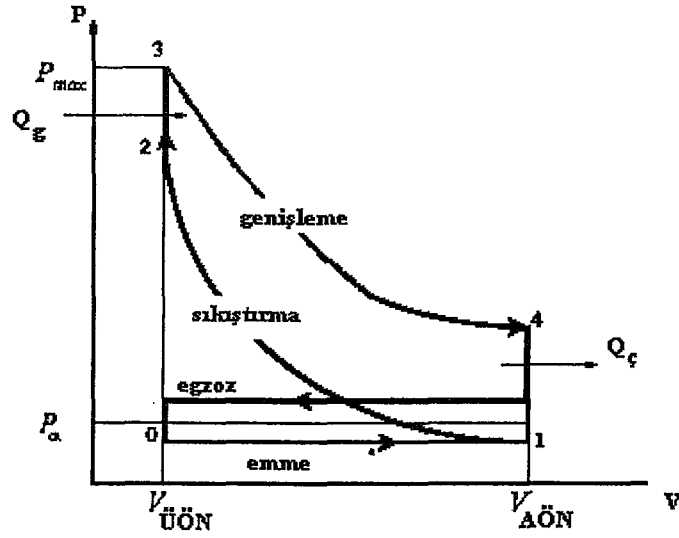
- Kıvılcım ateşlemeli (SI),
- Sıkıştırma ateşlemeli (CI)

diye iki kısma ayrılırlar. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda yakıt-hava karışımı bujilerde oluşan kıvılcım tarafından ateşlenir, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda karışımın sıcaklığı, sıkıştırmayla tutuşma sıcaklığının üzerine çıkarılır. Bu bölümden sonra her iki tip motorlar için aşağıda verilen ideal çevrimler anlatılacaktır. Buna göre ideal motor çevrimleri;

1. Sabit hacimde yanmalı çevrim (Otto çevrimi),
2. Sabit basınçta yanmalı çevrim (Diesel çevrimi),
3. Karma çevrim (Seiliger çevrimi)

1.2 SABİT HACİMDE YANMALI ÇEVİRİM

Sabit hacimde yanmalı çevrimlere OTTO çevrimleri de denir ve kıvılcım ateşlemeli motorlar için ideal çevrimlerdir. Kıvılcım ateşlemeli motorların çoğunda piston her termodinamik çevrim için silindir içinde dört strok (iki mekanik çevrim) gerçekleştirir. Bu sırada motorun krank mili iki tam devir yapmış olur. Bu motorlar dört zamanlı içten yanmalı motorlar diye bilinir. Dört strok sırasında pistonun silindir içindeki konumunu gösteren şekiller ve kıvılcım ateşlemeli bir motorun P-V diyagramı Şekil 1.4' de gösterilmiştir.



Şekil 1.4 İdeal Otto çevrimi P-v diyagramı

Çevrim analiz edildiğinde basit dört adımdan meydana geldiği görülecektir. Bunlar;

- 1-2 arası izantropik sıkıştırma
- 2-3 arası sabit hacimde ısı girişi
- 3-4 arası izantropik genişleme
- 4-1 arası sabit hacimde ısı çıkışı

Isı girişi:

$$Q_g = mc_v(T_3 - T_2) \quad (1.17)$$

Isı çıkışı:

$$Q_c = mc_v(T_4 - T_1) \quad (1.18)$$

Sıkıştırma prosesi:

$$\frac{P_2}{P_1} = r^\gamma \quad (1.19)$$

Burada eşitlik (1.13)' deki r sıkıştırma oranıdır.

$$\frac{T_2}{T_1} = r^{\gamma-1} \quad (1.20)$$

Genişleme zamanı:

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{1}{r}\right)^\gamma \quad (1.21)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1} \quad (1.22)$$

burada;

m: Silindir içindeki kütle,

c_v: Sabit hacimde özgül ısı,

γ: Özgül ısılar oranı

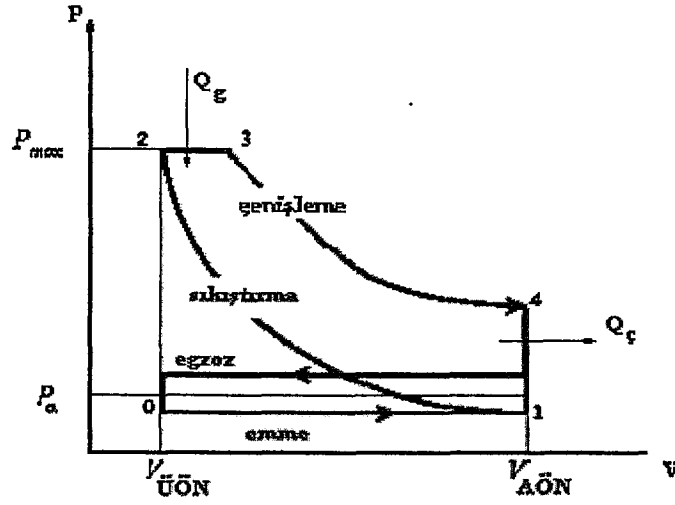
Termodinamik bir çevrimde ısı verim şöyle hesaplanır;

$$\eta = \frac{W_f}{Q_g} = 1 - \frac{Q_f}{Q_g} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (1.23)$$

Böylece ideal bir Otto motor çevriminde verimin, özgül ısılar oranı ve sıkıştırma oranı parametrelerine bağlı olduğu görülür.

1.3 SABİT BASINÇTA YANMALI ÇEVİRİM

Sıkıştırma ateşlemeli motorlar için ideal çevrimlerdir ve Diesel çevrimi olarak da adlandırılırlar. Bu çevrimde sıkıştırma başlangıcında silindir içinde yakıt-hava karışımı yoktur. yalnızca hava vardır. Hava, yakıtın tutuşma sıcaklığının üzerindeki bir sıcaklığa sıkıştırılır ve püskürtülen yakıtın sıcak havayla teması sonucu yanma başlar. Bu nedenle bu motorlarda benzinli motorlarındaki buji ve karbüratör yerine yakıt püskürtme memesi vardır. Şekil 1.5' de Diesel çevrimine ait P-V diyagramı verilmiştir.



Şekil 1.5 İdeal diesel çevrimi P-v diyagramı

Çevrimlerin diyagramı incelendiğinde çevrim şu aşamalardan meydana gelmiştir:

- 1-2 arası izantropik sıkıştırma,
- 2-3 arası sabit basınçta ısı girişi,
- 3-4 arası izantropik genişleme,
- 4-1 arası sabit hacimde ısı çıkışı.

Isı girişi:

$$Q_g = mc_p(T_3 - T_2) \quad (1.24)$$

Genişleme zamanı:

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{\beta}{r}\right)^\gamma \quad (1.25)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{\beta}{r}\right)^{\gamma-1} \quad (1.26)$$

aynı zamanda β ;

$$\beta = \frac{V_3}{V_2} \quad (1.27)$$

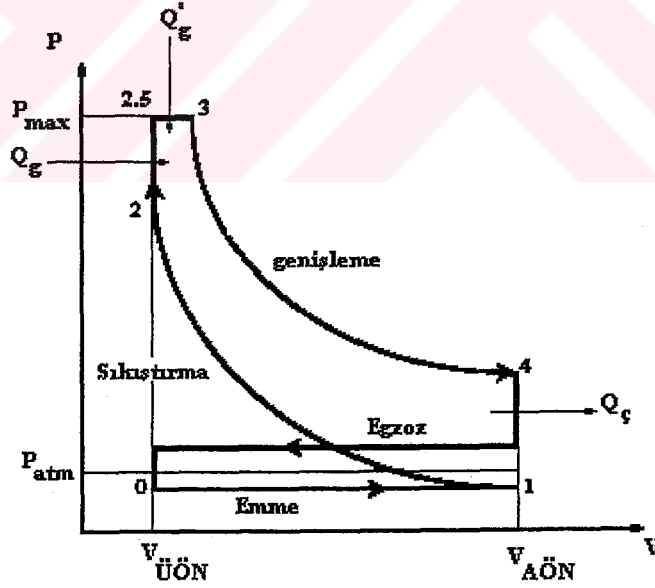
olduğundan, ideal bir Diesel çevriminde verim;

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \frac{\beta^{\gamma-1}}{\gamma(\beta-1)} \quad (1.28)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Böylece bir Diesel çevriminde verim, kompresyon oranı, özgül ısılar oranı ve hacimsel oran gibi parametrelere bağlıdır.

1.4 KARMA ÇEVİRİM

Bugünkü modern dört ve iki zamanlı Diesel motorlarına uygulanmakta olan bu çevrim ne sabit hacimde yanmalı çevrime ne de sabit basınçta yanmalı çevrime benzememesine rağmen kısmen sabit hacimde bir ısı girişi ve de kısmen sabit basınçta ısı girişi vardır. Çevrimle ilgili P-v diyagramı aşağıda verilmiştir.



Şekil 1.6 İdeal bir karma çevrimde P-v diyagramı

- 1-2 arası izantropik sıkıştırma,
- 2-2.5 arası sabit hacimde ısı girişi,
- 2.5-3 arası sabit basınçta ısı girişi,
- 3-4 arası izantropik genişleme,
- 4-1 arası sabit hacimde ısı çıkışı.

Isı girişi:

$$Q_g = mc_v(T_{2.5} - T_2) + mc_p(T_3 - T_{2.5}) \quad (1.29)$$

$$\beta = \frac{V_3}{V_{2.5}} \quad (1.30)$$

ve,

$$\alpha = \frac{P_3}{P_2} \quad (1.31)$$

olduğu dikkate alınrsa, ideal bir karma çevrimde ısı verim;

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{\gamma-1} \left[\frac{\alpha\beta^\gamma - 1}{(\alpha-1) + \gamma\alpha(\beta-1)} \right] \quad (1.32)$$

olarak hesaplanır. Verim ifadesi incelendiğinde ideal karma çevrimlerde kompresyon oranı, basınç oranı, özgül ısılar oranı ve hacimsel oran gibi parametrelerin etkili olduğu görülecektir. İdeal karma çevriminde ısı verim, β parametresine bağlı olarak, sabit hacimde ısı girişli ideal çevrimin verimi ile sabit basınçta ısı girişli ideal çevrimin verimi arasındadır.

2. YAKIT-HAVA-YANMIŞ GAZ ÖZELLİKLERİNİN HESAPLANMASI

İçten yanmalı motor prosesinin hesaplanmasında, karmaşık yanma ve ısı transferi mekanizmalarının doğru veya yeterli doğrulukta hesaplanabilmesinin ana koşullarından biri, silindir içindeki gaz bileşiminin ve özelliklerinin doğru hesaplanmasıdır. Bunun için silindir içindeki gazların yanmadan önce hava-yakıt-artık gaz karışımı olduğu ve yanmayla birlikte bu bileşimin yanmış gaza dönüştüğü varsayılacaktır. Bu varsayım altında gaz bileşiminin ve özelliklerinin hesaplanması için aşağıdaki açıklanan formüllere dayalı iki adet alt program kullanılmıştır. Bunlar FARG (yakıt-hava-artık gaz) ve ECP (yanma ürünlerinin dengesi) alt programlarıdır (Olikara ve Borman, 1975).

2.1 İDEAL GAZ KARIŞIMLARININ DURUMU

Bir karışımın kütlesi karışımı meydana getiren J tane maddenin kütleleri toplamına eşittir. Yani;

$$m = \sum_{i=1}^j m_i \quad (2.1)$$

dir. Bu karışımındaki herhangi bir maddenin kütleli oranı;

$$x_i = \frac{m_i}{m} \quad (2.2)$$

şeklinde tanımlanır ve buradan

$$\sum_{i=1}^j x_i = 1 \quad (2.3)$$

olduğu görülmektedir.

Bir karışımın iç enerjisi karışımı meydana getiren J tane maddenin iç enerjileri toplamına eşittir. Yani;

$$U = \sum_{i=1}^j m_i u_i \quad (2.4)$$

yazılabilir. Burada; u_i kütle başına yoğunlaştırılmış bir özelliktir. Böylece karışımın kütle başına yoğunlaştırılmış iç enerjisi;

$$u = \sum_{i=1}^j x_i u_i \quad (2.5)$$

şeklinde olur. Entalpi içinde aynı bağıntılar;

$$H = \sum_{i=1}^j m_i h_i \quad (2.6)$$

$$h = \sum_{i=1}^j x_i h_i \quad (2.7)$$

şeklinde yazılır. Karışımın toplam mol sayısı, karışımı meydana getiren J tane maddenin mol sayılarının;

$$N = \sum_{i=1}^j N_i \quad (2.8)$$

şeklinde toplamına eşittir. Herhangi bir maddenin molar oranı (hacimsel oranı);

$$y_i = \frac{N_i}{N} \quad (2.9)$$

bağıntısıyla gösterilir.

Bir karışımın iç enerjisi, mol sayıları cinsinden;

$$U = \sum_{i=1}^j N_i u_i \quad (2.10)$$

şeklinde yazılabilir. Burada u_i mol başına yoğunlaştırılmış özelliكتedir. Böylece mol başına yoğunlaştırılmış iç enerji, hacimsel oranlar cinsinden;

$$u = \sum_{i=1}^j y_i u_i \quad (2.11)$$

formunda olur.

Aynı şekilde entalpi için;

$$H = \sum_{i=1}^j N_i h_i \quad (2.12)$$

$$h = \sum_{i=1}^j y_i h_i \quad (2.13)$$

bağıntıları yazılabilir. Dikkat edilirse büyük harfler yaygın büyüklükler için, küçük harfler ise yoğunlaştırılmış büyüklükler için kullanılmaktadır.

Bir karışımın mol kütlesi;

$$M = \sum_{i=1}^j y_i M_i \quad (2.14)$$

dir.

Molar yoğunlaştırılmış ve kütlesele yoğunlaştırılmış büyüklükler arasında bir değişim faktörü tanımlanabilir. Örneğin kütlesele özgül gaz sabiti molar (üniversal) gaz sabiti cinsinden;

$$R = \frac{R_u}{M} \quad (2.15)$$

şeklinde yazılabilir.

Basınç, sıcaklık ve hacim arasında da aşağıda bilinen benzer bağıntılar vardır.

$$PV = NRT \quad (2.16)$$

$$PV = mRT \quad (2.17)$$

$$Pv = RT \quad (2.18)$$

Bir karışımın entropisi, karışımı oluşturan maddelerin entropileri toplamı olarak;

$$S = \sum_{i=1}^j m_i s_i = \sum_{i=1}^j N_i s_i \quad (2.19)$$

şeklinde yazılabilir. Fakat bu entropi farklıdır. Çünkü burada bir elemanın entropisi toplam basınçta değerlendirilmiştir. Yani;

$$h_i = u_i + Pv_i \quad (2.20)$$

dir. Oysa bir elemanın entropisinin onun kısmi basıncından değerlendirilmesi gerekir. Bir elemanın kısmi basıncı;

$$P_i = y_i P \quad (2.21)$$

dir ve böylece herhangi bir elemanın entropisi;

$$s_i = s_i^0 - R_i \ln \left(\frac{P_i}{P_0} \right) \quad (2.22)$$

bağıntısından hesaplanır. Burada s_i^0 yalnızca sıcaklığa bağlıdır ve bu elemanın $P = P_0$ koşulundaki entropisine eşittir. (2.22) bağıntısı (2.19) bağıntısında yerine konulursa;

$$s = -R \ln \frac{P}{P_0} + \sum_{i=1}^j x_i (s_i^0 - R_i \ln y_i) \quad (2.23)$$

$$s = -R \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) + \sum_{i=1}^j y_i (s_i^0 - R_i \ln y_i) \quad (2.24)$$

denklemleri elde edilir. Herhangi bir maddenin termodinamik özelliklerinin hesaplanabilmesi için JANAF tablolarından yararlanılabilir. Bilgisayar hesaplarında JANAF tablolarını doğrudan doğruya kullanmak uygun olmaz. Bu nedenle tablo değerlerine uygun eğri uydurularak bulunan polinomlar kullanılarak özgül ısılar hesaplanır. Böylece bilgisayar hataları da azaltılmış olur. Herhangi bir maddenin özgül ısısı için kullanılacak polinomlar

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (2.25)$$

yapısındadır. Atmosfer basıncındaki entalpi ve entropi değerleri;

$$\frac{h}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (2.26)$$

$$\frac{s^0}{R} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7 \quad (2.27)$$

bağıntılarından hesaplanır. Burada a_6 ve a_7 integral sabitleridir. (2.25), (2.26) ve (2.27) denklemlerindeki diğer sabitler birçok madde için Çizelge 2.1 de verilmiştir.

Çizelge 2.1' de verilen termodinamik veriler düşük sıcaklıktaki ($300\text{ K} \leq T \leq 1000\text{ K}$) değerlerdir (Gordon, 1971).

Referans sıcaklığı $298\text{ }^{\circ}\text{K}$ seçilmiştir. $298\text{ }^{\circ}\text{K}$ ' de H_2, O_2, N_2 ve $C(katı)$ ' nin entalpileri sıfırdır. Yakıt –hava-artık gazlar karışımının ve yüksek sıcaklıktaki karışımlarının termodinamik özelliklerinin hesaplanabilmesi için hem düşük hem de yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin molar oranlarının bilinmesi gerekir. Bundan dolayı termodinamik özellikler hesaplanmadan önce yanma ürünlerinin molar oranları belirlenecektir.

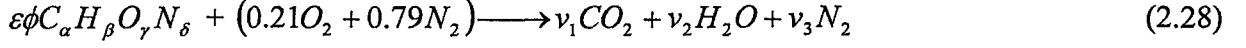


Çizelge 2.1 Düşük sıcaklıktaki yanma ürünlerinin termodinamik verileri ($300\text{ K} \leq T \leq 1000\text{ K}$).

i	Maddeler	a_{i1}	a_{i2}	a_{i3}	a_{i4}	a_{i5}	a_{i6}	a_{i7}
0	C_7H_{17}	.406E+1	.601E-1	-.188E-5	-0	0	-.4053E+5	-.28325E+1
1	CO_2	.24007797E+1	.87350957E-5	-.66070878E-5	.20021861E-8	.63274039E-15	-.48377527E+5	.96951457E+1
2	H_2O	.40701275E+1	-.11084499E-2	.41521180E-5	-.29637404E-8	.80702103E-12	-.30279722E+5	-.32270046E+0
3	N_2	.36748261E+1	-.12081500E-2	.23240102E-5	-.63217559E-9	-.22577253E-12	-.10611588E+4	.23580424E+1
4	O_2	.36255985E+1	-.18782184E-2	.70554544E-5	-.67635137E-8	.21555993E-11	-.10475226E+4	.43052778E+1
5	CO	.37100928E+1	-.16190964E-2	.36923594E-5	-.20319674E-8	.23953344E-12	-.14356310E+5	.2955535E+1
6	H_2	.30574451E+1	.26765200E-2	-.58099162E-5	.55210391E-8	-.18122739E-11	-.98890474E+3	-.22997056E+1
7	H	.25000000E+1	0	0	0	0	.25471627E+5	-.46011762E+0
8	O	.29464287E+1	-.16381665E-2	.24210316E-5	-.1028432E-8	.38906964E-12	.29147644E+5	.29639949E+1
9	OH	.38375943E+1	-.10778858E-2	.96830378E-6	.18713972E-9	-.22571094E-12	.36412823E+4	.49370009E+0
10	NO	.40459521E+1	-.34181783E-2	.79819190E-5	-.61139316E-8	.15919076E+4	.97453934E+4	.29974988E+1

2.2 STOKİOMETRİ VE YAKIT-HAVA-ARTIK GAZ -ÖZELLİKLERİ

Yakıtın kapalı formülünün $C_\alpha H_\beta O_\gamma N_\delta$ yapısında olduğu varsayılmıştır. Yanma denklemi hava içerisinde 1 mol O_2 düşünülerek yazılmıştır. Hava içerisinde 0.21 mol O_2 bulunduğu düşünüldüğünde stokiyometrik yanma denklemi;



şeklinde olur. Bundan sonraki hesaplar (2.28) denklemi dikkate alınarak yapılacaktır.

Gerek ϵ hava-yakıt molar oranını ve gerekse yanma ürünlerinin molar oranlarını belirlemek için atomların korunumu kanunundan hareketle;

$$\begin{aligned} \text{C:} \quad & \epsilon \alpha & = \nu_1 \\ \text{H:} \quad & \epsilon \beta & = 2\nu_2 \\ \text{O:} \quad & \epsilon \gamma + 2(0.21) & = 2\nu_1 + \nu_2 \\ \text{N:} \quad & \epsilon \delta + 2(0.79) & = 2\nu_3 \end{aligned} \quad (2.29)$$

denklemleri yazılır. Bu eşitliklerin çözülmesi şu eşitlikler elde edilir;

$$\begin{aligned} \nu_1 &= 0.210\alpha / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ \nu_2 &= 0.105\beta / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ \nu_3 &= 0.790 + 0.105\delta / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ \epsilon &= 0.210 / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \end{aligned} \quad (2.30)$$

Kütleli stokiyometrik yakıt-hava oranı;

$$F_s = \frac{\epsilon(12.01\alpha + 1.008\beta + 16.00\gamma + 14.01\delta)}{28.85} \quad (2.31)$$

dir.

Hidrokarbon yakıtların ($\gamma = \delta = 0$) kütleli stokiyometrik yakıt-hava oranı yakıt türüne pek fazla bağılı değildir. Tipik yakıtların stokiyometrik hava- yakıt oranı 15 veya kütleli yakıt hava oranı $F_s \approx 0.067$ civarındadır. Bir stokiyometrik yakıt-hava karışımında yakıtın kütleli ve molar oranları;

$$y_s = \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon}$$

$$x_s = \frac{F_s}{1 + F_s} \quad (2.32)$$

şeklinde yazılabilir. Bazı yakıtların stokiyometrik yakıt-hava oranları, molar ve kütleli oranları Çizelge 2.2' de verilmiştir.

Çizelge 2.2 Stokiyometrik yakıt-hava oranı, molar ve kütleli oranlar

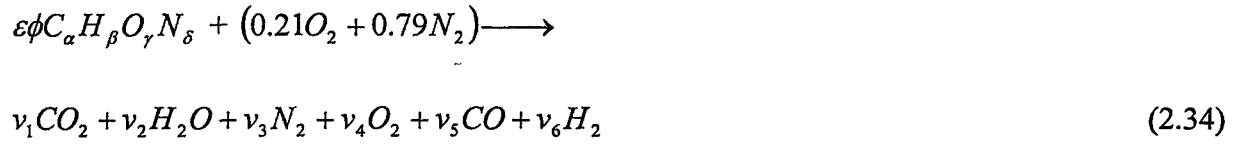
Yakıt	ε	F_s	y_s	x_s
C_2N_2	0.1050	0.1894	0.0950	0.1592
H_2	0.4200	0.0293	0.2958	0.0285
NH_3	0.2800	0.1653	0.2188	0.1419
CH_4	0.1050	0.0584	0.1000	0.0552
C_3H_8	0.0420	0.0642	0.0403	0.0603
C_8H_{18}	0.0168	0.0665	0.0165	0.0624
$C_{15}H_{32}$	0.0091	0.0672	0.0090	0.0630
$C_{20}H_{40}$	0.0070	0.0681	0.0070	0.0638
C_2H_2	0.0840	0.0758	0.0775	0.0705
$C_{10}H_8$	0.0175	0.0777	0.0172	0.0721
CH_4O	0.1400	0.1555	0.1228	0.1346
C_2H_6O	0.0700	0.1118	0.0654	0.1006
CH_3NO_2	0.2800	0.5924	0.2188	0.3720

Hava fazlalık katsayısı;

$$\phi = \frac{F}{F_s} \quad (2.33)$$

şeklinde de tanımlanır. Eğer $\phi > 1$ ise karışım zengin, $\phi < 1$ ise fakir karışım ve $\phi = 1$ ise karışım stokiometrik olarak adlandırılır.

Düşük sıcaklıklarda (egzozdaki gibi) ve C/O oranının birden küçük olması durumunda yanma tepkimesi;



şeklinde yazılabilir.

Eğer C/O oranı birden büyükse, yanma ürünlerine katı C(katı) parçacıkları ve diğer bazı ürünler katılabilir.

Fakir ve zengin yanmalar için uygun yaklaşımlar;

$$\phi < 1 \quad \nu_5 = \nu_6 = 0$$

$$\phi > 1 \quad \nu_4 = 0$$

dır. Fakir ve stokiometrik durumda atomların korunumu denklemleri yanma ürünlerinin molar oranlarını belirlemek için yeterlidir. Zengin durumda ise denklem sayısı dört, bilinmeyen sayısı beş olduğundan ek bir denkleme daha gerek vardır. Bu denklem de;



su buharı reaksiyonunda denge sabiti için

$$K = \frac{v_2 v_5}{v_1 v_6} \quad (2.36)$$

bağıntısı yazılabilir. Denge sabitinin değeri ya yanma sıcaklığına göre tablolardan belirlenir ya da sonraki bölümde anlatılacak olan bağıntı ile hesaplanır. Zengin ve fakir durumların her ikisinin de çözümü Çizelge 2.3' de verilmiştir.

Zengin durumda v_5 katsayısı quadratik denklem çözümünden elde edilir (Heywood, 1976);

$$v_5 = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (2.37)$$

burada,

$$a = 1 - K$$

$$b = 0.42 - \phi\epsilon(2^\alpha - \gamma) + K[0.42(\phi - 1) + \alpha\phi\epsilon] \quad (2.38)$$

$$c = -0.42\alpha\phi\epsilon(\phi - 1)K$$

dır. Mol sayıları belirlendikten sonra, $i=1,2,\dots,6$ alınarak, (2.8) ve (2.9) denklemleri kullanılarak yanma ürünlerinin molar oranları belirlenir.

Çizelge 2.3 Düşük sıcaklıktaki yanma ürünleri, v_i (mol/ mol-yakıt)

i	Ürünler	$\phi \leq 1$	$\phi > 1$
1	CO ₂	$\alpha\phi\epsilon$	$\alpha\phi\epsilon - v_5$
2	H ₂ O	$\beta\phi\epsilon/2$	$0.42 - \phi\epsilon(2^\alpha - \gamma) + v_5$
3	N ₂	$0.79 + \delta\phi\frac{\epsilon}{2}$	$0.79 + \delta\phi\frac{\epsilon}{2}$
4	O ₂	$0.21(1 - \phi)$	0
5	CO	0	v_5
6	H ₂	0	$0.42(\phi - 1) - v_5$

Yukarıda anlatıldığı gibi düşük sıcaklıktaki yanma ürünlerinin molar oranları belirlenmiş olur. İçten yanmalı motorlarda, sıkıştırma işleminde yakıt-hava karışımının yanında bir önceki çevrimden kalan artık egzoz gazları da vardır. Bundan dolayı sıkıştırma işlemi ve daha sonra yanmamış karışımın analizi için böyle bir karışımın (yakıt-hava ve artık gazlar) bileşimini belirlemeye ihtiyaç vardır.

Bu karışımın hesabı için artık gaz kütlesi oranı f tanımı kullanılacaktır. Bir önceki çevrimden kalan egzoz gazlarının kütlelerinin silindir içindeki toplam kütleyle oranına *kütlesel artık gaz oranı* denir ve;

$$f = \frac{m_r}{m_r + m_l} \quad (2.39)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada;

m_r : Artık gazların kütlesi

m_l : Taze dolgunun kütlesi

dir. Ayrıca artık gazların molar oranı;

$$y_r = \frac{M_r}{M_r + M_l} \quad (2.40)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Gerekli düzenlemeler yapılırsa (2.39) denklemi;

$$y_r = \frac{F}{F + \frac{\mu_r}{\mu_{fa}}(1 - f)} \quad (2.41)$$

şeklinde de yazılabilir. Burada μ_{fa} yakıt-hava karışımının, μ_r artık gazlarının molekül kütleleridir. Ayrıca kütlesel artık gazlar katsayısı ve artık gazların molar oranı artık gazlar katsayısı cinsinden yazılırsa;

$$f = \frac{\gamma \mu_r}{\mu_{fa} + \gamma \mu_r} \quad (2.42)$$

$$y_r = \frac{\gamma}{\gamma + 1} \quad (2.43)$$

bağıntıları da elde edilir.

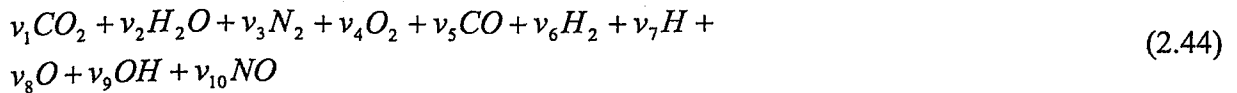
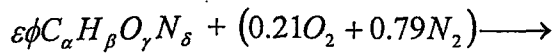
Yukarıdaki yanmış gazların tüm termodinamik özelliklerinin hesabı için FARG alt programı geliştirilmiştir. Programda değişik yakıtlar kullanılacaksa ilgili yakıtın Çizelge 2.4' deki dataları programın yakıt veri satırına işlenmelidir.

Çizelge 2.4 Yakıtların sabit katsayı değerleri

Yakıt	a ₀	b ₀	c ₀	d ₀	e ₀
CH ₃ NO ₂	1.412633	2.087101E-02	-8.142134E-06	-1.026351E+04	1.917126E+01
CH ₄	1.971324	7.871586E-03	-1.048592E-06	-9.930422E+03	8.873728
CH ₃ OH	1.779819	1.262503E-02	-3.624890E-06	-2.525420E+04	1.50884E+01
C ₆ H ₆	-2.545087	4.79554E-02	-2.030765E-05	8.782234E+03	3.348825E+01
C ₇ H ₁₇ (Gasoline)	4.0652	6.0977E-02	-1.8801E-05	-3.5880E+04	1.545E+01
C ₁₄₄ H _{24,9} (Diesel fuel)	7.9710	1.1954E-01	-3.6858E-05	-1.9385E+04	-1.7879

2.3 PRATİK KİMYASAL DENGİ FORMÜLASYONU

Yüksek sıcaklıktaki yanma ürünleri içerisinde önceki kısımda açıklanan ürünlerin dışında O₂, OH ve NO gibi eksik yanma ürünlerinin de bulunduğu düşünülmüştür. Böylece yanma denklemi;



şeklinde yazılır. Yanma ürünlerinin belirlenmesi için atom dengelerinden;

$$C: \quad \varepsilon\phi\alpha = (y_1 + y_5)N \quad (2.45)$$

$$H: \quad \varepsilon\phi\beta = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N \quad (2.46)$$

$$O: \quad \varepsilon\phi\gamma + 0.42 = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N \quad (2.47)$$

$$N: \quad \varepsilon\phi\delta + 1.58 = (2y_3 + y_{10})N \quad (2.48)$$

bağıntıları elde edilir. Burada;

$$N = \sum_{i=1}^{10} v_i \quad (2.49)$$

dir. Bu tanımlamadan;

$$\sum_{i=1}^{10} y_i - 1 = 0 \quad (2.50)$$

sonucunun yazılabileceği görülür. Böylece 10 adet y_i molar oranı ve toplam mol sayısını belirlemek için beş tane denklem elde edilir. Oysa 11 tane bilinmeyeni belirlemek için 6 tane daha denkleme gereksinim vardır. Parçalanma reaksiyonları göz önüne alınarak gerekli ek denklemler elde edilir. Göz önüne alınan parçalanma tepkimeleri ve ilgili denge katsayıları;

$$\frac{1}{2}H_2 \Leftrightarrow H \quad K_1 = \frac{y_7 P^{\frac{1}{2}}}{y_6^{\frac{1}{2}}} \quad (2.51)$$

$$\frac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow O \quad K_2 = \frac{y_8 P^{\frac{1}{2}}}{y_4^{\frac{1}{2}}} \quad (2.52)$$

$$\frac{1}{2}H_2 + \frac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow OH \quad K_3 = \frac{y_9}{y_4^{\frac{1}{2}} y_6^{\frac{1}{2}}} \quad (2.53)$$

$$\frac{1}{2}O_2 + \frac{1}{2}N_2 \Leftrightarrow NO \quad K_4 = \frac{y_{10}}{y_4^{\frac{1}{2}} y_3^{\frac{1}{2}}} \quad (2.54)$$

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow H_2O \quad K_5 = \frac{y_2}{y_4^{\frac{1}{2}} y_6^{\frac{1}{2}} P^{\frac{1}{2}}} \quad (2.55)$$

$$CO + \frac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow CO_2 \quad K_6 = \frac{y_1}{y_5 y_4^{\frac{1}{2}} P^{\frac{1}{2}}} \quad (2.56)$$

dır. Böylece 11 tane bilinmeyen için 11 tane denklemden oluşan nonlinear bir denklem takımı elde edilmiş olur. Bu nonlinear denklem takımının çözümünün nasıl yapılacağı daha sonra anlatılacaktır.

2.4 PRATİK KİMYASAL DENGİ ÇÖZÜMÜ

1975 yılında OLİKARA ve BARMAN tarafından geliştirilen bu yöntemle, yanma ürünlerinin bileşimi, dengedeki özgül ısılar ve termodinamik analizde kullanılan kısmi türevler hesaplanabilmektedir.

(2.51)' den (2.56)' ya kadar olan eşitliklerde basıncın birimi atmosfer' dir. Olikara ve Borman (1975), JANAF tablolarına eğri uydurarak denge sabitleri için;

$$\log K_p = A \ln(T/1000) + B/T + C + DT + ET^2 \quad (2.57)$$

yapısında bağıntılar elde etmişlerdir. Burada T, Kelvin ve sıcaklık aralığı ($600 < T < 4000$) K' dir. Log K_p bağıntısındaki A,B,C,D ve E katsayılarının değerleri Çizelge 2.5' de verilmiştir.

Çizelge 2.5 K- Denge katsayılarının değeri.

	A	B	C	D	E
K_1	0.432168E+0	-0.112464E+5	0.267269E+1	-0.745744E-4	0.242484E-8
K_2	0.310805E+0	-0.129540E+5	0.321779E+1	-0.738336E-4	0.344645E-8
K_3	-0.141784E+0	-0.213308E+4	0.853461E+0	0.355015E-4	-0.310227E-8
K_4	0.150879E-1	-0.470959E+4	0.646096E+0	0.272805E-5	-0.154444E-8
K_5	-0.752364E+0	0.124210E+5	-0.260286E+1	0.259556E-3	-0.162687E-7
K_6	-0.415302E-2	0.148627E+5	-0.475746E+1	0.124699E-3	-0.900227E-8

Yanma ürünlerinin molar oranlarını belirleyebilmek için bütün maddelerin molar oranları y_3, y_4, y_5 ve y_6 cinsinden ifade edilir. Böylece (2.51)' den (2.56)' ya kadar olan denge sabiti bağıntıları bu değerler cinsinden yeniden düzenlenebilir. y_3, y_4, y_5 ve y_6 sırasıyla N_2, O_2, CO ve H_2 ' nin molar oranlarıdır. Bu yolla;

$$y_7 = c_1 y_6^{\frac{1}{2}} \quad (2.58)$$

$$y_8 = c_2 y_4^{\frac{1}{2}} \quad (2.59)$$

$$y_9 = c_3 y_4^{\frac{1}{2}} y_6^{\frac{1}{2}} \quad (2.60)$$

$$y_{10} = c_4 y_4^{\frac{1}{2}} y_3^{\frac{1}{2}} \quad (2.61)$$

$$y_2 = c_5 y_4^{\frac{1}{2}} y_6 \quad (2.62)$$

$$y_1 = c_6 y_4^{\frac{1}{2}} y_5 \quad (2.63)$$

bağıntıları yazılır. Burada;

$$c_1 = K_1 / P^{\frac{1}{2}} \quad (2.64)$$

$$c_2 = K_2 / P^{\frac{1}{2}} \quad (2.65)$$

$$c_3 = K_3 \quad (2.66)$$

$$c_4 = K_4 \quad (2.67)$$

$$c_5 = K_5 P^{\frac{1}{2}} \quad (2.68)$$

$$c_6 = K_6 P^{\frac{1}{2}} \quad (2.69)$$

dır.(2.46) eşitliği (2.45) eşitliğine bölünürse;

$$2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9 - \frac{\beta}{\alpha}(y_1 + y_5) = 0 \quad (2.70)$$

denklemleri elde edilir. Aynı şekilde (2.48) ve (2.47) eşitlikleri ayrı ayrı (2.45) eşitliğine bölünürse;

$$2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10} - \left[\left(\gamma + \frac{0.42}{\varepsilon\phi} \right) \frac{1}{\alpha} (y_1 + y_5) \right] = 0 \quad (2.71)$$

$$2y_3 + y_{10} - \left[\left(\delta + \frac{1.58}{\varepsilon\phi} \right) \frac{1}{\alpha} (y_1 + y_5) \right] = 0 \quad (2.72)$$

denklemleri bulunur. Burada;

$$d_1 = \frac{\beta}{\alpha}, \quad d_2 = \frac{\gamma}{\alpha} + \frac{0.42}{\varepsilon\phi\alpha}, \quad d_3 = \frac{\delta}{\alpha} + \frac{1.58}{\varepsilon\phi\alpha},$$

oranları tanımlanır.

Böylece dört adet y_3 , y_4 , y_5 ve y_6 bilinmeyen için (2.70)' den (2.72)' ye kadar olan denklemler ve (2.49) denklemleri elde edilir. Bulunan bu eşitlikler nonlineerdir ve Newton-Raphson yöntemiyle çözülebilir (Chapra ve Canale, 2003).

Bulunan dört eşitlik:

$$f_j(y_3, y_4, y_5, y_6) = 0 \quad j=1,2,3,4 \quad (2.73)$$

formunda yazılabilir. Bu denklem takımının Newton-Raphson yöntemiyle çözülebilmesi için ilk yaklaşım değerlerinin bilinmesi gerekir (Chapra ve Canale, 2003). Bundan dolayı, ilk yaklaşım değerleri Çizelge 2.3 kullanılarak bulunur. İlk yaklaşım değerleri;

$$[y_3^{(i)}, y_4^{(i)}, y_5^{(i)}, y_6^{(i)}] \quad (2.74)$$

vektörleriyle gösterilirse çözüm vektörü;

$$(y_3^*, y_4^*, y_5^*, y_6^*) \quad (2.75)$$

şeklinde olur.

(2.73) eşitliğinin sol tarafındaki fonksiyonlar Taylor serisine açılabilir. İkinci ve daha yüksek mertebeden türevler göz ardı edilirse $\Delta y_i; i = 3, 4, 5, 6$ bilinmeyenleri için;

$$f_j + \frac{\partial f_j}{\partial y_3} \Delta y_3 + \frac{\partial f_j}{\partial y_4} \Delta y_4 + \frac{\partial f_j}{\partial y_5} \Delta y_5 + \frac{\partial f_j}{\partial y_6} \Delta y_6 \approx 0 \quad j=1,2,3,4 \quad (2.76)$$

denklemleri elde edilir. İşlemleri kolaylaştırmak için;

$$D_{ij} = \frac{\partial y_i}{\partial y_j} \quad i = 1, 2, 7, 8, 9, 10 \quad j = 3, 4, 5, 6 \quad (2.77)$$

$$D_{ij} = \frac{\partial y_i}{\partial y_j} = 1 \quad (2.78)$$

kısmi türevleri tanımlanır. (2.59)' den (2.64)' e kadar olan eşitliklerden;

$$D_{76} = \frac{1}{2} \frac{c_1}{y_6^{\frac{1}{2}}} \quad (2.79)$$

$$D_{84} = \frac{1}{2} \frac{c_1}{y_4^{\frac{1}{2}}} \quad (2.80)$$

$$D_{94} = \frac{1}{2} \frac{c_3 y_6^{\frac{1}{2}}}{y_4^{\frac{1}{2}}} \quad (2.81)$$

$$D_{96} = \frac{1}{2} \frac{c_3 y_4^{\frac{1}{2}}}{y_6^2} \quad (2.82)$$

$$D_{104} = \frac{1}{2} \frac{c_4 y_3^{\frac{1}{2}}}{y_4^2} \quad (2.83)$$

$$D_{103} = \frac{1}{2} \frac{c_4 y_4^{\frac{1}{2}}}{y_3^2} \quad (2.84)$$

$$D_{26} = c_5 y_4^{\frac{1}{2}} \quad (2.85)$$

$$D_{24} = \frac{1}{2} \frac{c_5 y_6}{y_4^{\frac{1}{2}}} \quad (2.86)$$

$$D_{15} = c_6 y_4^{\frac{1}{2}} \quad (2.87)$$

$$D_{14} = \frac{1}{2} \frac{c_6 y_5}{y_4^{\frac{1}{2}}} \quad (2.88)$$

birinci mertebe türevleri tanımlanabilir.(2.76) eşitliği;

$$[A][Z] - [B] = 0 \quad (2.89)$$

şeklinde matris notasyonunda da yazılabilir. Burada;

$$[B] = [-f]$$

$$[Z] = [\Delta y]$$

dir ve ayrıca $[A]$ matrisinin terimleri;

$$A(1,1) = \frac{\partial f_1}{\partial y_3} = 1 + D_{103} \quad (2.90)$$

$$A(1,2) = \frac{\partial f_1}{\partial y_4} = D_{14} + D_{24} + 1 + D_{84} + D_{104} + D_{94} \quad (2.91)$$

$$A(1,3) = \frac{\partial f_1}{\partial y_5} = 1 + D_{15} \quad (2.92)$$

$$A(1,4) = \frac{\partial f_1}{\partial y_6} = D_{26} + 1 + D_{76} + D_{96} \quad (2.93)$$

$$A(2,1) = \frac{\partial f_2}{\partial y_3} = 0 \quad (2.94)$$

$$A(2,2) = \frac{\partial f_2}{\partial y_4} = 2D_{24} + D_{94} - d_1 D_{14} \quad (2.95)$$

$$A(2,3) = \frac{\partial f_2}{\partial y_5} = -d_1 D_{15} - d_1 \quad (2.96)$$

$$A(2,4) = \frac{\partial f_2}{\partial y_6} = 2D_{26} + 2 + D_{76} + D_{96} \quad (2.97)$$

$$A(3,1) = \frac{\partial f_3}{\partial y_3} = D_{103} \quad (2.98)$$

$$A(3,2) = \frac{\partial f_3}{\partial y_4} = 2D_{14} + D_{24} + 2 + D_{84} + D_{94} + D_{104} - d_2 D_{14} \quad (2.99)$$

$$A(3,3)=\frac{\partial f_3}{\partial y_5}=2D_{15}+1-d_2D_{15}-d_2 \quad (2.100)$$

$$A(3,4)=\frac{\partial f_3}{\partial y_6}=D_{26}+D_{96} \quad (2.101)$$

$$A(4,1)=\frac{\partial f_4}{\partial y_3}=2+D_{103} \quad (2.102)$$

$$A(4,2)=\frac{\partial f_4}{\partial y_4}=D_{104}-d_3D_{14} \quad (2.103)$$

$$A(4,3)=\frac{\partial f_4}{\partial y_5}=d_3D_{15}-d_3 \quad (2.104)$$

$$A(4,4)=\frac{\partial f_4}{\partial y_6}=0 \quad (2.105)$$

dır.Böylece Δy_i 'ler için elde edilen lineer denklem takımı Gauss eliminasyon yöntemiyle çözülerek Δy_i ' değerleri belirlenir (Chapra ve Canale, 2003).

Δy_i ' ler çözüldükten sonra bunların verilen bir değerden küçük olup olmadığı kontrol edilir.Eğer mutlak hata yeterli düzeyde küçükse işlemler durdurulur ve düzeltilmiş değerler;

$$y_i^{(2)} = y_i^{(1)} + \Delta y_i \quad (2.106)$$

şeklinde bulunur. Eğer Δy_i 'ler verilen değerlerden büyük ise son bulunan değerler yaklaşık olarak alınır ve böylece işlemlere devam edilir. Yanma ürünlerinin molar oranları yukarıdaki gibi belirlendikten sonra diğer termodinamik özellikler hesaplanabilir.

3. GERÇEK MOTOR ÇEVİRİMLERİNİN HESAPLANMASI: SIFIR BOYUTLU PROSES HESABI

Bir motor silindirindeki karmaşık fiziksel olayları hesaplayabilmek için, sıfır boyutlu proses hesabı yeterli bir duyarlılıkta en hızlı sonucu verir. Sıfır boyutlu proses hesabı ile hem motorun ölçülen bir işletme noktasındaki davranışı analiz edilebilir hem de simülasyon hesapları yapılabilir. Eğer silindir içinde emme ve egzoz sisteminde ölçülen zamana bağlı basınç gidişleri (değişimleri) var ise, sıfır boyutlu proses hesabı bu basınç değişimleri ve gerekli diğer veriler yardımıyla motor prosesinin analizine olanak sağlamaktadır (Pischinger,1989).

Proses hesabı ile yanma odasındaki (silindir içindeki) basınç yeterli duyarlılıkta hesaplanabilir. Burada silindir içindeki gaz sıcaklığının hesaplanması, ölçmede olduğu gibi zordur. Hesaplama en basit şekliyle, silindir içine ortalama bir basınç, ortalama bir sıcaklık ve homojen bir silindir içi dolgusu varsayımı yapmak olanaklıdır. Bu varsayım nedeniyle bu tür bir hesap modeli “bir bölgeli” olarak anılır (Pischinger,1989).

Ancak özel araştırmalar için yanma odasındaki sıcaklık farklılıkları dikkate alınmalıdır. Bu durumda, proses hesabı için yanma odası farklı karışım bölgelerine ayrılır. Bu karışım bölgelerinde sıcaklık ve silindir içi dolgusu birbirinden farklıdır. Bu şekilde geliştirilen hesap modelleri “çok bölgeli model” olarak adlandırılır (Pischinger,1989).

3.1 BİR BÖLGELİ HESAP MODELİ

Bu hesap modelinde, silindir içindeki basınç ve sıcaklığın silindirin her yerinde aynı olduğu, yerel sıcaklık farklılıklarının olmadığı; anlık olarak yanan yakıt-hava karışımının o anda ideal ve homojen bir karışım oluşturduğu varsayılır. Dolgu kütlesi bir önceki iş çevriminden kalan artık gaz kütlesi, hava kütlesi, içerisinde yanmış yakıtın bulunduğu yanmış gaz kütlesi ve karışım emmeli motorda henüz yanmamış yakıt kütlesinden oluşur. Yanmış gazlar, hangi sıcaklıkta olursa olsun hep kimyasal olarak dengededir ve yanmış gazların özellikleri bu varsayım nedeniyle kolaylıkla hesaplanabilir.

Karışım ve hava emmeli motorlardaki karışım oluşumunda ortaya çıkan temel farklılıklar dikkate alınmalıdır. Karışım emmeli motorda, karışım yanma odasının dışında olduğundan yaklaşık homojendir ve hem yerel olarak hem de tüm yanma süresince, henüz yanmamış karışımın ve yanmış gazların bileşimi sabit kalır. Bir bölgesel model varsayımına uygun olarak, taze dolgu ve yanmış gazların tamamen birbiriyle karıştığı varsayılır.

Hava emmeli motorda ise, karışım oluşumu olayları karmaşık olup, gaz/karışım bileşimi çok farklılıklar gösterir. Özellikle yanma başlangıcında saf havadan saf yakıt kadar tüm olası karışımlar yanma odasında bulunur. Ayrıca, yanma ilerledikçe taze hava içindeki yanmamış gaz kütlesi gittikçe azaldığından karışım oluşumu koşulları da değişir. Bu nedenle karışımın bileşimi hem zamana hem de konuma bağlıdır. Bir bölgesel hesap modelinde yapılan karışımın tamamen ideal olduğu varsayımı nedeniyle yerel farklılıklar ihmal edilebilir, ancak zamana bağlı değişim anlık hava katsayısının hesaba katılmasıyla dikkate alınır. Bu ise, hava fazlalık katsayısı tanımına benzer bir şekilde aşağıdaki gibidir.

$$\lambda_v = \frac{m_L}{L_{st}(B + B_{RO})} \quad (3.1)$$

Burada, m_L , emme valfi kapandığında silindirde bulunan hava kütlesi.(Bu hava kütlesinin içinde yanmış gazlar ve artık gazların bileşimi için gerekli hava da vardır, $m_L = m_z - B - B_{RO}$); B, henüz yanmış yakıt kütlesi; B_{RO} , artık gaz içindeki yanmış yakıt kütlesi, L_{st} , stokiyometrik yanma için gerekli kuramsal hava gereksinimidir.

Yukarıdaki denklemden de anlaşılacağı gibi, hava emmeli motorda anlık hava fazlalık katsayısı yanmanın başlangıcında artık gaz miktarına bağlı olarak çok yüksek olup ($\lambda_v > 10$), yanmanın ilerlemesiyle gittikçe azalır ve yanma sonunda, yanma odasındaki hava fazlalık katsayısına eşit olur.

3.1.1 BİR BÖLGELİ HESAP MODELİNİN KULLANIM AMACI

Bir bölgesel hesap modeli aşağıdaki iki farklı amaç için kullanılır:

1. Verilen bir silindir basıncından hareketle yanma hızının hesaplanması: Böylelikle yanmanın başlangıcı, hızı, süresi ve gidişi elde edilebilir.
2. Verilen bir yanma gidişinden silindir içi basınç ve sıcaklığın zaman göre değişiminin hesaplanması: Özellikle bilinen ısı transferi bağıntıları yardımıyla, farklı yanma gidişlerinin motor verimine etkisi araştırılabilir.

Yukarıda ifade edilen 1 numaralı amaç için yapılan proses hesabı motor çevriminin sadece yüksek basınç kısmıyla ilgilidir ve hesabın yapılabilmesi için motor geometrik parametrelerinin (strok, silindir çapı, biyel oranı ve sıkıştırma oranı) ve devir sayısının bilinmesi yeterlidir.

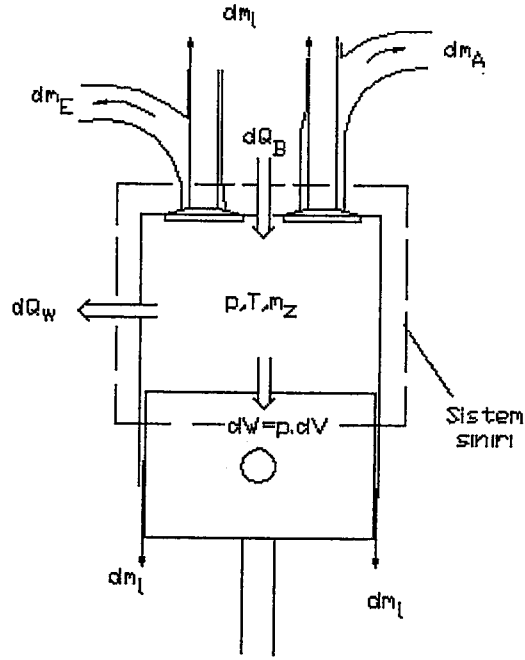
2 numaralı amaç motor çevriminin hem yüksek basınç kısmı hem de dolgu değişimi kısmı ile ilgili olup, eğer tüm motor için hesaplanmak isteniyorsa, yukarıdaki parametrelere ek olarak dolgu değişimi organlarının krank açısına bağlı kesitleri ve akış katsayılarının da bilinmesi gerekmektedir.

3.1.2 BİR BÖLGELİ HESAP MODELİNİN BAĞINTILARI

Sıfır boyutlu proses hesabında silindir süreksiz açık sistem olarak alınır. Silindir içindeki kütle m_z ve iç enerji $U_z = m_z u_z$ eğer sistem sınırlarından bir transfer varsa, değişmektedir. İdeal gaz kanunu, silindir için enerji dengesi (termodinamiğin 1. kanunu) ve kütle dengesinden aşağıdaki diferansiyel bağıntılar yazılabilir.

- İdeal gaz kanunundan:

Silindir içindeki dolgunun ideal gaz olduğu kabulü ile önce ideal gaz denklemini yazılıp, daha sonra krank açısına göre diferansiyeli alınır ve buradan silindir içi sıcaklığın krank açısına bağlı değişimi elde edilir.



Şekil 3.1 Bir bölge hesap modeli için istasyonlar açık sistem

$$T = \frac{PV}{m_z R} \quad (3.2)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} - m_z T \frac{dR}{d\theta} - RT \frac{dm_z}{d\theta}}{m_z R} \quad (3.3)$$

Burada, p, V , silindir içi basınç ve hacmi; m_z dolgu kütlesi; R gaz sabiti; T silindir içi dolgu sıcaklığı ve θ krank açısıdır.

- Kütlenin korunumu kanunundan:

$$\frac{dm_z}{d\theta} = \frac{dm_B}{d\theta} + \frac{dm_E}{d\theta} - \frac{dm_A}{d\theta} - \frac{dm_l}{d\theta} \quad (3.4)$$

burada;

$\frac{dm_z}{d\theta}$, Silindir içindeki dolgu kütlesinin değişimi,

$\frac{dm_B}{d\theta}$, Silindir içine püskürtülen yakıt miktarının değişimi,

$\frac{dm_E}{d\theta}$, Silindire giren dolgu kütlelerinin değişimi,

$\frac{dm_A}{d\theta}$, Silindirden çıkan kütlelerinin değişimi,

$\frac{dm_l}{d\theta}$, İhmal edilebilir gaz kaçağı kütlelerinin değişimi' dir.

- Enerjinin korunumu kanunundan:

$$\frac{d(m_z u_z)}{d\theta} = \frac{dW}{d\theta} - \frac{dQ_W}{d\theta} + \frac{dQ_B}{d\theta} + \frac{dm_E}{d\theta} h_E - \frac{dm_A}{d\theta} h_A \quad (3.5)$$

Burada,

$\frac{d(m_z u_z)}{d\theta}$, Silindir (içindeki dolgu) kütlelerinin iç enerjisindeki değişim,

$\frac{dW}{d\theta}$, Hacim değiştirme işi,

$\frac{dQ_W}{d\theta}$, Yanma odası duvarlarından transfer edilen ısı,

$\frac{dQ_B}{d\theta}$, Püskürtülen yakıt enerjisi,

$\frac{dm_E}{d\theta} h_E$, Emme kanalından akan kütlelerinin entalpisindeki değişim,

$\frac{dm_A}{d\theta} h_A$, Egzoz kanalından akan kütlelerinin entalpisindeki değişim' dir.

Gazların özgül iç enerjisi sıcaklık T ve hava fazlalık katsayısı λ_z ile değişiminin dikkate alınmasıyla silindir içi sıcaklığının değişimi diferansiyel formda şu şekilde elde edilir;

$$\frac{dT_z}{d\theta} = \frac{1}{m_z c_v} \left(\frac{dQ_B}{d\theta} - \frac{dQ_W}{d\theta} - p_z \frac{dV_z}{d\theta} + \frac{dm_E}{d\theta} h_E - \frac{dm_A}{d\theta} h_A - u_z \frac{dm_z}{d\theta} - m_z \frac{\partial u_z}{\partial \lambda_z} \frac{d\lambda_z}{d\theta} \right) \quad (3.6)$$

Silindir içindeki durum değişimi yukarıda açıklanan kütlelerin korunumundan ve silindir içi sıcaklığının değişimiyle ilgili iki diferansiyel eşitliğin adım adım integrasyonu yardımıyla hesaplanabilir. Yanma odasındaki basınç hesaplanmak isteniyorsa aşağıdaki ideal gaz denklemi kullanılır;

$$pV = m_z RT \quad (3.7)$$

Yukarıda verilen bağıntılardaki her terim ilerleyen bölümlerde açıklanmıştır. Ancak burada, hem iç enerji hem de gaz sabiti basınç, sıcaklık ve gaz bileşiminin anlık değerine bağlı olup, gaz bileşimini anlık hava fazlalık katsayısı ile tanımlanabilir. Bu nedenle anlık hava fazlalık katsayısının krank açısı ile değişimi hesaplanmalıdır.

3.1.3 ANLIK HAVA FAZLALIK KATSAYISININ HESAPLANMASI

Silindir içindeki dolgu kütlesi aşağıdaki gibi hesaplanır;

Hava emmeli motorda;

$$m_z = m_L + (B + B_{RO}) \quad (3.8)$$

karişım emmeli motorda;

$$m_z = m_L + m_B + (B + B_{RO}) \quad (3.9)$$

dir. Burada, m_L silindir içinde mevcut veya yanmış gaz kütlesi; m_B silindir içindeki yanmamış yakıt kütlesi; B , o anda yanmış yakıt kütlesi; B_{RO} artık gaz içindeki yanmış yakıt kütlesidir.

Karişım emmeli bir motor için silindire çevrim başına yollanan toplam yakıt kütlesi, m_{BO} tanımıyla;

$$m_B = m_{BO} - B \quad (3.10)$$

$$\frac{dm_B}{d\theta} = -\frac{dB}{d\theta} \quad (3.11)$$

$$\lambda_v = \lambda = \text{sabit} \quad (3.12)$$

$$\frac{d\lambda_v}{d\theta} = 0 \quad (3.13)$$

dir.

Hava emmeli motor için ise;

$$\lambda_v = \frac{m_z - (B + B_{RO})}{L_{st}(B + B_{RO})} \quad (3.14)$$

dir. Dikkat edilmesi gereken nokta, burada söz konusu olan hava fazlalık katsayısı, yanma öncesi silindirde bulunan hava kütlesi ile tanımlanmış bir hava fazlalık katsayısıdır ve literatürde kullanılan toplam hava fazlalık katsayısından (toplam hava fazlalık katsayısı emilen toplam hava kütlesinden- süpürme kütlesi dahil-hesaplanır) farklıdır. Ayrıca, yanma sonunda hesaplanan anlık hava fazlalık katsayısı, süpürme havası dikkate alınmadan hesaplanan hava fazlalık katsayısına eşit olmalıdır. Öyleyse, hava emmeli motorda anlık hava fazlalık katsayısının krank açısına bağlı değişimi;

$$\frac{d\lambda_v}{d\theta} = -\frac{\lambda_v}{B + B_{RO}} \frac{dB}{d\theta} \quad (3.15)$$

olarak hesaplanır.

Anlık hava fazlalık katsayısının değişimi yanma odasındaki gaz bileşimi için bir göstergedir. Anlık hava fazlalık katsayısının değişimi yanmış yakıt kütlesinin değişimi ile orantılıdır. Dolayısıyla anlık hava fazlalık katsayısı yalnızca yanma sırasında değil, aynı zamanda dolgu sırasında da egzoz gazları dışarı atıldığı sürece değişir. Bu nedenle hava emmeli bir motor için;

$$\frac{dm_B}{d\theta} = \frac{dB}{d\theta} \quad (3.16)$$

dir. Silindir içinde göz önüne alınan andaki yakıt kütlesi değişimi sadece yanma gidişine bağlı olarak yanma sırasında değil, aynı zamanda egzoz sırasında da sürer. Silindir dolgusunun homojen olduğu varsayımıyla, yakıt kütlesindeki değişim, silindirden dışarı çıkan kütle ile orantılıdır.

$$\frac{dB}{B + B_{RO}} = \frac{dm_A}{m} \quad (3.17)$$

ve,

$$\frac{dB}{d\theta} = \frac{1}{H_u} \frac{dQ_B}{d\theta} - \frac{B - B_{RO}}{m} \frac{dm_A}{d\theta} \quad (3.18)$$

dir. Burada H_u yakıtın alt ısı değeri.

3.1.4 HACİM DEĞİŞTİRME İŞİNİN HESAPLANMASI

Hacim değiştirme işi aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanabilir.

$$\frac{dW}{d\theta} = -p \frac{dV_z}{d\theta} \quad (3.19)$$

P_z , V_z sırasıyla silindir içindeki basınç ve hacimdir.

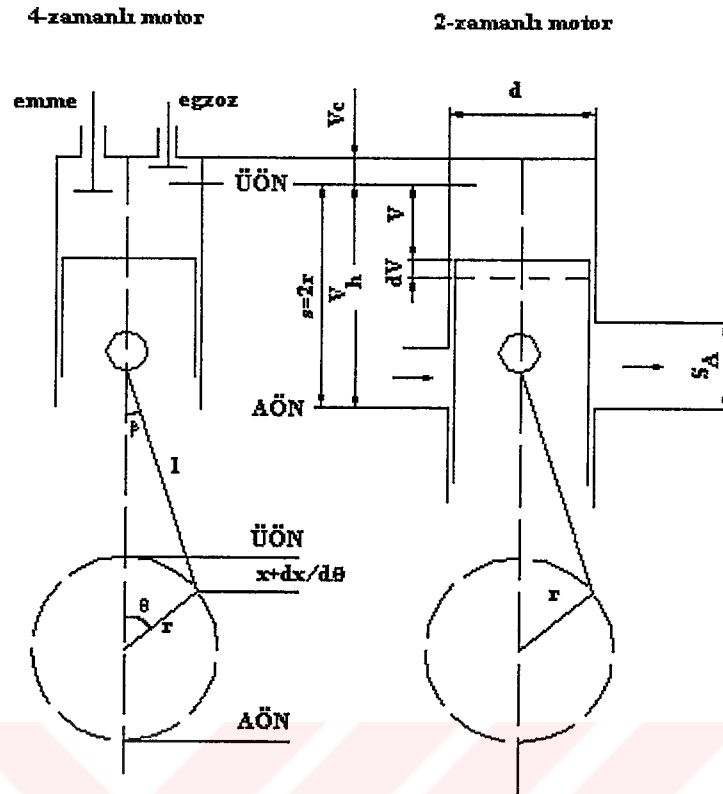
Silindir hacminin krank açısına bağlı değişimini Şekil 3.1 yardımıyla hesaplanabilir.

Sıkıştırma oranı:

$$r = \frac{V_c + V_h}{V_c} \quad (3.20)$$

Biyel oranı:

$$\varepsilon = \frac{r}{l} \quad (3.21)$$



Şekil 3.2 Krank mekanizmasının şematik görünüşü

Piston yolu:

$$x(\theta) = r(1 - \cos \theta) + l(1 - \cos \beta) \quad (3.22)$$

Silindir hacmi V_z strok hacmi V_h cinsinden yazılırsa;

$$V(\theta) = k(\theta)V_h \quad (3.23)$$

şeklinde yazılır. Eğer silindir hacminin ($V_Z = V_c + xA_k$) olduğu dikkate alınursa;

Strok funksiyonu:

$$k(\theta) = \frac{V_c}{V_h} + \frac{x}{2r} \quad (3.24)$$

olur. Strok fonksiyonu sıkıştırma oranı cinsinden yazılıp, silindir hacmi ifadesinin krank açısına göre türevi alınırsa, aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$\frac{dV_z}{d\theta} = \left(\frac{\sin \theta}{2} + \frac{\lambda}{4} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) V_h \quad (3.25)$$

3.1.5 YANMA ODASINDAN OLAN ISI TRANSFERİNİN HESAPLANMASI

Yanma odası duvarlarından (piston, silindir gömleği ve silindir kafası) olan ısı transferi aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir.

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = \sum h A_i (T_{wi} - T_z) \quad (3.26)$$

burada, h ısı transfer katsayısı; A_i , ilgili yanma odası elemanının ısı transferine esas olan yüzeyi; T_{wi} , ilgili yanma odası elemanının duvar sıcaklığıdır.

Isı transferi katsayısı ile ilgili bağıntılar Woschni, Hohenberg vs. ile hesaplanabilir. Aşağıda Hohenberg eşitliği gösterilmiştir (Hohenberg,1983).

$$h_h = 130 V^{-0.06} P^{0.78} T^{-0.4} (U_p + 1.4)^{0.78} \quad (3.27)$$

burada, U_p ortalama piston hızıdır.

3.1.6 YANMA GİDİŞİNİN HESAPLANMASI

Silindire püskürtülen tüm yakıtın toplam enerjisi aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanabilir:

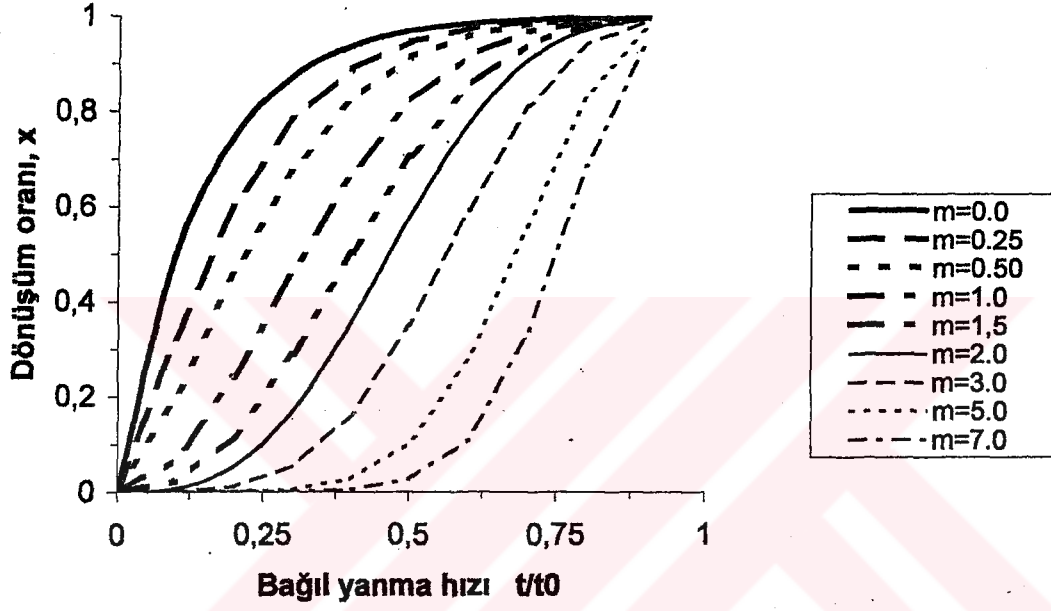
$$Q_B = m_B H_u \eta_u \quad (3.28)$$

burada; m_B , her bir iş çevrimi için silindire püskürtülen yakıt miktarını; H_u , yakıtın alt ısı değeri; η_u , yakıt enerjisinin dönüşüm oranıdır.

Yanma gidişi, yani krank açısına bağlı olarak verilen yakıt enerjisi, ya bir yanma (gidişi) fonksiyonu, ki çoğunlukla Viebe fonksiyonu, yardımıyla modellenenebilir ya da ölçümler yardımıyla elde edilen yanma gidişinin kullanılmasıyla hesaplanabilir. Proses hesaplarında sıklıkla kullanılan Viebe yanma fonksiyonu aşağıdaki gibidir (Pischinger,1989).

$$x = 1 - \exp\left(-6,908\left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b}\right)^{m+1}\right) \quad (3.29)$$

burada; x , yanma fonksiyonu, dönüşüm oranı; θ , an noktası; θ_s , yanma başlangıcı; θ_b , yanma süresi; m , form faktörüdür. Farklı m form faktörü değerlerinde bağıl yanma hızı ile yanma fonksiyonu x ' in değişimi Şekil 3.3' de verilmiştir.



Şekil 3.3 Yanma fonksiyonunun form faktörü ile değişimi

Çizelge 3.1 Farklı motorlar için yanma süresi ve form faktörü değerleri

Motor Türü		İşletme Noktası	Yanma Süresi (DKA)	Form Faktörü (-)
Benzin	2 Valf	1500 d/d, tam yük	60	2.3
		5000 d/d, tam yük	65	1.9
	4 Valf	1500 d/d, tam yük	50	2.5
		5000 d/d, tam yük	55	2.1
Taşıt Diesel, Direkt püskürtme,	Doğal emişli	Tam hız, tam yük	80	0.4
		%30 hız, tam yük	55	0.4
	Aşırı Doldurmalı	Tam hız, tam yük	75	0.9
		%30 hız, tam yük	55	0.7
	Aşırı Doldurmalı Ara soğutmalı	Tam hız, tam yük	75	1.0
		%30 hız, tam yük	55	0.7
Ağır Taşıt Diesel, Direkt Püskürtmeli	Doğal Emişli	Tam hız, tam yük	70	0.5
		%50 hız, tam yük	55	0.6
	Aşırı Doldurmalı	Tam hız, tam yük	70	1.1
		%50 hız, tam yük	55	0.8
	Aşırı Doldurmalı, Ara soğutmalı	Tam hız, tam yük	75	0.9
		%50 hız, tam yük	60	1.0
Orta devirli, Direkt püskürtmeli, Aşırı doldurmalı, Ara soğutmalı		Tam yük	65	1.0

3.2 İKİ BÖLGELİ YANMA MODELİ

Bir bölgeli hesap modelinde yapılan en önemli kabul, gaz sıcaklığının tüm yanma odasında aynı olduğu, yerel sıcaklık farklılıklarının dikkate alınmamasıdır. Özellikle motor çevriminin yüksek basınç kısmında oluşan yanma esnasında, pistonun ÜÖN civarındaki konumlarında, yanmış ve yanmamış gaz arasındaki sıcaklık farkı 1000 K' den daha fazladır.

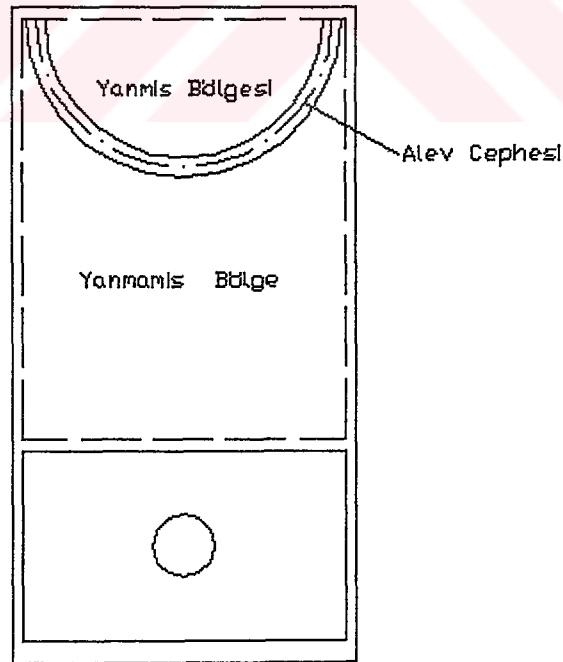
Sıcaklık ile değişimi doğrusal olmayan ısı transferi mekanizmalarından ısıma veya egzoz emisyonu oluşumu gibi tüm prosesler için bir bölgeli yanma hesap modeli yanıltıcı sonuçlar vermektedir, çünkü yerel olarak ortalanmış sıcaklıklar gerçekte oluşan yerel prosesleri hesaplamak veya tahmin etmek için yanlış birer veridir.

Örneğin ısıma ile olan ısı transferini, yanma tepkimelerinin kinetiğini araştırmak, hesaplamak veya incelemek için, motor çevriminin yüksek basınç kısmı daha duyarlı ve gerçeğe yakın sonuçlar veren başka yöntemler ile hesaplanmalıdır.

Burada yapılacak en basit şey, yanma odasını birisi yanmış diğeri yanmamış iki farklı gaz bölgesine ayırmaktır. Yanmanın belli bir θ_b süresince sürdüğü düşünülmüştür. Bu modellemede termodinamiğin birinci kanununun düzenlenmesiyle basıncın, işin ve ısı kayıplarının krank açısına göre değişim hızlarını belirleyen diferansiyel denklem takımı türetilmiştir. Bu diferansiyel denklem takımı sıkıştırmanın başlangıcından yanmanın sonuna kadar çözülerek basınç-hacim diyagramı, indike verim, ortalama indike basınç vb. gibi değerler belirlenmiştir. Yanmış gaz bölgesindeki sıcaklık farklılıklarını elde etmek için bu bölge birden fazla bölge olarak ta göz önüne alınabilir. Bu şekilde ortaya çıkan hesap modeli “çok bölgeli model” olarak anılır. İki bölgeli hesap modelinde yapılan kabuller şu şekildedir (Heywood, 1988); Tüm silindir dolgusu, sonsuz ince bir alev cephesi ile iki farklı bölgeye ayrılmış olup, bölgelerden birinde yanmış gaz, diğesinde yanmamış gaz vardır.

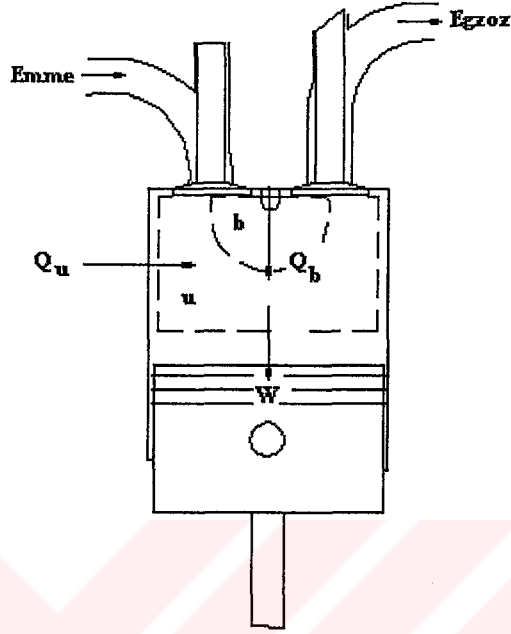
- Alev cephesi sonsuz ince bir çizgidir, bir hacmi yoktur.
- Bölgelerin her ikisi de, göz önüne alınan zamanda homojen olarak karışmıştır. Böylece her bölgenin kendi içinde sıcaklık farklılıkları yoktur.
- Yerel basınç farklılıkları göz önüne alınmamıştır. Basınç her iki bölgede de eşittir.
- Yanmış gazların özelliklerini belirlemek için gaz karışımlarının kimyasal dengede olduğu varsayılmıştır.

Bir önceki iş çevriminden kalan artık gazlar yanmamış gaz bölgesi ile tamamen karışır ve gaz özelliklerini kolaylıkla hesaplayabilmek için artık gazların yanmış yakıt ve bu yakıtı yakmak için gerekli hava miktarından oluştuğu varsayılır. Artık gazlar yanmamış gaz bölgesindeki yanan kütle ile orantılı olarak yanmamış gaz bölgesinden yanmış gaz bölgesine geçer, böylelikle pistonun her konumunda her iki bölgedeki artık gaz miktarı belirlenebilir.



Şekil 3.4 İki bölgeli yanma modeli

3.2.1 İKİ BÖLGELİ YANMA MODELİNİN TÜRETİLMESİ



Şekil 3.5 İki bölgeli hesap modelinde termodinamik sistem

Termodinamiğin birinci kanununu açık sistemler için ele alarak bunu motora uyguladığımızda;

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - \frac{\dot{m}_1 h_1}{\omega} \quad (3.30)$$

diferansiyel formda enerjinin korunumu denklemi bulunur. Burada;

m: Kütle

ω : Açısal hız

P: Basınç

$\dot{m}_1$: Kütle kayıpları

h_f : Entalpi kayıpları

$\frac{du}{d\theta}$: Krank açısına göre iç enerji değişimi

$\frac{dm}{d\theta}$: Krank açısına göre kütle değişimi

$\frac{dQ}{d\theta}$: Krank açısına göre ısı kayıpları

$\frac{dV}{d\theta}$: Krank açısına göre hacim değişimi

Bu denklemde yakıtın iç enerjisi ve entalpisi sabit değildir. Yakıtın iç enerjisi ve entalpisi, sıcaklığa ve basınca bağlı olarak değişir. Bu nedenle, bu modellemede yakıtın termodinamik özellikleri dikkate alınmıştır. Ayrıca $x = m_b / m$ şeklinde bir oran tanımlanarak sistemin hacmi ve iç enerjisi bu oran cinsinden yazılmıştır. Burada x , (Pischinger, 1989);

$$x = 1 - \frac{1}{\exp\left(6.908 \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b}\right)^{m+1}\right)} \quad (3.31)$$

şeklinde ampirik bağıntıdan hesaplanır. Bu bağıntıya “Viebe yanma fonksiyonu” denir. Burada,

θ : Krank açısı

θ_s : İlk kıvılcımın başladığı krank açısı

θ_b : Yanma süresi

m : Form faktörü

dir. Sistemin özgül iç enerjisi;

$$u = \frac{U}{m} = xu_b + (1 - x)u_u \quad (3.32)$$

şeklinde yazılabilir.

Burada;

$u_b : T_b$ sıcaklığındaki yanmış gazların iç enerjisi

$u_u : T_u$ sıcaklığındaki yanmamış gazların iç enerjisi

dir. Aynı şekilde sistemin özgül hacmi;

$$v = V/m = x v_b + (1 - x) v_u \quad (3.33)$$

bağıntısı ile bulunur. Krank açısına göre bir diferansiyel denklem takımını türetebilmek için v_b, T_b ve P arasında;

$$v_b = v_b(T_b, P) \quad (3.34)$$

fonksiyonel bağıntısının olduğu düşünülmüştür. Bu ifadenin krank açısına göre diferansiyeli alınırsa;

$$\frac{dv_b}{d\theta} = \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\partial v_b}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (3.35)$$

bağıntısı bulunur. (3.35) denkleminde logaritma türevler yerine konursa;

$$\frac{dv_b}{d\theta} = \frac{v_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{v_b}{P} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \frac{dP}{d\theta} \quad (3.36)$$

eşitliği elde edilir. Benzer şekilde;

$$\frac{dv_u}{d\theta} = \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{v_u}{P} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \frac{dP}{d\theta} \quad (3.37)$$

denklemleri bulunur.

u_b, T_b ve P arasında;

$$u_b = u_b(T_b, P) \quad (3.38)$$

ilişkisi vardır. (3.38) denkleminin de krank açısına göre diferansiyeli alınırsa;

$$\frac{du_b}{d\theta} = \frac{\partial u_b}{\partial T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\partial u_b}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (3.39)$$

bağıntısı bulunur. (3.39) denkleminde logaritma türevler yerine konursa;

$$\frac{du_b}{d\theta} = \left(c_{pb} - \frac{Pv_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right) \frac{dT_b}{d\theta} - v_b \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right) \frac{dP}{d\theta} \quad (3.40)$$

bağıntısı bulunur. Benzer şekilde yanmamış gazlar için;

$$\frac{du_u}{d\theta} = \left(c_{pu} - \frac{Pv_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} - v_u \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right) \frac{dP}{d\theta} \quad (3.41)$$

denklemini bulunur.

Burada yanmış gazların basıncının yanmamış gazların basıncına eşit olduğu kabul edilmiştir. Bu varsayım açık yanma odalı motorlar için iyi bir yaklaşımdır. Yukarıdaki varsayımlardan sonra (3.30) enerji eşitliğinin terimlerinin anlamları aşağıda sırasıyla açıklanmıştır.

Eşitliğin sol tarafındaki $m \frac{du}{d\theta}$ terimi;

$$m \frac{du}{d\theta} = \left[x \frac{du_b}{d\theta} + (1-x) \frac{du_u}{d\theta} + (u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \right] m \quad (3.42)$$

şeklinde gösterilmiştir. (3.42) denkleminde $du_b/d\theta$ ve $du_u/d\theta$ değerleri yerine konulursa;

$$\begin{aligned} m \frac{du}{d\theta} = & mx \left(c_{pb} - \frac{Pv_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right) \frac{dT_b}{d\theta} + m(1-x) \left(c_{pu} - \frac{Pv_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} \\ & - \left[mxv_b \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right) + m(1-x)v_u \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right) \right] \frac{dP}{d\theta} + m(u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \end{aligned} \quad (3.43)$$

denklemini elde edilir.

(3.30) eşitliğinin sol tarafında kalan kaçak kütle terimini hesaplayabilmek için kütle korunumu tanımı ve,

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{-\dot{m}_l}{\omega} = \frac{-Cm}{\omega} \quad (3.44)$$

şeklinde bir algoritma gerekir. Burada;

C: Segman dizaynına bağlı bir kaçak kütle katsayısıdır.

(3.30) eşitliğinin sağ tarafındaki $dQ/d\theta$ sisteme ısı transfer terimi,

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{-\dot{Q}_l}{\omega} = \frac{-\dot{Q}_b - \dot{Q}_u}{\omega} \quad (3.45)$$

şeklinde yanmış ve yanmamış gazlardan kaybolan ısılar toplamı olarak alınabilir. Isı kaybını sıcaklık cinsinden yazabilmek için bir h ısı transfer katsayısının tanımı gerekir. h ısı transfer katsayısı olarak aşağıda gösterilmiş olan denklem (3.42)' de ki Hohenberg eşitliği kullanılmıştır (Hohenberg, 1983). Böylece ısı transferi;

$$\dot{Q}_b = hA_b(T_b - T_w) \quad (3.46)$$

$$\dot{Q}_u = hA_u(T_u - T_w) \quad (3.47)$$

denklemleri ile de gösterilebilir. Burada;

A_u ve A_b : T_w duvar sıcaklığındaki silindir duvarı ile ilişkide olan yanmış ve yanmamış bölgelerin alanlarıdır. Sırasıyla,

$$A_b = \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) x^{1/2} \quad (3.48)$$

$$A_u = \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) (1 - x^{1/2}) \quad (3.49)$$

bağıntılarından yaklaşık olarak hesaplanabilir. Silindir içerisindeki yanmış ve yanmamış gazların sıcaklıkları ve yoğunlukları farklı olacağından yanmış gazlar yanmamış gazlardan daha fazla hacim kaplar. Bundan dolayı, yanmış gazlarla temasta olan silindir alanının yanmış gazların kütesinin kareköküyle orantılı olduğu varsayılmıştır.

(3.30) eşitliğindeki $dW/d\theta$ iş terimini ayrıntılı bir şekilde açıklamaya gerek yoktur. Fakat kütle kaçakları yüzünden oluşan kütle kayıplarının özgül entalpisine gereksinim vardır.

Yanma işleminden önce yanmamış gazlar daha sonra yanma işleminde yanmış gazlar eskimiş segmanlardan sızarlar. Pratikte sızan gazların entalpisi;

$$h_l = (1 - x^2)h_u + x^2 h_b \quad (3.50)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Böylece tanımlanan h_l değerini hesaplayabilmek için;

$$h_u = h_u(T_u, P) \quad (3.51)$$

$$h_b = h_b(T_b, P) \quad (3.52)$$

şeklinde bağıntılara gerek vardır. Yani verilen herhangi bir sıcaklık ve basınçta yanmış ve yanmamış gazların entalpilerinin bilinmesi gerekir. Bu değerlerin hesabı ilerleyen bölümlerde açıklanacaktır. Yukarıda açıklanan tüm terimler (3.30) denkleminde kullanıldığında aşağıdaki diferansiyel denklemler ortaya çıkmaktadır.

$$\frac{dP}{d\theta}, \frac{dT_b}{d\theta}, \frac{dT_u}{d\theta}, \frac{dV}{d\theta}, \frac{dx}{d\theta} \quad (3.53)$$

$$P, T_b, T_u \quad (3.54)$$

ayrıca,

$$u_b, u_u, v_b, v_u, h_u, h_b \quad (3.55)$$

$$\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}, \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}, \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P}, \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P}, c_{pb}, c_{pu} \quad (3.56)$$

$$m, V, x \quad (3.57)$$

$$C, w, h, b \quad (3.58)$$

ifadelerini de içerir.

(3.58) deki h ısı transfer katsayısı için literatürde çok sayıda model vardır. Isı transfer katsayısı, (3.27) denkleminde verilmiş olan Hohenberg denklemiyle hesaplanmıştır.

(3.57)' deki değerler krank açısının fonksiyonu olarak bilinirler. Herhangi bir krank açısında kütle;

$$m = m_1 \exp[-C(\theta - \theta_1)/\omega] \quad (3.59)$$

dır.

Bu değer (3.44) eşitliğinin integre edilmesiyle bulunur. $\theta = \theta_1$ anındaki m_1 başlangıç kütlesi, artık gazların oranından ve hacimsel verim tanımından bulunur. Silindir hacmi ise;

$$V = V_c \left(1 + \frac{r-1}{2} \left[1 - \cos \theta + \frac{1}{\varepsilon} \left(1 - (1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \right) \right] \right) \quad (3.60)$$

bağıntısından hesaplanır. Burada,

V_c : Ölü hacim

r : Sıkıştırma oranıdır. Ayrıca,

$$\varepsilon = \frac{r_K}{l}$$

ε krank yarıçapı-biyel oranıdır. Burada,

r_K = Krank yarıçapı,

L : Biyel boyudur.

Yanan kütle miktarı x ;

$$x=0$$

$$\theta < \theta_s$$

$$x = 1 - \frac{1}{\exp \left(6.908 \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^{m+1} \right)}$$

$$\theta_s < \theta < \theta_s + \theta_b$$

$$(3.61)$$

$$x=1$$

$$\theta > \theta_s + \theta_b$$

şeklinde Viebe yanma formülüyle hesaplanır. Yine aynı eşitlikte adı geçen x , yanma hızını temsil eder. (3.55) ve (3.56)' deki değerler termodinamik özelliklerdir ve P , T_u , ve T_b ' nin fonksiyonu olarak bilinirler.

$dV/d\theta$ ve $dx/d\theta$ türevleri (3.60) ve (3.61) denklemlerinin türevleri alınarak belirlenir.

Böylece (3.30) eşitliğinin;

$$f\left(\theta, \frac{dP}{d\theta}, \frac{dT_u}{d\theta}, \frac{dT_b}{d\theta}, P, T_u, T_b\right) = 0 \quad (3.62)$$

formunda olduğu görülür. Bu diferansiyel denklem takımını sayısal olarak integre edebilmek için (3.62) denklemi yeniden düzenlenirse;

$$\frac{dP}{d\theta} = f_1(\theta, P, T_u, T_b) \quad (3.63)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = f_2(\theta, P, T_u, T_b) \quad (3.64)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = f_3(\theta, P, T_u, T_b) \quad (3.65)$$

denklemleri bulunur. Ayrıca yapılan iş, dışarıya iletilen ısı ve entalpi kayıpları ise;

$$\frac{dW}{d\theta} = f_4(\theta, P) \quad (3.66)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = f_5(\theta, P, T_u, T_b) \quad (3.67)$$

$$\frac{dH_l}{d\theta} = f_6(\theta, P, T_u, T_b) \quad (3.68)$$

bağıntılarından belirlenir.

Böylece (3.63)' den (3.68)'a kadar yazılmış olan üç bilinmeyenli üç denklem bulunur. Bu denklemleri çözebilmek için (3.30) eşitliğinden başka iki tane daha denkleme gerek vardır. Gerekli ilk eşitlik (3.30) denkleminden türetilir. Bu denklemin diferansiyeli alınırsa,

$$\frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} - \frac{V}{m^2} \frac{dm}{d\theta} = x \frac{dv_b}{d\theta} + (1-x) \frac{dv_u}{d\theta} + (v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} \quad (3.69)$$

eşitliği bulunur Bu denklemde (3.36) ve (3.37) eşitlikleri yerine konulursa;

$$\frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} - \frac{V}{m} \frac{C}{\omega} = x \frac{v_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + (1-x) \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \left[x \frac{v_b}{P} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} + (1-x) \frac{v_u}{P} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right] \frac{dP}{d\theta} + (v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} \quad (3.70)$$

denklemine ulaşılır.

Gerekli ikinci eşitlik ise,

$$-\dot{Q}_u = \omega m (1-x) T_u \frac{ds_u}{d\theta} \quad (3.71)$$

şeklinde başlangıçtaki yanmamış gazların entropisinin analizinden bulunur. Bu eşitliğin kullanılabilmesi için entropinin;

$$s_u = s_u(T_u, P) \quad (3.72)$$

şeklinde sıcaklık ve basınca göre yazılması gerekir. Gerekli düzenlemeler yapılırsa,

$$\frac{ds_u}{d\theta} = \left(\frac{\partial s_u}{\partial T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} + \left(\frac{\partial s_u}{\partial P} \right) \frac{dP}{d\theta} \quad (3.73)$$

$$\frac{ds_u}{d\theta} = \left(\frac{c_{pu}}{T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} - \left(\frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \frac{dP}{d\theta} \quad (3.74)$$

denklemleri bulunur.

(3.71) denkleminde $\frac{ds_u}{d\theta}$ değeri çekilir ve (3.74) denkleminde yerine konulursa,

$$c_{pu} \frac{dT_u}{d\theta} - v_u \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dP}{d\theta} = \frac{-h \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) (1-x^{\frac{1}{2}})}{\omega m (1-x)} (T_u - T_w) \quad (3.75)$$

eşitliği elde edilir. Böylece (3.30), (3.70) ve (3.75) denklemleri kullanılarak (3.63)' den (3.65)' e kadar olan denklemler çözülebilir. Burada yazım kolaylığı için;

$$A = \frac{1}{m} \left(\frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{\omega} \right) \quad (3.76)$$

$$B = h \frac{\left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right)}{\omega m} \left[\frac{v_b}{c_{pb}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} x^{1/2} \frac{T_b - T_\omega}{T_b} + \frac{v_u}{c_{pu}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} (1 - x^{1/2}) \frac{T_u - T_\omega}{T_u} \right] \quad (3.77)$$

$$C = -(v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} - v_b \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{h_u - h_b}{c_{pb} T_b} \left[\frac{dx}{d\theta} - \frac{(x - x^2)C}{\omega} \right] \quad (3.78)$$

$$D = x \left[\frac{v_b^2}{c_{pb} T_b} \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{P} \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right) \right] \quad (3.79)$$

$$E = (1 - x) \left[\frac{v_u^2}{c_{pu} T_u} \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{P} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right] \quad (3.80)$$

tanımları kullanılmıştır.

Böylece sonunda integre edilebilecek yapıda;

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{A + B + C}{D + E} \quad (3.81)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-h \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{VC}{b} \right) x^{1/2} (T_b - T_\omega)}{\omega c_{pb} x} + \frac{v_b}{c_{pb}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \left(\frac{A + B + C}{D + E} \right) + \frac{h_u - h_b}{x c_{pb}} \left[\frac{dx}{d\theta} - \frac{(x - x^2)C}{\omega} \right] \quad (3.82)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{-h \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{VC}{b} \right) (1 - x^{1/2}) (T_u - T_\omega)}{\omega c_{pu} (1 - x)} + \frac{v_u}{c_{pu}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \left(\frac{A + B + C}{D + E} \right) \quad (3.83)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.84)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{h}{\omega} \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) \left[x^{1/2} (T_b - T_\omega) + (1 - x^{1/2}) (T_u - T_\omega) \right] \quad (3.85)$$

$$\frac{dH_l}{d\theta} = \frac{Cm}{\omega} \left[(1 - x^2) h_u + x^2 h_b \right] \quad (3.86)$$

şeklinde altı adet denklem elde edilir. Bu denklem takımı; eşitliklerde yer alan termodinamik özellikler belirlendikten sonra herhangi bir sayısal yöntemle çözülebilir. Bu tezde sunulan modellemelerde söz konusu diferansiyel denklemler beşinci mertebeden Runge- Kutta yöntemiyle çözülmüştür (Chapra ve Canale, 2003).

3.3 BİLGİSAYAR ALGORİTMASI

Geliştirilen proses programı Fortran dilinde yazılmış olup 6 adet alt programdan oluşmaktadır. Bu alt programların görevleri aşağıda açıklandığı gibidir:

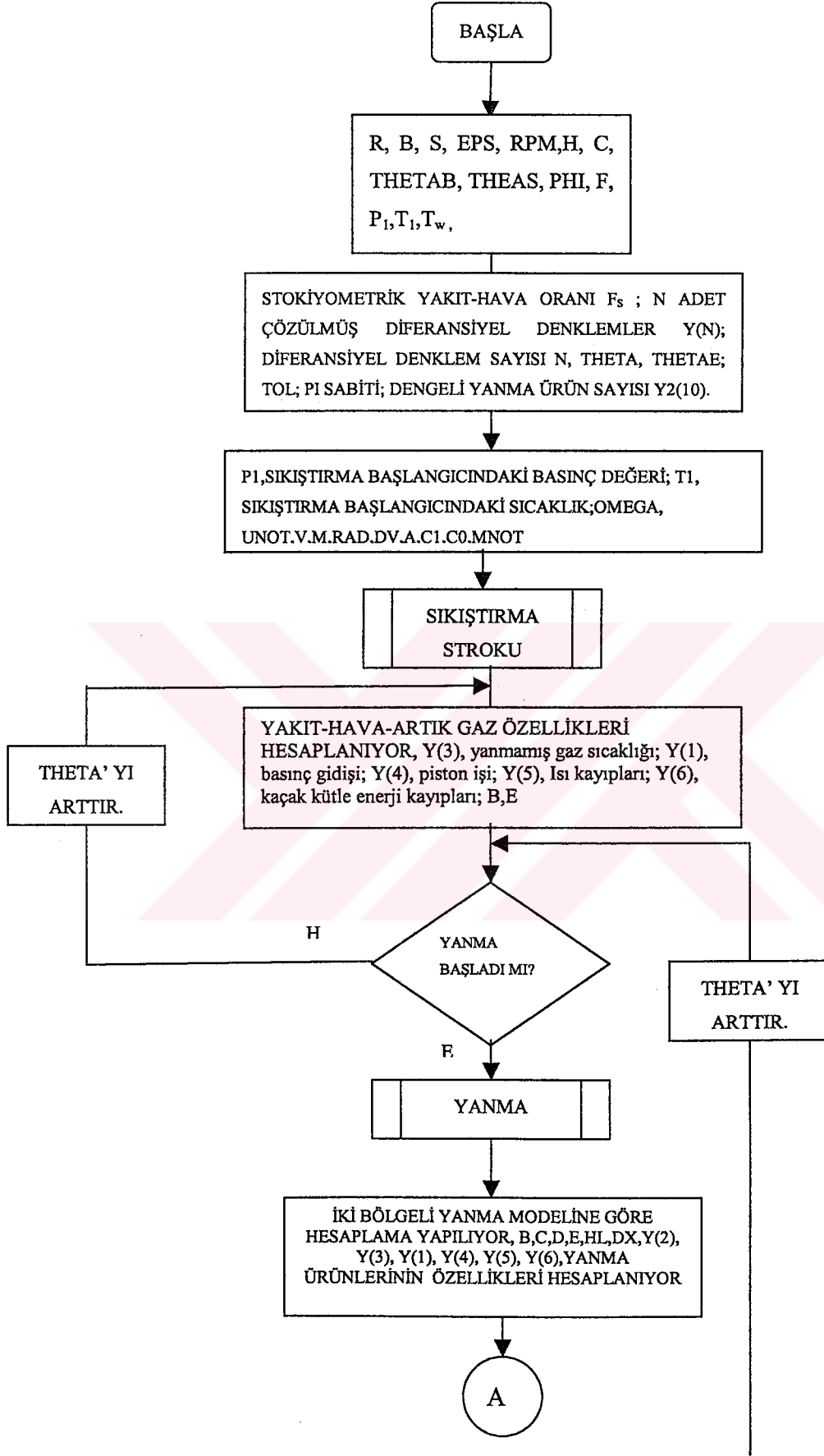
- RATES:** Motor çevriminde, sıkıştırma, yanma ve genişleme fazlarında gerekli olan proses hesaplarını krank açısına bağlı diferansiyel denklem formunda hesaplayan alt programdır.
- AUXLRY:** Yanmış kütle oranı x ile o anki krank açısına bağlı olarak silindir hacmini hesaplayan alt programdır.
- TINITL:** İterasyon metodu ile yanmış gaz sıcaklığını önceden belirlenmiş tolerans dahilinde hesaplayan alt programdır.
- FARG:** Yakıt, hava ve artık gazların termodinamik özelliklerini hesaplayan alt programdır.
- ECP:** Yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerini hesaplayan alt programdır.
- IVPRK:** Diferansiyel formdaki ifadeleri ana programda belirlenmiş adıma göre 4. dereceden Runge-Kutta metoduna göre sayısal olarak çözümleyen alt programdır.

Programın giriş verileri aşağıdaki gibidir:

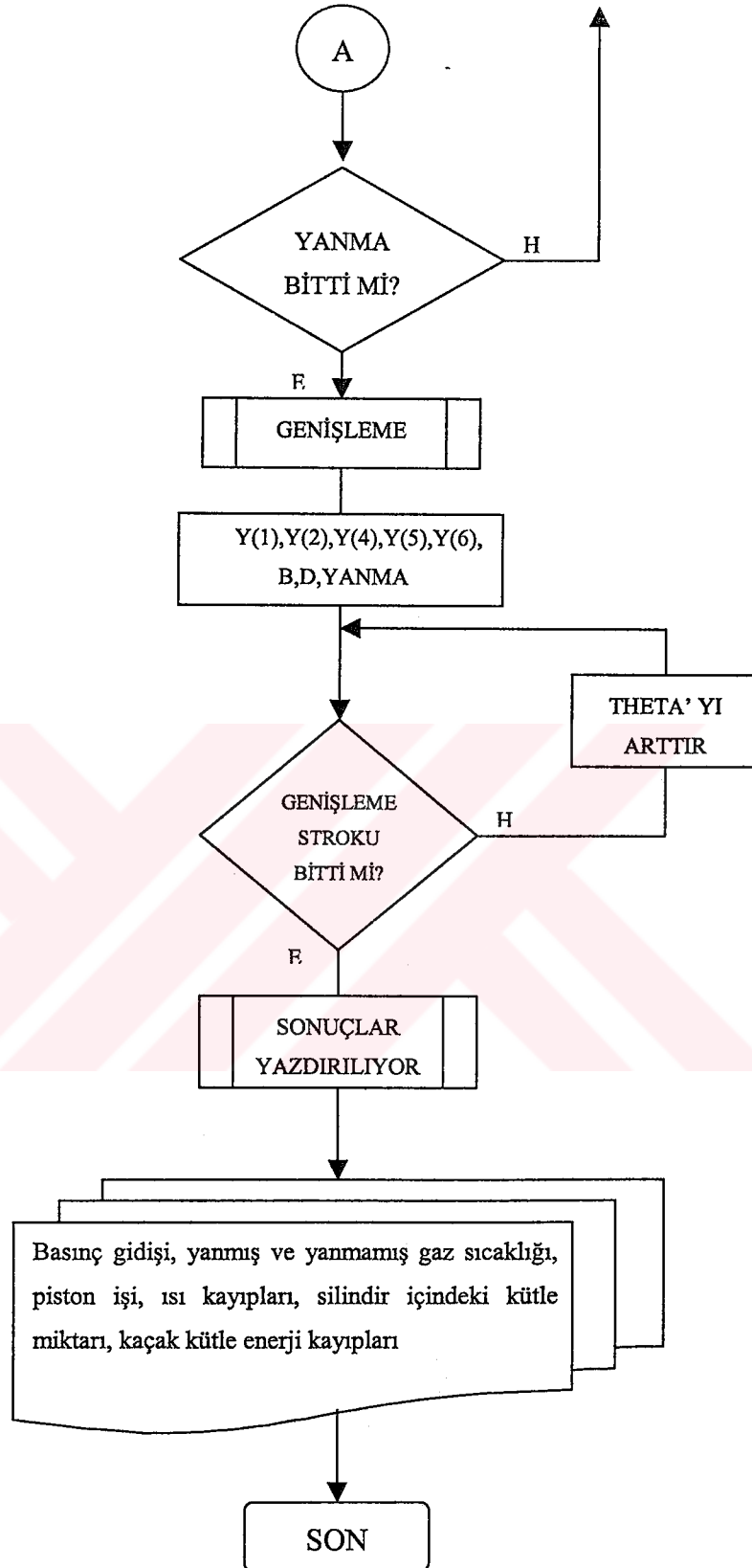
R:	Motor kompresyon oranı,
B:	Silindir çapı,
S:	Strok,
EPS:	Krank yarıçapı-biyel oranı,
RPM:	Motor hızı,
C:	Kaçak katsayısı,
PHI:	Yakıt eşdeğerlik oranı,
F:	Artık oran,
P1:	Sıkıştırma başlangıcındaki basınç,
T1:	Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklık,
T_w :	Silindir duvar sıcaklığı,
θ_s :	Yanma başlangıcı krank açısı,
θ_b :	Yanma süresi,
θ :	Motor krank açısı,
m:	Yanma form parametresi.

Program ortalama efektif basıncı ve motor verimi gibi global büyüklüklerin yanı sıra aşağıdaki büyüklükleri de krank açısına bağlı olarak hesaplamakta ve sonuç dosyasına yazdırmaktadır:

V:	Silindir hacmi,
x:	Yanmış kütle oranı,
P:	Silindir içi basıncı,
T _b :	Yanmış gaz sıcaklığı,
T _u :	Yanmamış gaz sıcaklığı,
W:	Piston işi,
Q ₁ :	Isı kaybı,
M:	Kütle,
H ₁ :	Enerji kaybı.



Şekil 3.6 Gerçek motor çevrimi bilgisayar algoritması



Şekil 3.6 Gerçek motor çevrimi bilgisayar algoritması devamı

4. HESAP VE DENEY SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

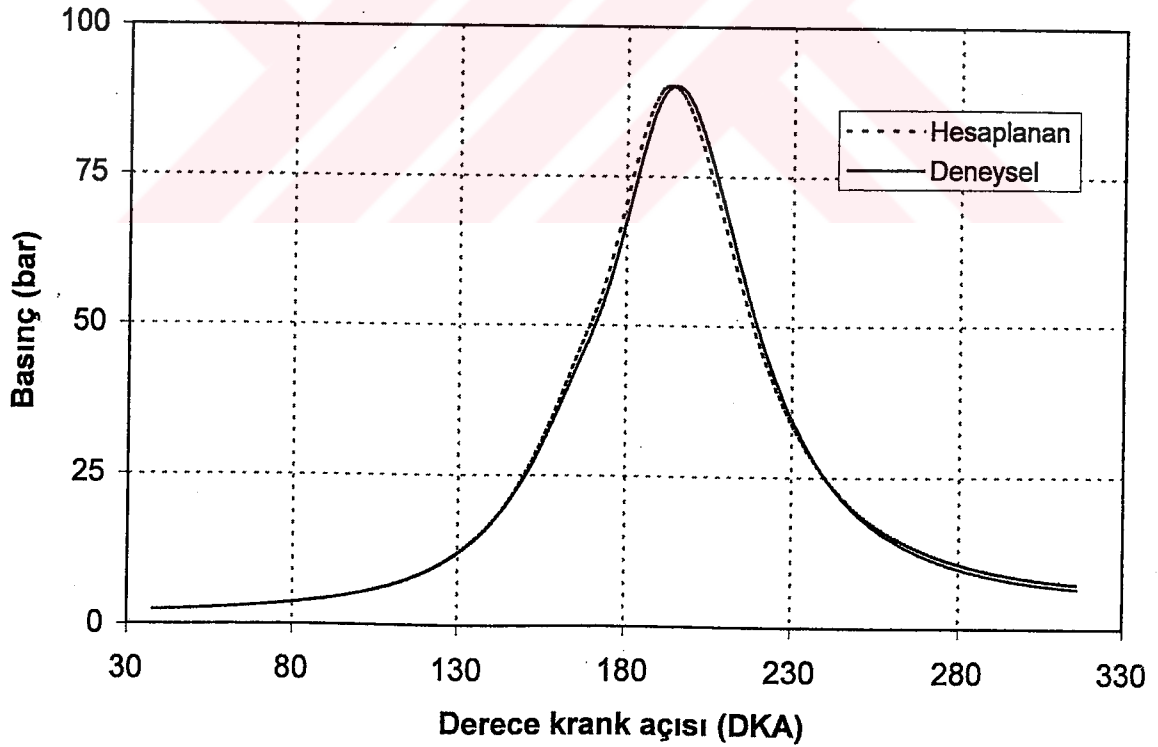
Buraya kadar olan bölümlerde içten yanmalı motorlarda silindir içindeki proseslerin hesaplanması için bir ve iki bölgeli yanma modellerine dayalı hesap yöntemlerinin esasları açıklandı. Geliştirilen iki bölgeli yanma modeline dayalı programın doğruluğunu kanıtlamak için aşağıdaki Çizelge 4.1’ de özellikleri verilen 4 zamanlı deney motorundan elde edilen deney sonuçları kullanılmıştır.

Çizelge 4.1 Deney motoru teknik özellikleri

GEOMETRİK BÜYÜKLÜK	DEĞERİ
Çap (cm)	19
Strok (cm)	22
EPS	0.2588
Sıkıştırma oranı	11.20
Devir (rpm)	1500
PHI	0.5754
Emme Valfi:	
Çapı (cm)	5.5
Max. açılma yüksekliği (cm)	16.6862
Açma	523 KA
Kapama	758 KA
Egzoz Valfi:	
Çapı (cm)	5.5
Max. açılma yüksekliği (cm)	16.6270
Açma	307 KA
Kapama	561 KA
Valf bindirmesi	38 KA

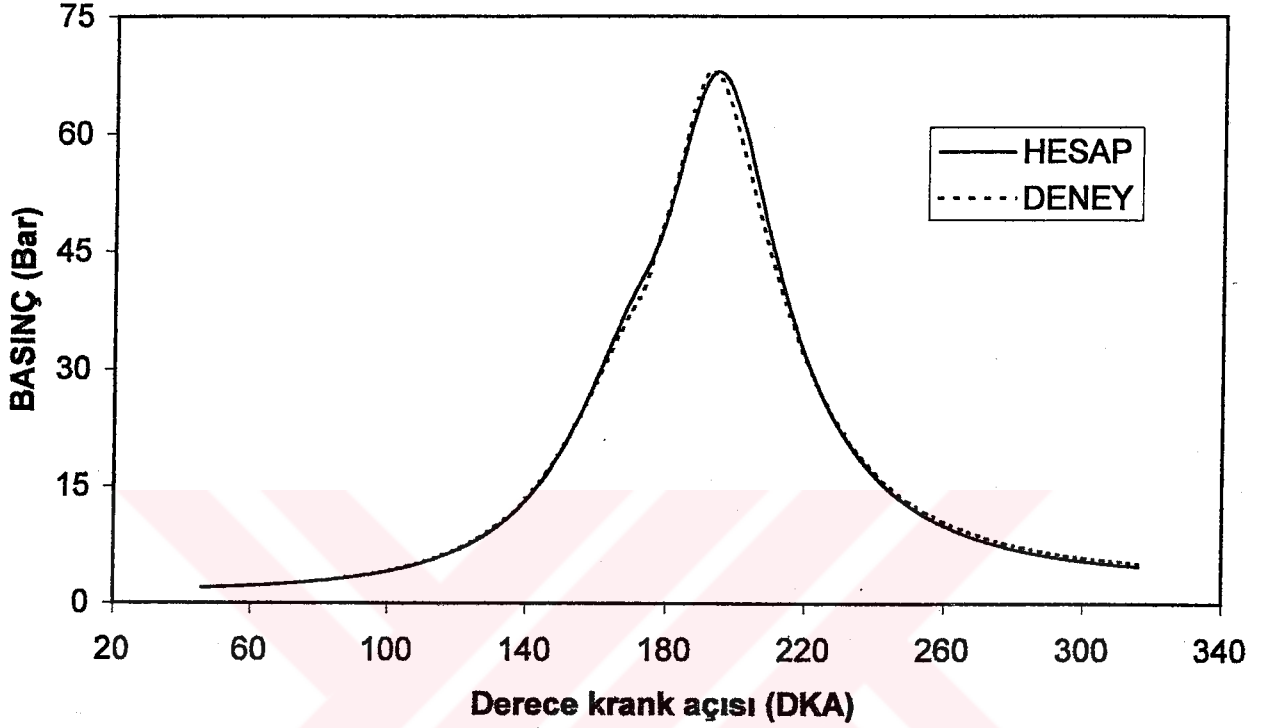
Burada kullanılan deney motoru tek silindirlidir. Yakıt olarak metan (CH_4) kullanılmıştır. Teorik hesaplama bir önceki bölümde verilen bilgisayar algoritmasına göre iki bölgeyi yanma modeli kullanılmış, deney motorunun teknik özellikleri data olarak verilmiş ve proses hesabına sıkıştırma zamanından başlayarak (38 DKA) sırasıyla yanma ve egzoz strokları hesaplanmıştır. Egzoz valfi açıldığında (316 DKA) hesaplama durdurulmuştur. Hesaplama tek çevrim ve yüksek basınç prosesi için yapılmıştır. Aşağıda deney motoru ve teorik hesaplamaların sonuçları grafiksel olarak görülmektedir. Basınç gidişinin krank açısına bağlı değişim grafiğinden de anlaşılabileceği gibi, bilgisayar ile yapılan sayısal çözümleme ve deneysel veriler çok yakın sonuçlar vermiştir. Bu da hesaplamaların doğru ve güvenilir sonuçlar verdiğini kesin olarak göstermektedir.

Şekil 4.1' de deney motorundan $P_{\max}$, 195 DKA' da 90,15 bar olarak okunmuş, bilgisayar ile yapılan çözümlemelerde $P_{\max}$, 193 DKA' da 90.18 bar olarak hesaplanmıştır. Arada 0.03' lük bir fark vardır. Sonucun birbirlerine % 99.97 oranında yakın olduğu açıkça görülmektedir.



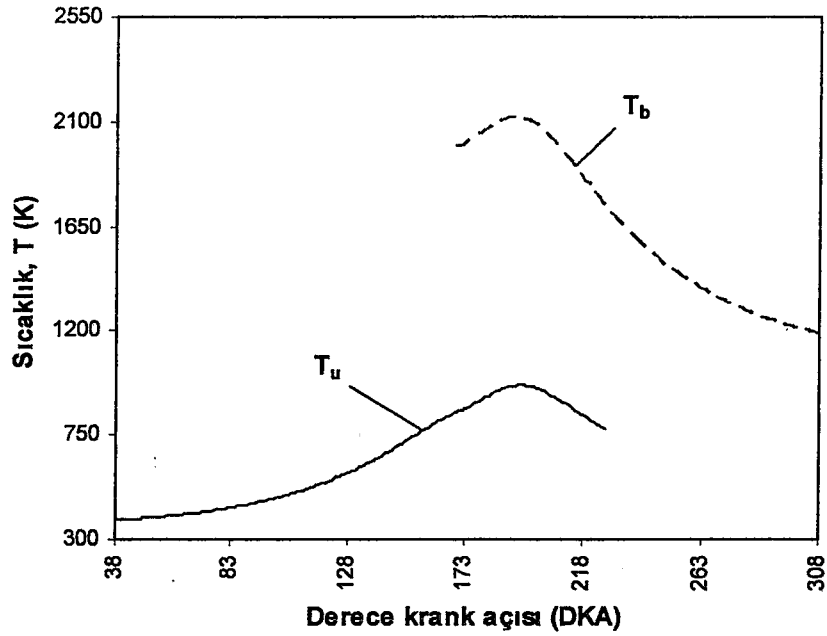
Şekil 4.1 Gerçek motor çevriminde basıncın krank açısına bağlı değişimi

Şekil 4.2' de yarım yükte yine aynı deney motorundan P_{max} , 193 DKA' da 67,940 bar olarak okunmuş, bilgisayar ile yapılan çözümlemede P_{max} , 194 DKA' da 67,989 bar olarak hesaplanmıştır. Arada 0.049' luk bir fark vardır. Buradaki sonucun birbirlerine % 99.93 oranında yakın olduğu açıkça görülmektedir.



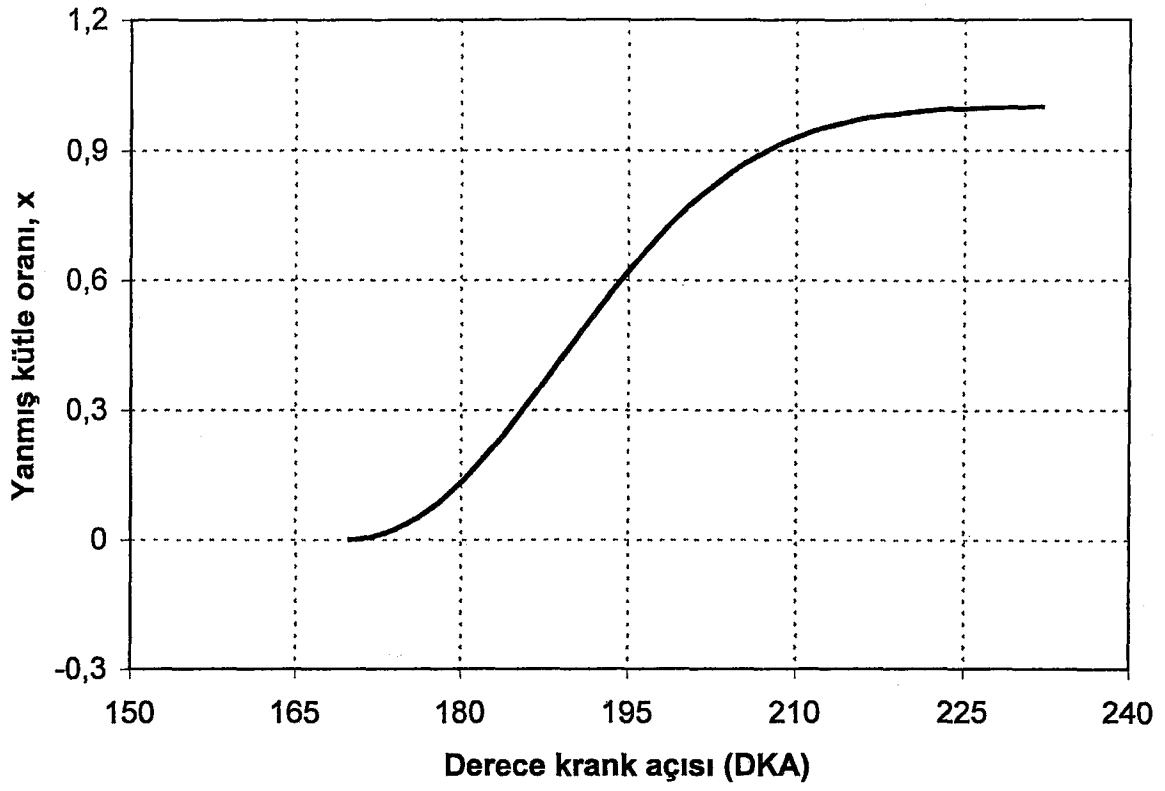
Şekil 4.2 Yarım yükte deneysel motor ile hesaplama sonucu basıncın krank açısına bağlı değişimi

Şekil 4.3' de iki bölgeli yanma modeli kullanılarak elde edilen teorik sonuçlar görülmektedir. Buna göre yanma odasındaki yanmamış gazların en yüksek sıcaklığı (T_b), 191 DKA' da 2118 K' dir. Tam bu anda yanmamış gazların sıcaklığı (T_u)' da 964 K' dir. İki bölgeli yanma hesap modelinde bölgeler arasında ısı transferinin olmadığı kabulü yapılmıştır. Dikkat edilirse yanmamış gazların en yüksek sıcaklığı ile yanmış gazların en yüksek sıcaklığı arasında 1154 K' lik bir sıcaklık farkı mevcuttur. Fakat burada ısı transferi olsa dahi sistem sınırları dahilinde olacaktır. Bu nedenle sistemin iç enerjisindeki değişim dikkate alınmayabilir.

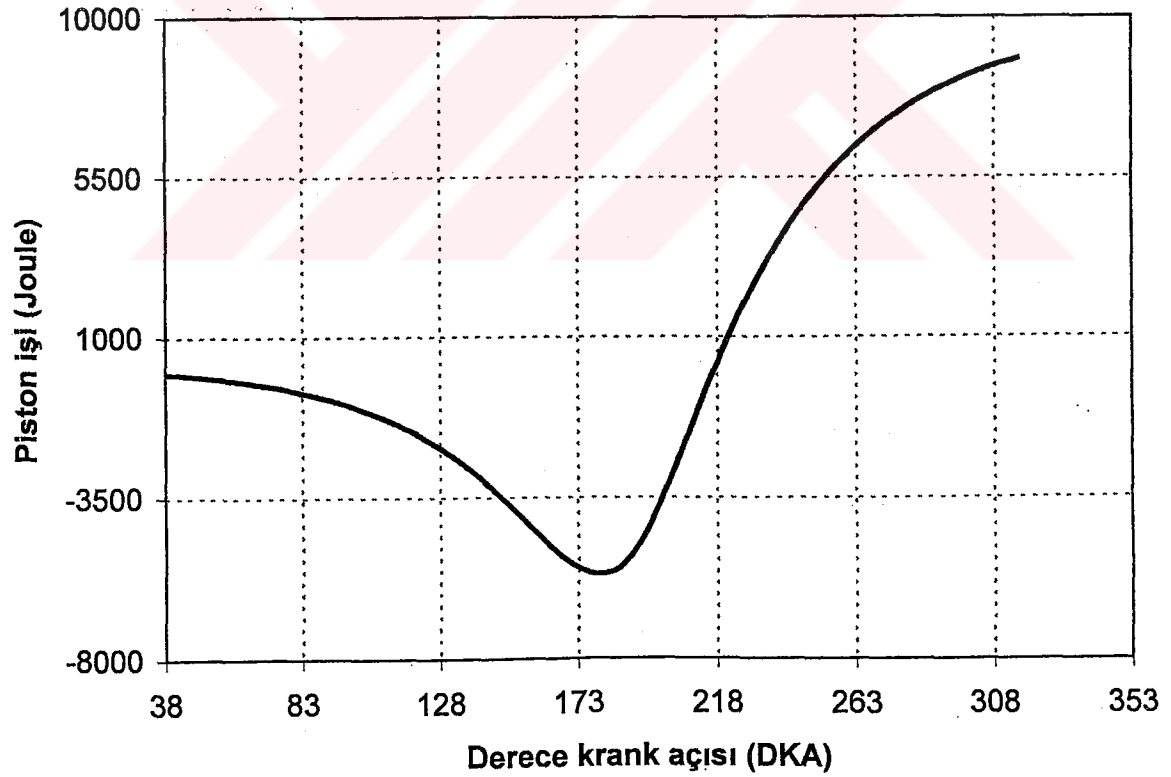


Şekil 4.3 Gerçek motor çevriminde yanmış ve yanmamış gaz sıcaklığının krank açısına bağlı değişimi

Şekil 4.4' de yanma gidişinin değişimi görülmektedir. Yanma hızı, yanmanın başladığı 169 DKA' da artış göstermiş ve yanma sona erdiğinde $x=1$ değerinde sabit kalmıştır. Yanma gidişi ile ilgili olarak teorik hesapta Viebe yanma fonksiyonu kullanılmıştır. Bu fonksiyonda yanma gidişini etkileyen en önemli parametre (m) form parametresidir. Form parametresine bağlı olarak yanma gidişinin nasıl etkilendiği ile ilgili sonuçlar bir sonraki bölümde ele alınmıştır.



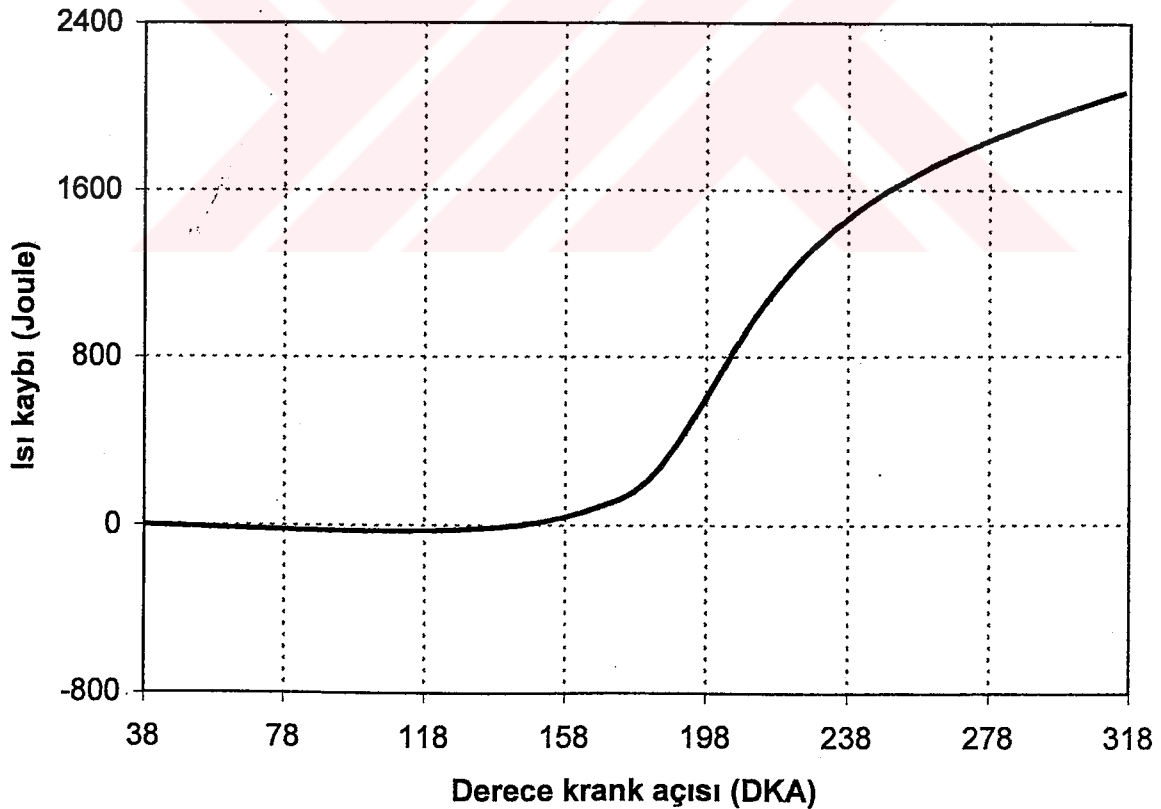
Şekil 4.4 Yanmış kütle oranının krank açısına bağlı değişimi



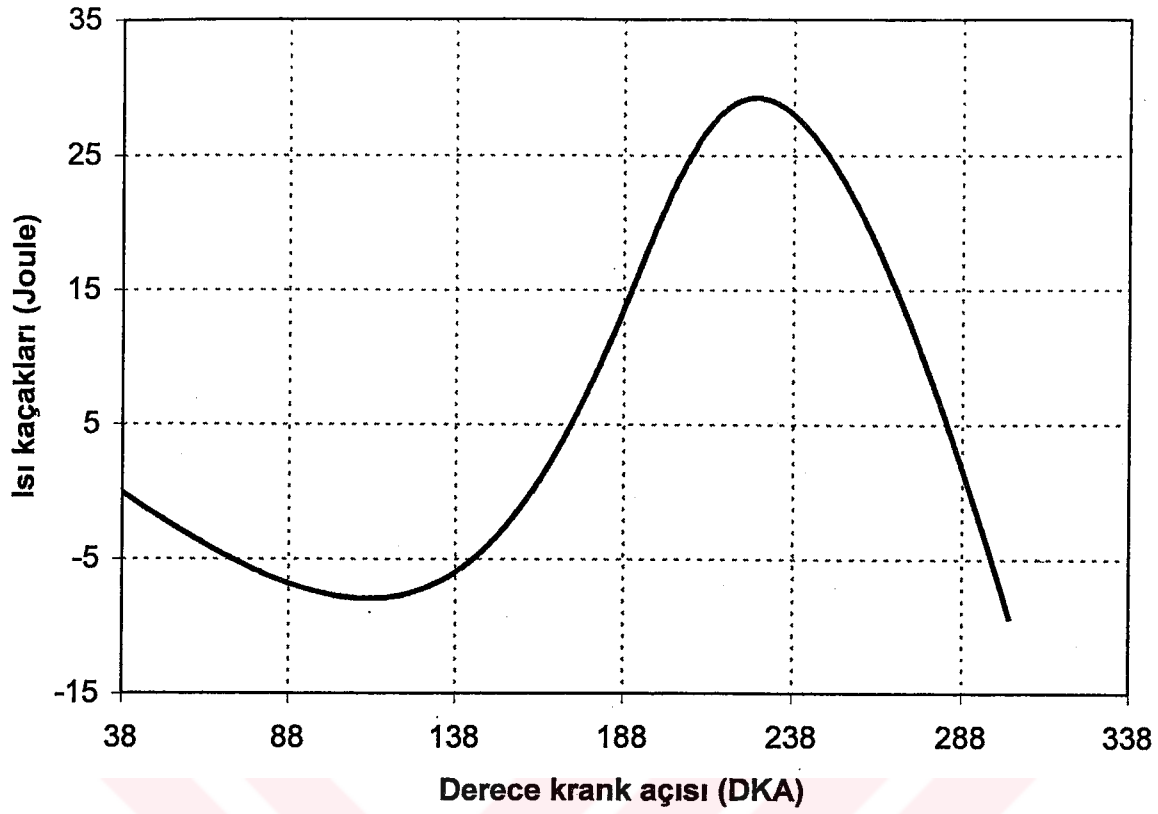
Şekil 4.5 Gerçek motor çevriminde yapılan işin krank açısına bağlı değişimi

Şekil 4.5' de motorun piston işinin krank açısına bağlı değişimi gösterilmiştir. Piston işi motor gücünün hesaplanmasında önemli bir parametredir. Şekil 4.5 incelenirse piston işi 38 DKA' dan 217 DKA' a kadar negatif bir değere sahiptir. Bu sisteme yapılan işi gösterir. Yani pistonu verilen sıkıştırma işidir. Diğer taraftan piston 217 DKA' da +61 joule' lük pozitif iş yapmaya başlar ve 316 DKA' da + 8812 joule' lük işe kadar devam eder. Sonuçta grafiğin negatif alanı motorda iş kaybını, pozitif alan da iş kazancını verir. Şekil 4.4' de motorun iş kazancı daha fazladır. Motorda iş kaybı en yüksek değerine ÜÖN' da -5639 joule' lük bir işe ulaşmaktadır.

Şekil 4.6' de motorda ısı kayıplarının krank açısına bağlı değişimi gösterilmiştir. Yüksek ısı kayıpları yanma anında oluşan yüksek sıcaklıkla orantılı olarak artar. Yüksek sıcaklık egzoz emisyonlarından NO_x oluşumu açısından istenmeyen bir durumdur. Ayrıca artan ısı transferi ısı kayıplarını da artırır dolayısıyla motor veriminde azalma meydana gelir. Şekil 4.6' de en büyük ısı kaybı yanmanın başladığı 169 DKA' dan itibaren başlamış ve yüksek basınç prosesi sona erinceye kadar artmaya devam etmiştir.



Şekil 4.6. Isı kayıplarının krank açısına bağlı değişimi



Şekil 4.7 Isı kaçaklarının krank açısına bağlı değişimi

Şekil 4.7' da motorda ısı kaçaklarının kranka açısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Isı enerjisi kayıpları çoğunlukla kaçak kütle miktarıyla orantılıdır. Kaçak kütle beraberinde ısı enerjisi de taşır. Bu nedenle kaçak kütle miktarı arttıkça ısı kaçaklar da o nispette artar.

Şekil 4.7' da ki grafiğe göre, ÜÖN civarında bu değer (yanma anında) 8,90 joule' dür. Isı kaçak miktarı en yüksek değerine 29,25 joule ile 227 DKA' da ulaşmaktadır. Bu değer de yanmanın sona erdiği krank açısına tekabül etmektedir. Bu noktadan itibaren ısı kaçaklarında azalma olmaktadır. Motorda ısı kaçığının artması motor verimini de düşürür.

5. YANMANIN MOTOR ÇEVİRİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

İçten yanmalı motorların ön araştırma devresinde yanma gidişi ya bilinmez ya da prototip bir motorda yapılan bazı ölçümlerden belirlenebilir. Motor tasarımında önemli bir sorun yanma karakteristiklerinin motor performansına etkisinin belirlenmesidir (Kesgin, 1996).

Bu etkiyi belirleyebilmek için Viebe yanma fonksiyonundaki yanma süresi, yanma başlangıcı ve form parametresi sistematik bir şekilde aşağıdaki sınırlarda değiştirilmiştir. Bu parametrik çalışmanın sonuçları aşağıda sunulmuştur.

Yanma süresi alt limiti 70 DKA, üst limiti 100 DKA olarak alınmıştır. Yine yanma başlangıcı için alt limit ÜÖN' dan önce (-25) DKA ve üst limiti ÜÖN' dan önce (-5) DKA aralığında alınmıştır. Yanma form parametresi alt limit olarak 1.0, üst limit olarak 2.0 olarak alınmıştır.

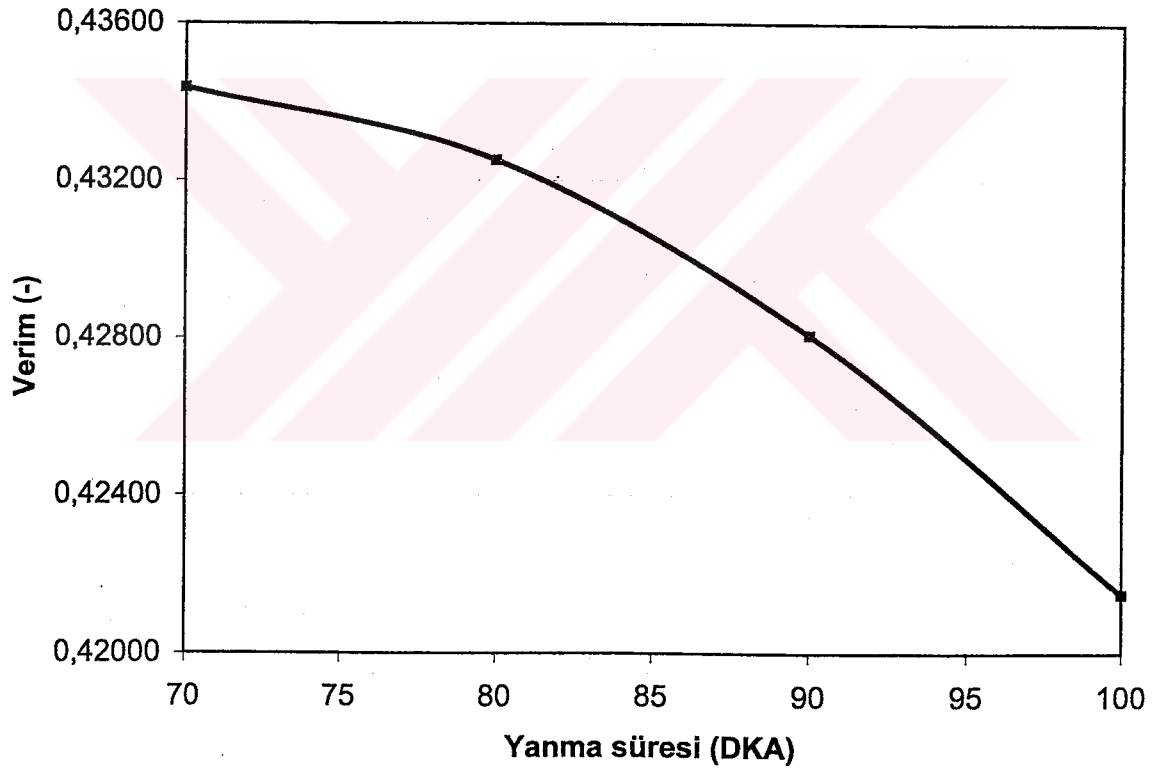
Bu parametrik çalışmada yakıt miktarı, hava fazlalık katsayısı ve diğer motor büyüklükleri sabit tutulmuş, sadece ilgili parametre değiştirilmiştir. Sonuçlar motor verimi, silindir içindeki basınç ve sıcaklık gidişlerine göre irdelenmiştir (Kesgin, 1996).

5.2 YANMA SÜRESİNİN ETKİSİ

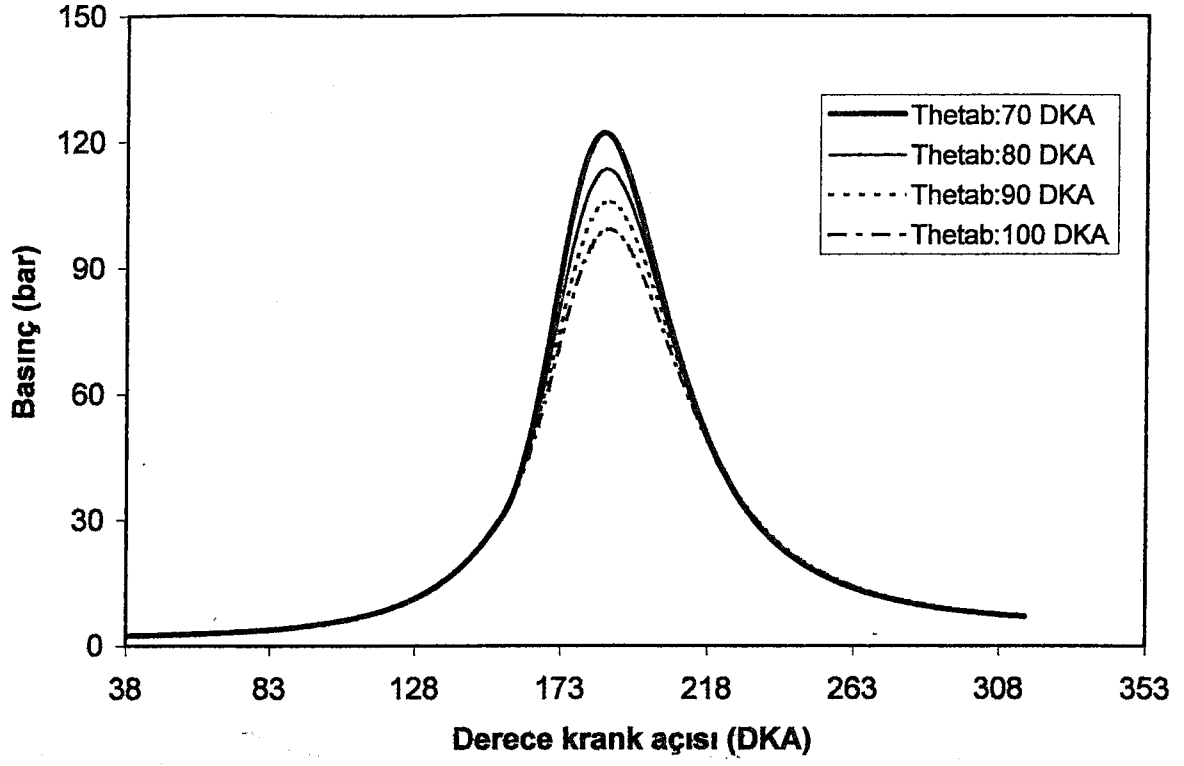
Yanma süresi motor performansı ve emisyon oluşumu açısından en önemli parametrelerden birisi olup, daha verimli bir motor işletmesi için kısa yanma süresi uygun olmaktadır özellikle NO_x emisyonlarının oluşumunu hızlandırdığı için kısa yanma süresi istenmez, çünkü kısa yanma süresi daha yüksek yanma sıcaklıklarına neden olur. Böylece NO_x tepkimeleri hızlanır ve NO_x emisyonları yüksek değerlere ulaşır (Heywood, 1988).

Yanma başlangıcının 155 derece krank açısı ve form parametresinin 1.0 değeri sabit tutulup, yanma süresinin değiştirildiği bu parametrik çalışmanın sonuçları Şekil 5.1’ de gösterilmiştir. Yanma süresinin 30 DKA uzaması halinde, motor veriminin net %0,13 puan kadar azalmasını sağlamaktadır.

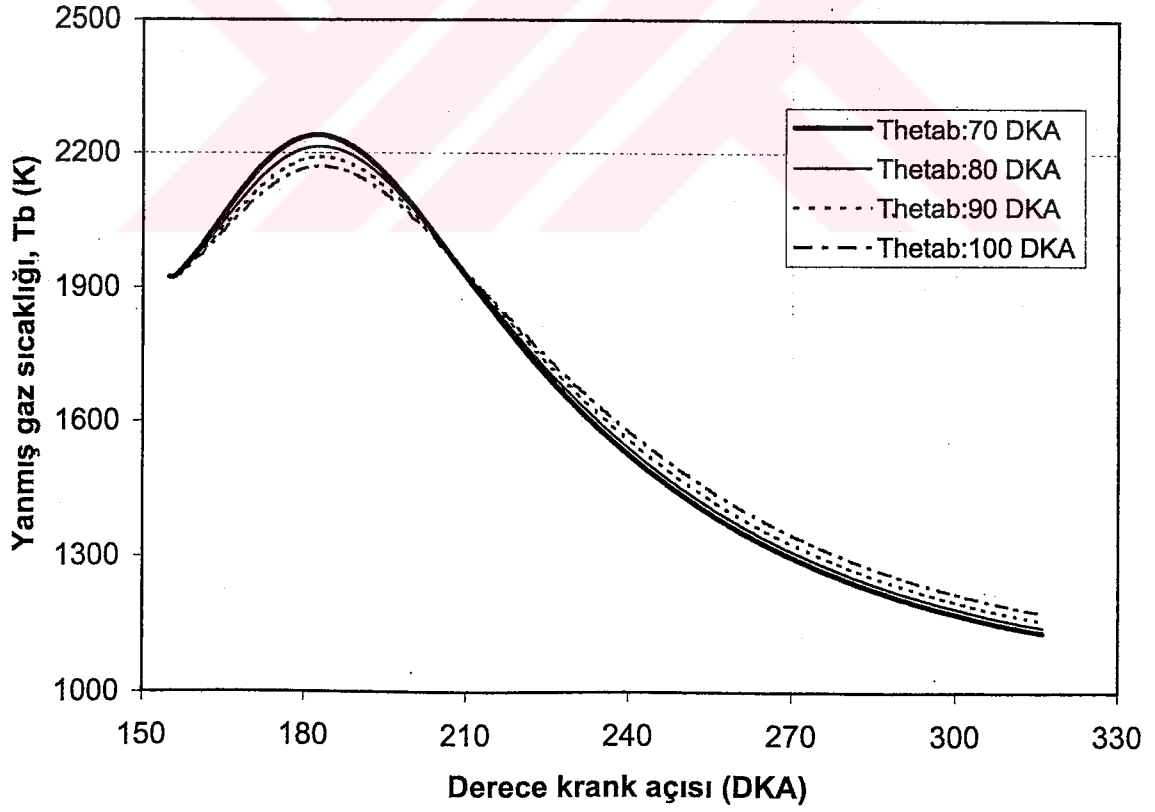
Bunun sebebi, Şekil 5.2’ de görüldüğü gibi, genişleme fazında daha yüksek silindir içi basınçların ve dolayısıyla daha fazla mekanik işin elde edilmesidir. Şekil 5.3’ de farklı yanma süreleri için silindir gaz sıcaklıklarının değişimi görülmektedir. Daha kısa yanma süresi ile daha yüksek silindir içi gaz sıcaklıkları ortaya çıkmaktadır. Bu artan ısı transferi anlamındadır. Ancak artan ısı kayıpları, mekanik iş artışının yanında ihmal edilecek düzeydedir.



Şekil 5.1 Yanma süresinin motor verimine etkisi



Şekil 5.2 Yanma süresinin silindir basıncına etkisi

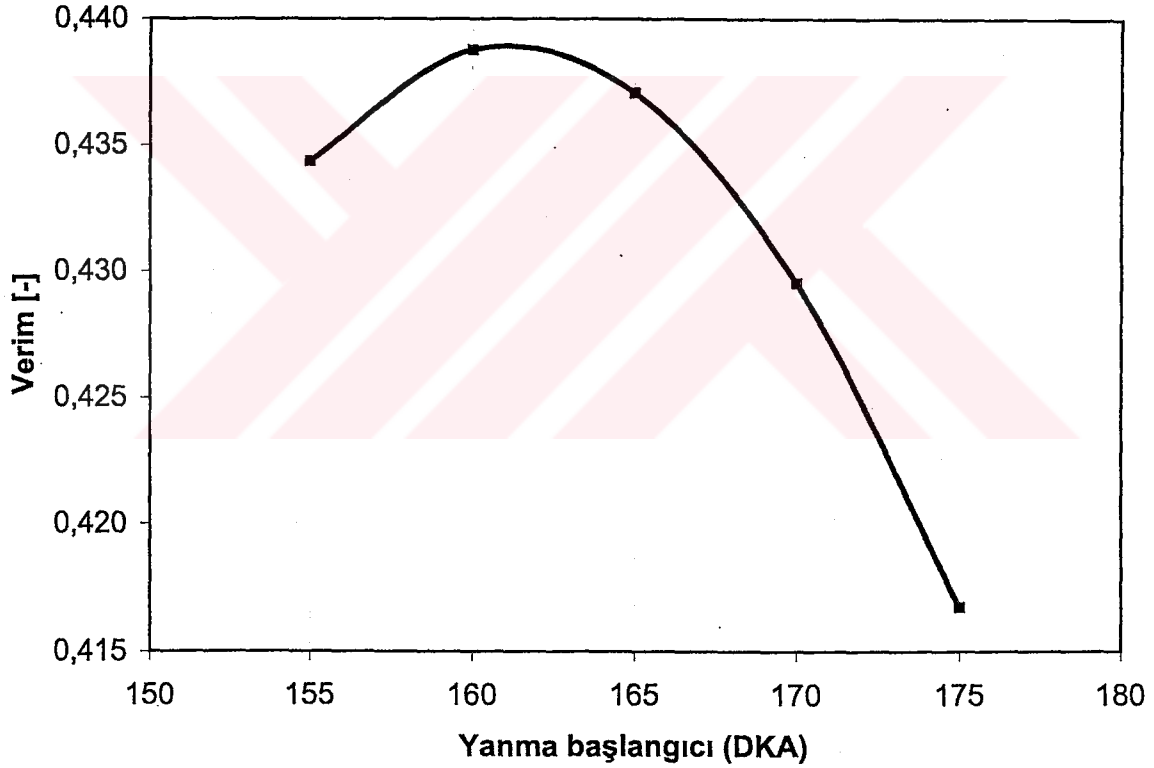


Şekil 5.3 Yanma süresinin yanmış gazların sıcaklığına etkisi

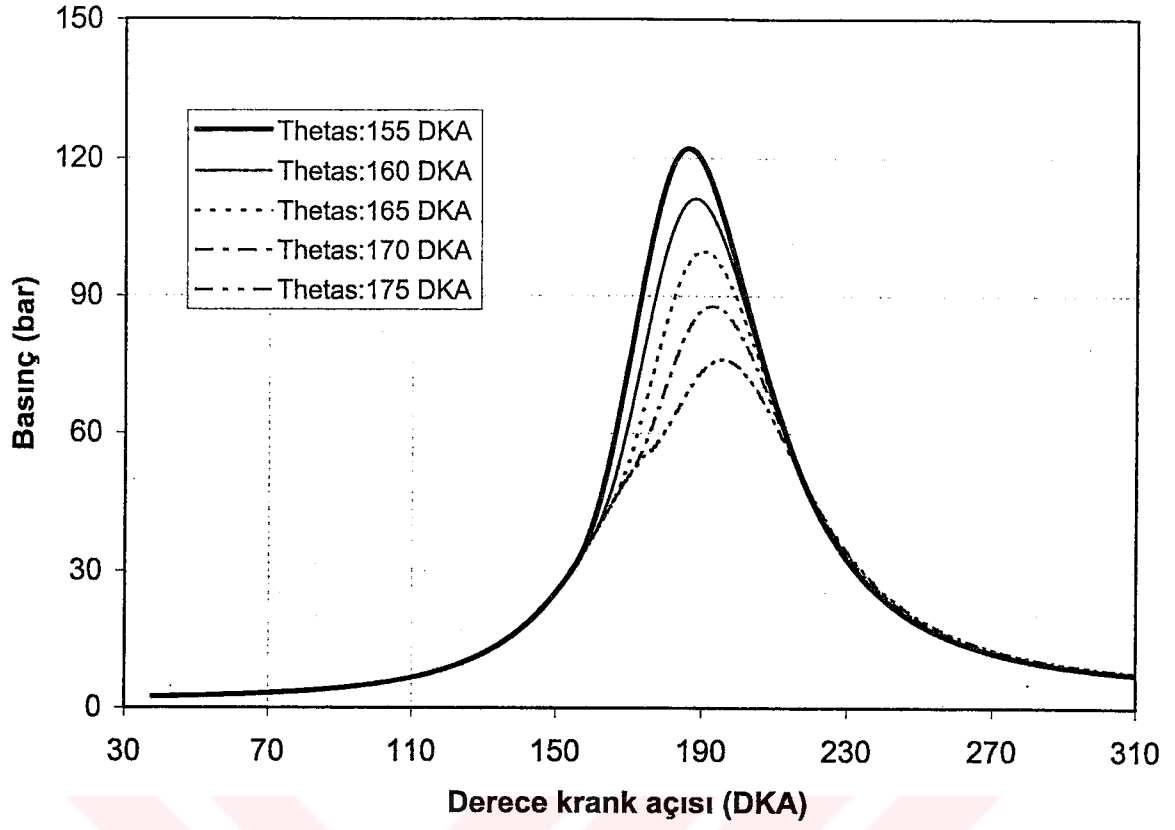
5.3 YANMA BAŞLANGICININ ETKİSİ

Yanma başlangıcının değiştirildiği, yanma süresinin 70 DKA ve form parametresinin 1.0 olarak sabit tutulduğu parametrik çalışmanın sonuçları Şekil 5.4 – Şekil 5.6 da gösterilmiştir. Yanma başlangıcının ÜÖN' ya yaklaşmasıyla motor verimi düşmektedir. Şekil 5.5' de görüldüğü gibi, daha erken yanma başlangıcında sıkıştırmanın etkisi, yanmadan dolayı oluşan basınç artışıyla desteklenmektedir ve genişleme strokunda daha fazla mekanik iş elde edilmektedir.

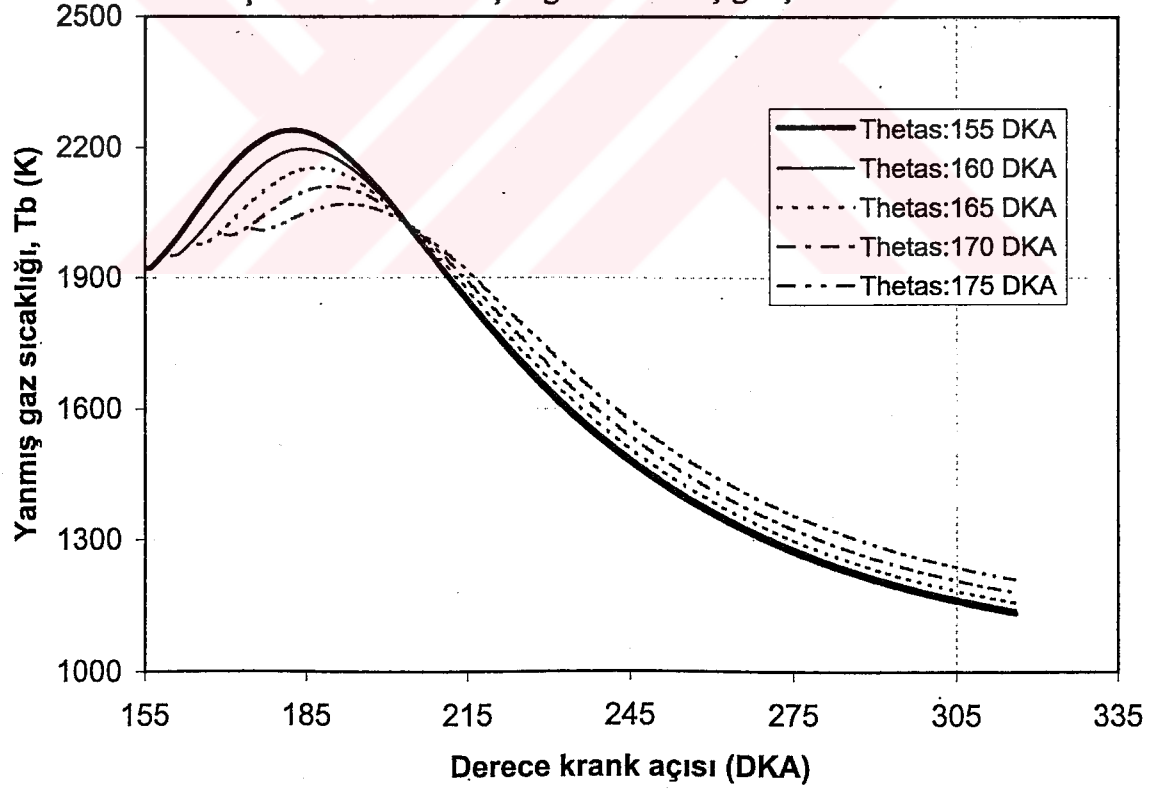
Silindir içi gaz sıcaklıklarının yanma başlangıcıyla değişimi Şekil 5.6' da gösterilmiş olup, yanma süresinin 20 DKA kadar erkene alınması motor veriminde net %1,8 puan artış sağlamaktadır.



Şekil 5.4 Yanma başlangıcının motor verimine etkisi



Şekil 5.5 Yanma başlangıcının basınç gidişine etkisi

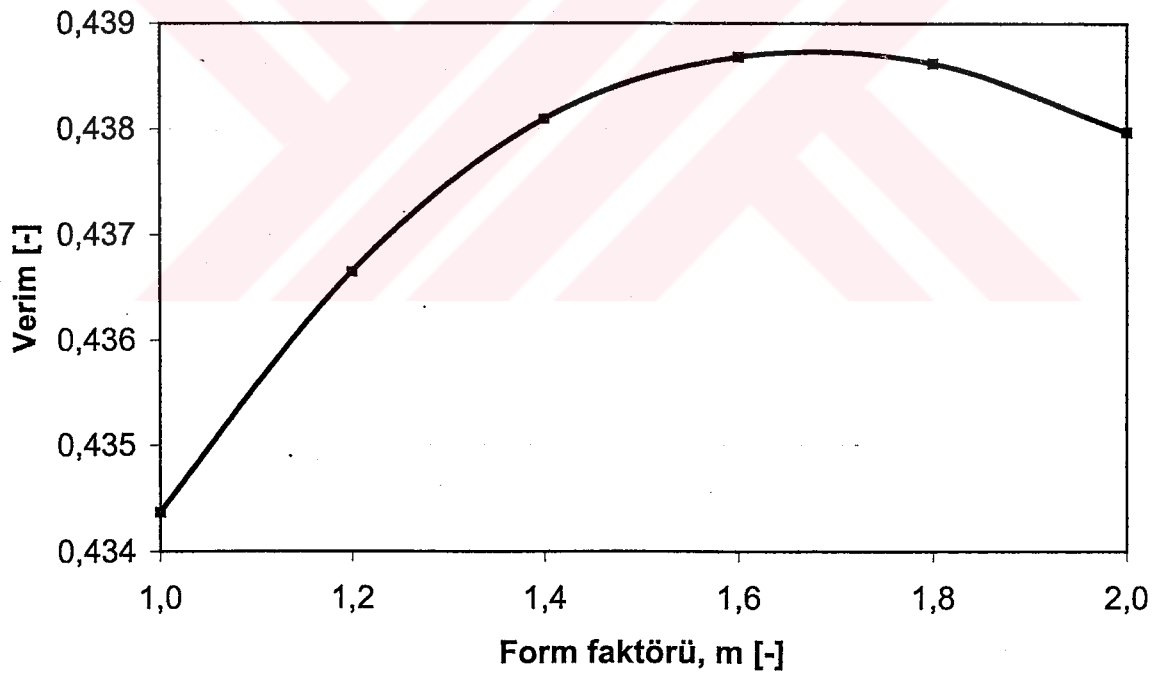


Şekil 5.6 Yanma başlangıcının yanmış gaz sıcaklığına etkisi

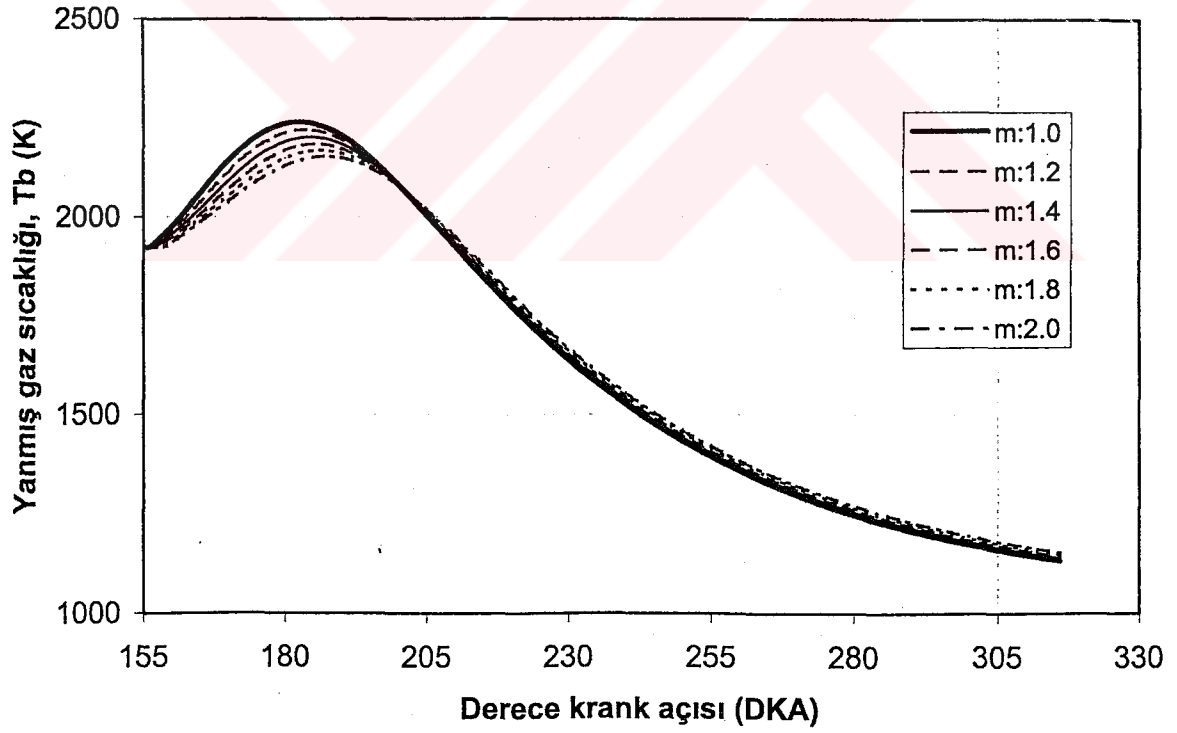
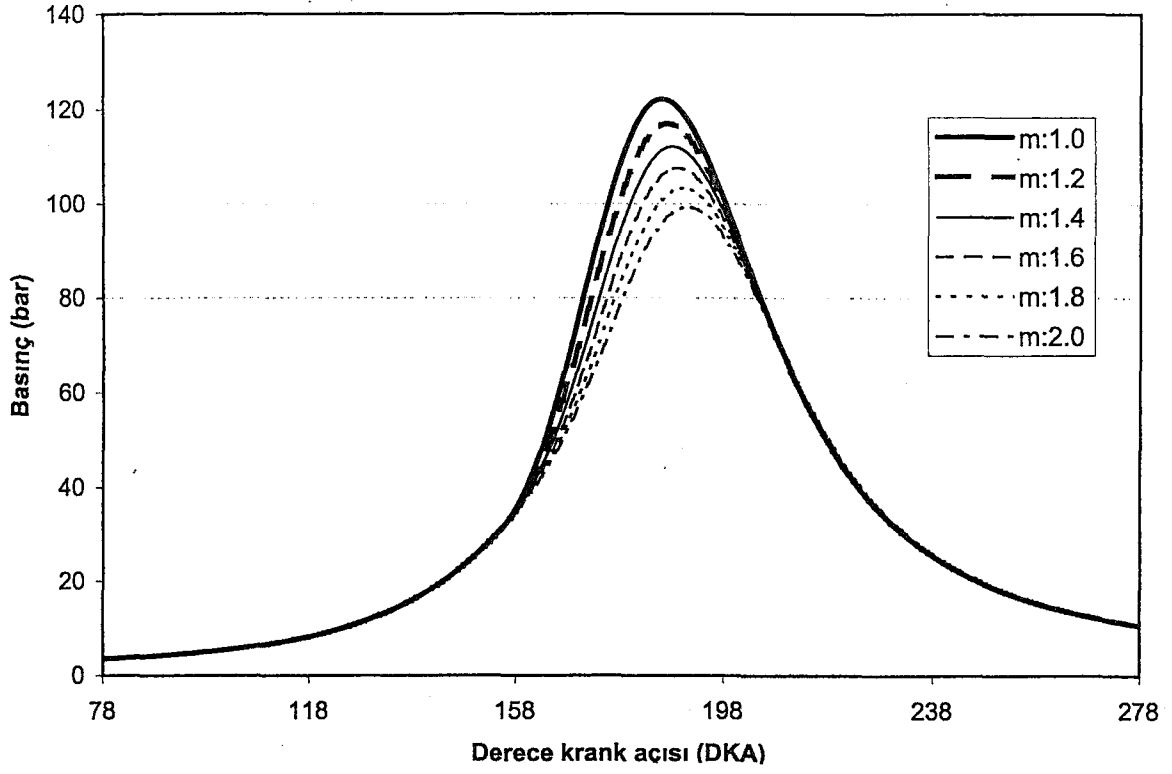
5.2 FORM PARAMETRESİNİN ETKİSİ

Viebe yanma fonksiyonunun diğer önemli bir parametresi form faktörüdür. Küçük Viebe form parametresi hızla başlayan bir yanmayı göstermektedir (Pischinger, 1988). Bu parametrik çalışmada yanma süresi 70 DKA, ve yanma başlangıcı -25 DKA değerinde sabit tutulurken, form parametresi 1.0' dan 2.0' a kadar 0.2 adımla arttırılmıştır.

Sonuçlar Şekil 5.7-Şekil 5.9' da gösterilmiştir. Viebe form parametresinin motor verimine etkisinin gösteren Şekil 5.7' den görüldüğü gibi, form parametresinin 1,0' lık artışı motor verimini net %0,36 puanlık artış sağlamaktadır. Form parametresinin silindir içindeki basınca ve sıcaklığa etkisi Şekil 5.8-Şekil 5.9' da gösterilmiş olup verim artışının genişleme strokundaki mekanik iş artışıyla açıklanabileceğini belirtmek gerekir.



Şekil 5.7 Form faktörünün motor verimine etkisi



6. DOLGU ÖZELLİKLERİNİN MOTOR ÇEVİRİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Sıkıştırma başlangıcında silindire alınmış olan taze dolgunun özellikleri motor çevriminin yüksek basınç kısmı dolayısıyla yanma üzerinde çok etkilidir. Özellikle sıkıştırma başlangıcındaki basınç, sıcaklık ve hava fazlalık katsayısı en etkili parametrelerdendir. Basınç ve sıcaklık özellikle motorun hacimsel verimi üzerinde etkili olup, tüm yanma prosesini etkilemektedir. Aynı şekilde hava fazlalık katsayısı da yanma sıcaklıklarını , dolayısıyla silindirden olan ısı kayıplarını ve motor verimini etkilemektedir. Bu özelliklerin motor emisyonları üzerindeki etkisi ise çok belirgindir (Kesgin, 2003).

Tezin bu kısmında, sıkıştırma başlangıcındaki basınç, sıcaklık ve hava fazlalık katsayısı aşağıdaki sınırlarda değiştirilmiş ve sonuçlar irdelenmiştir.

Sıkıştırma başlangıcındaki basınç: 2.35 bar-2.75 bar (0.1 bar artımla);

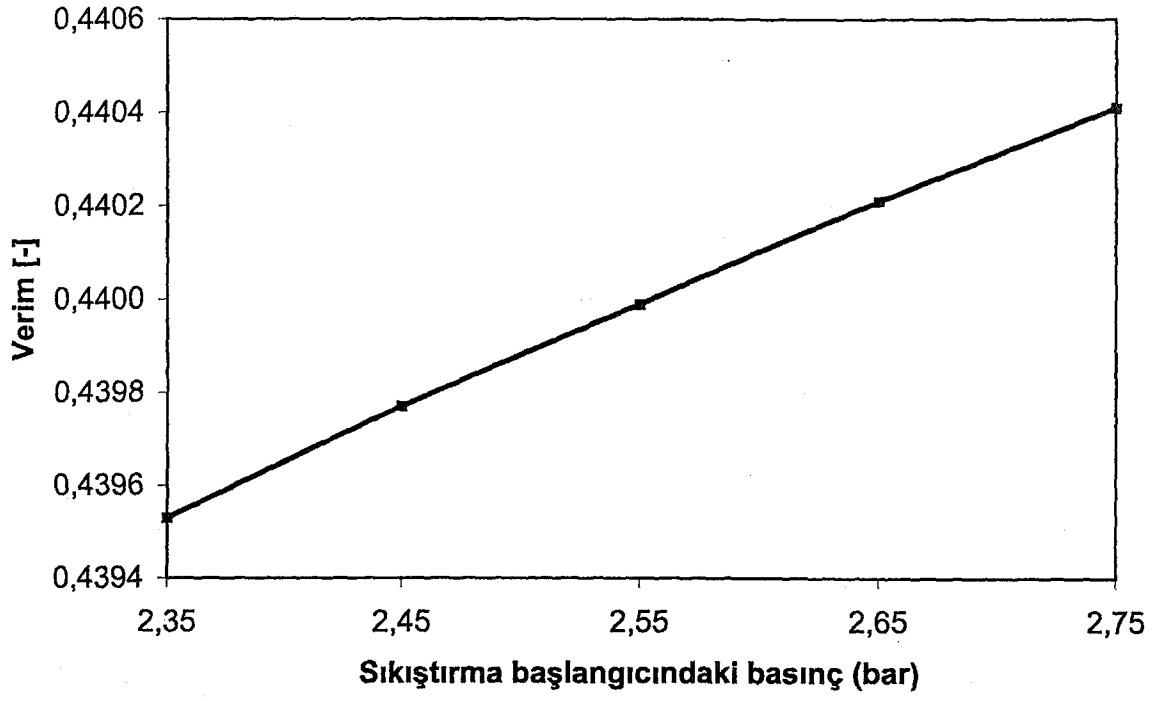
Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklık: 323 K-363 K (10 K artımla);

Hava fazlalık katsayısı: 1.5- 2.0 (0.1 artımla).

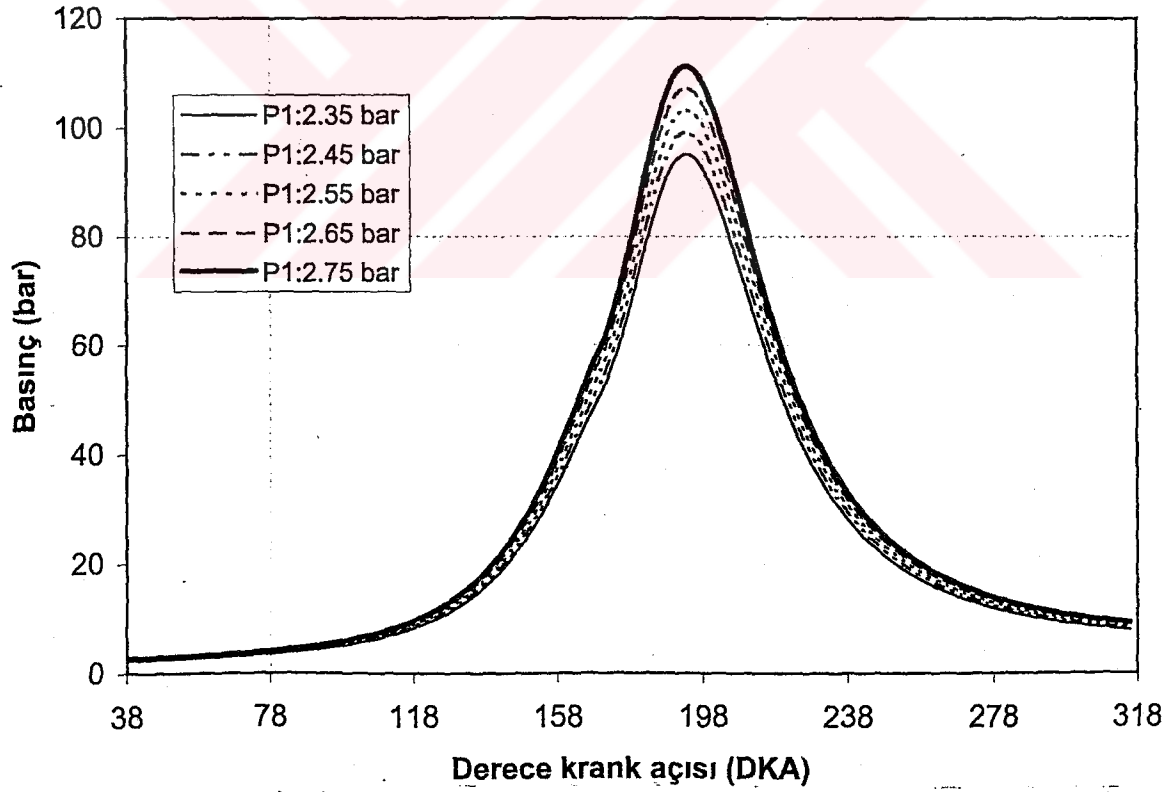
6.1 SIKIŞTIRMA BAŞLANGICINDAKİ BASINCIN ETKİSİ

Hava fazlalık katsayısının 1.7 ve sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklığı 350 K sabit değerinde tutulduğu bu parametrik çalışmada sıkıştırma başlangıcındaki basınç değiştirilmiştir. Sıkıştırma başlangıcındaki basıncın motor verimine etkisi Şekil 6.1' de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi basıncın 0,40 bar' lık artışıyla motor verimi net %0,088 puan artmaktadır.

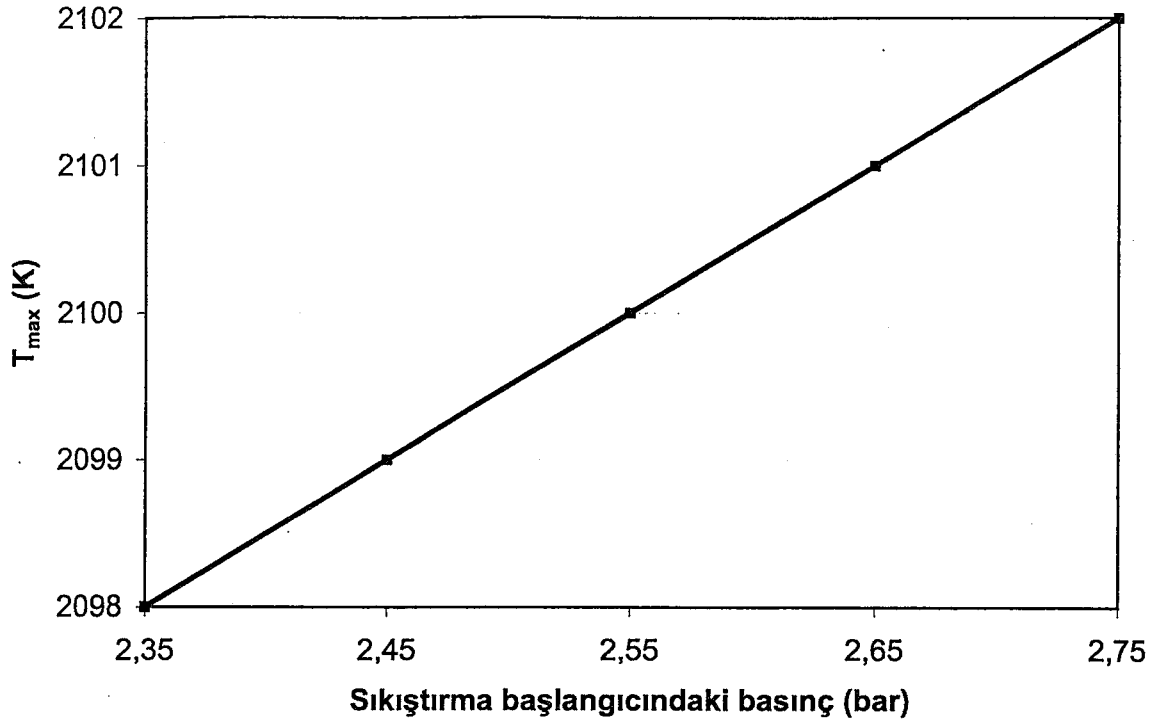
Artan dolgu basıncıyla yanma sırasında da yüksek silindir içi basınçlar, dolayısıyla artan mekanik iş kazancıyla motor verimi artmaktadır. (Şekil 6.2.). Şekil 6.3' de ise dolgu basıncının silindir içindeki sıcaklığın maksimum değerine etkisi görülmektedir.



Şekil 6.1 Sıkıştırma başlangıcındaki basıncın motor verimine etkisi



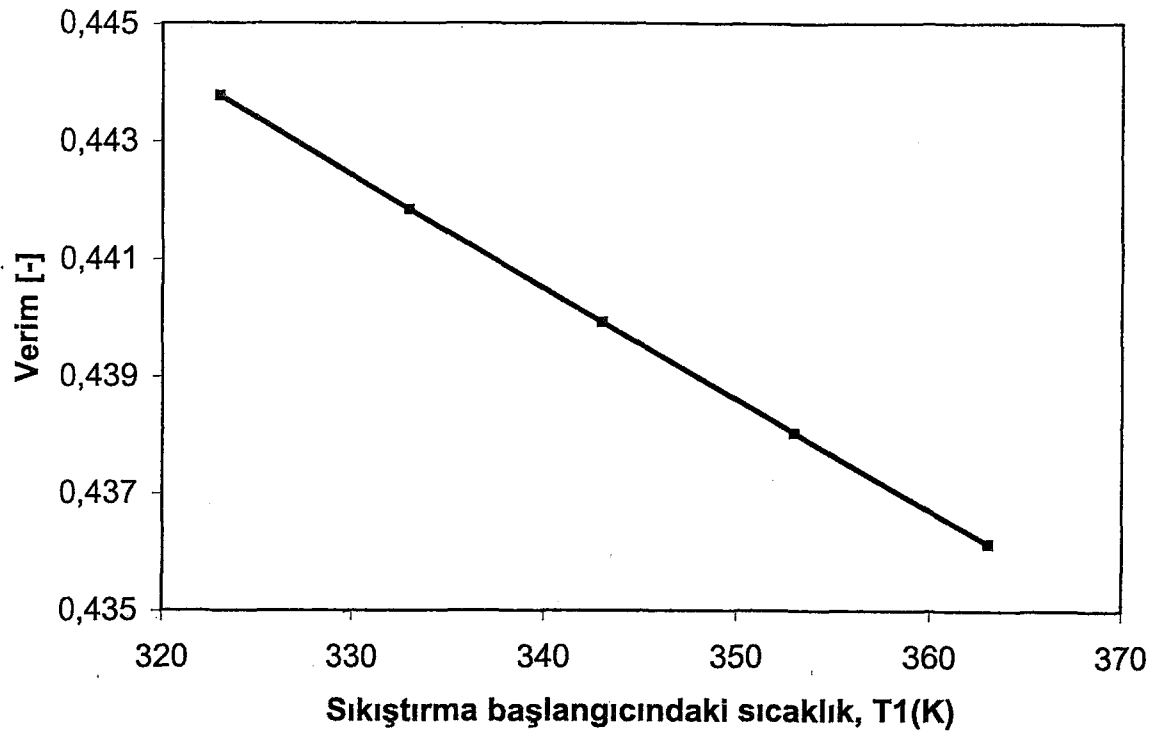
Şekil 6.2 Sıkıştırma başlangıcındaki basıncın yanma anında silindir içindeki basınç gidişine etkisi



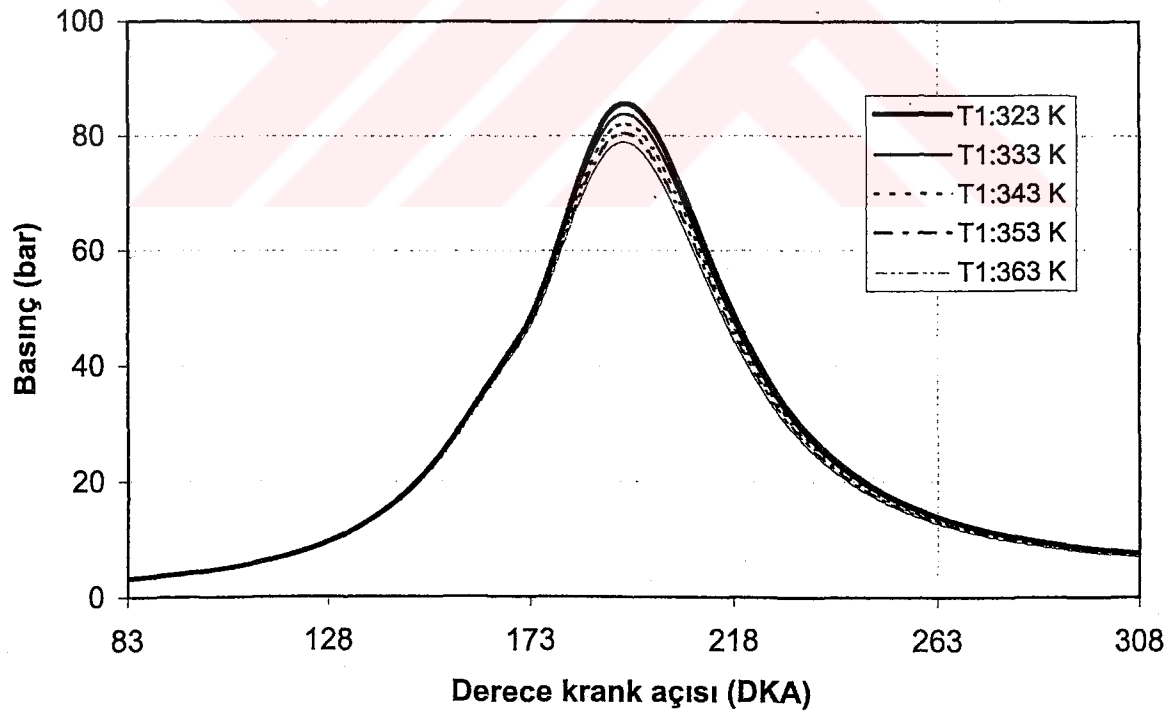
Şekil 6.3 Sıkıştırma başlangıcındaki basıncın maksimum sıcaklığa etkisi

6.2 SIKIŞTIRMA BAŞLANGICINDAKİ SICAKLIĞIN ETKİSİ

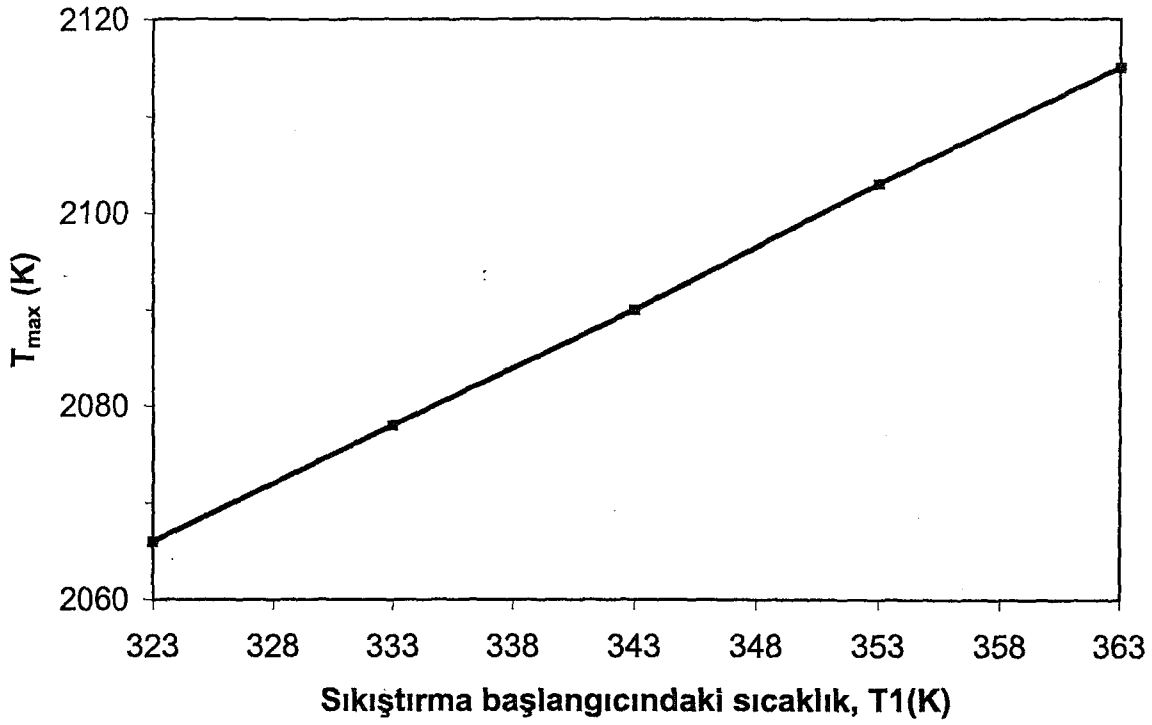
Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklık yukarıda belirtilen sınırlarda değiştirilirken, basınç 2.0 bar ve hava fazlalık katsayısı 1.7 değerinde sabit tutulmuştur. Şekil 6.4' de sıcaklığın motor verimine etkisi gösterilmiş olup 50 DKA' lık sıcaklık artışı motor veriminde %0,76 puanlık bir düşüşe neden olmaktadır. Artan sıcaklıkta silindir içindeki basıncın değişimi Şekil 6.5' de gösterilmiş olup, basınç seviyeleri artan sıcaklıkta düşmekte, dolayısıyla mekanik iş kazancı azalmaktadır. Şekil 6.6' da ise silindir içindeki maksimum sıcaklıklar gösterilmekte olup, artan sıcaklık seviyesi, silindirden olan ısı kayıplarını da arttığını göstermektedir.



Şekil 6.4 Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklığın motor verimine etkisi



Şekil 6.5 Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklığın basınç gidişine etkisi

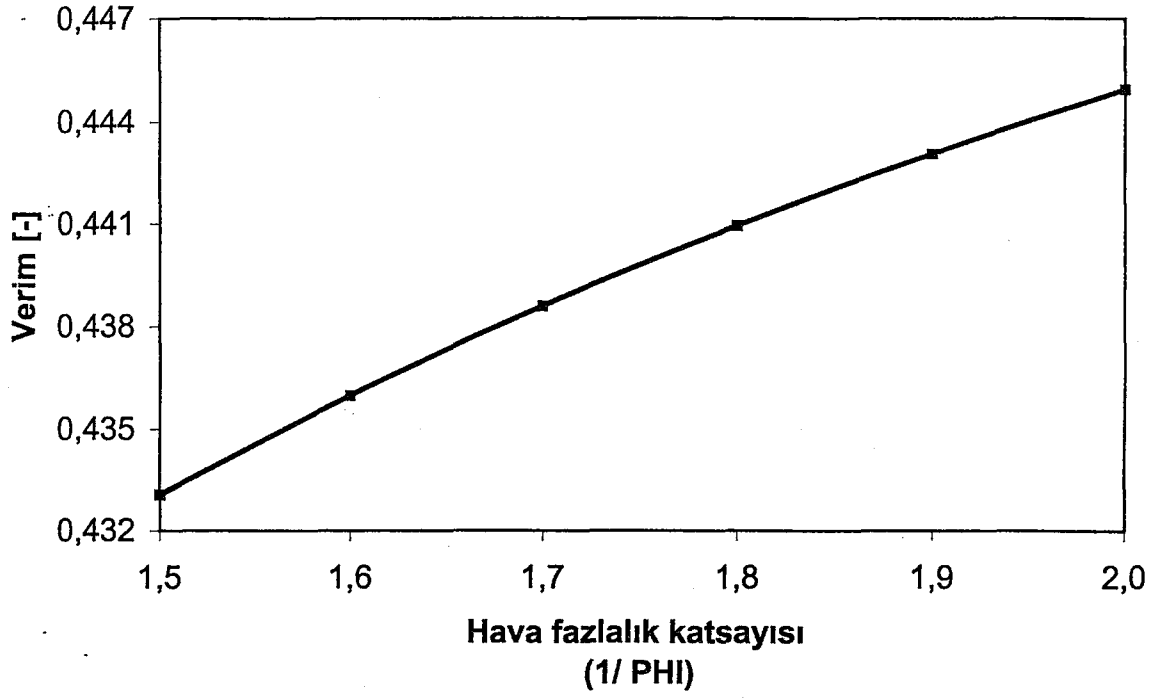


Şekil 6.6 Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklığın maksimum sıcaklığa etkisi

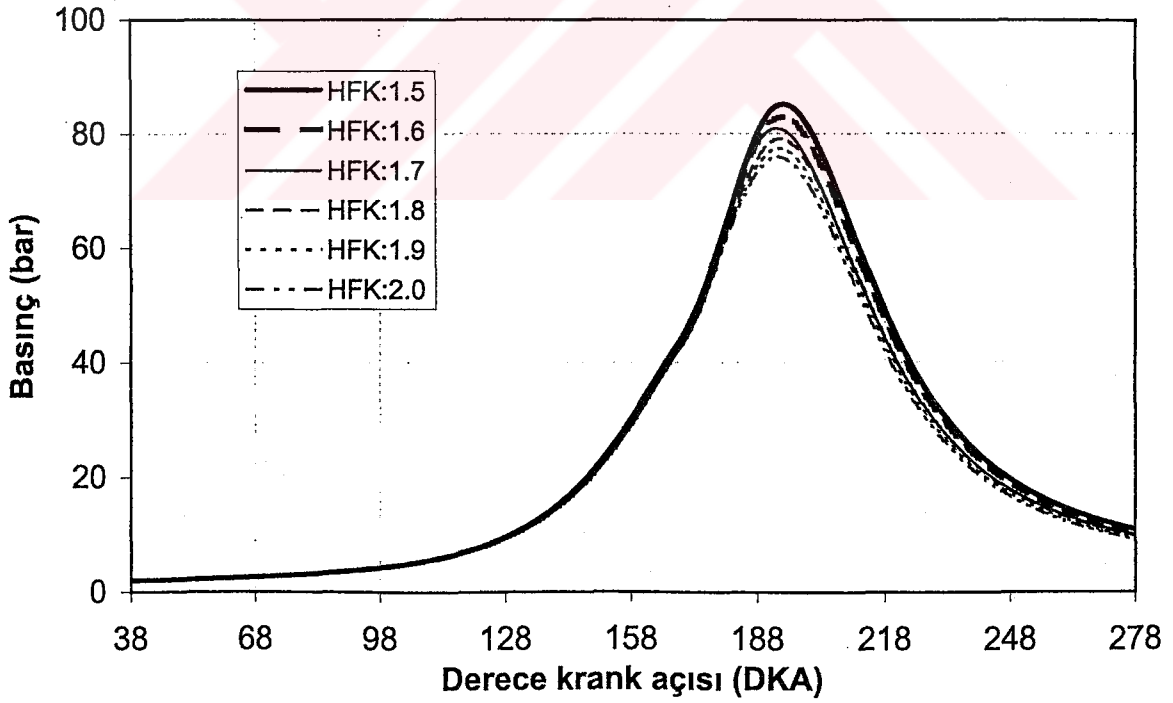
6.3 HAVA FAZLALIK KATSAYISININ ETKİSİ

Fakir karışımlı bir motor işletmesi daha fazla hava gerektirir. Daha fazla hava ise silindir dolgusunun motor prosesinin yüksek basınç kısmında daha düşük sıcaklıklar nedeniyle düşen ısı kayıpları, dolayısıyla artan motor verimi demektir. Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklığın 350 K ve basıncın 2.0 bar olarak sabit tutulduğu bu parametrik çalışmada hava fazlalık katsayısının 0,5 lik artışı motor veriminde net %1,19 puanlık bir artış getirdiği belirlenmiştir. (Şekil6.7).

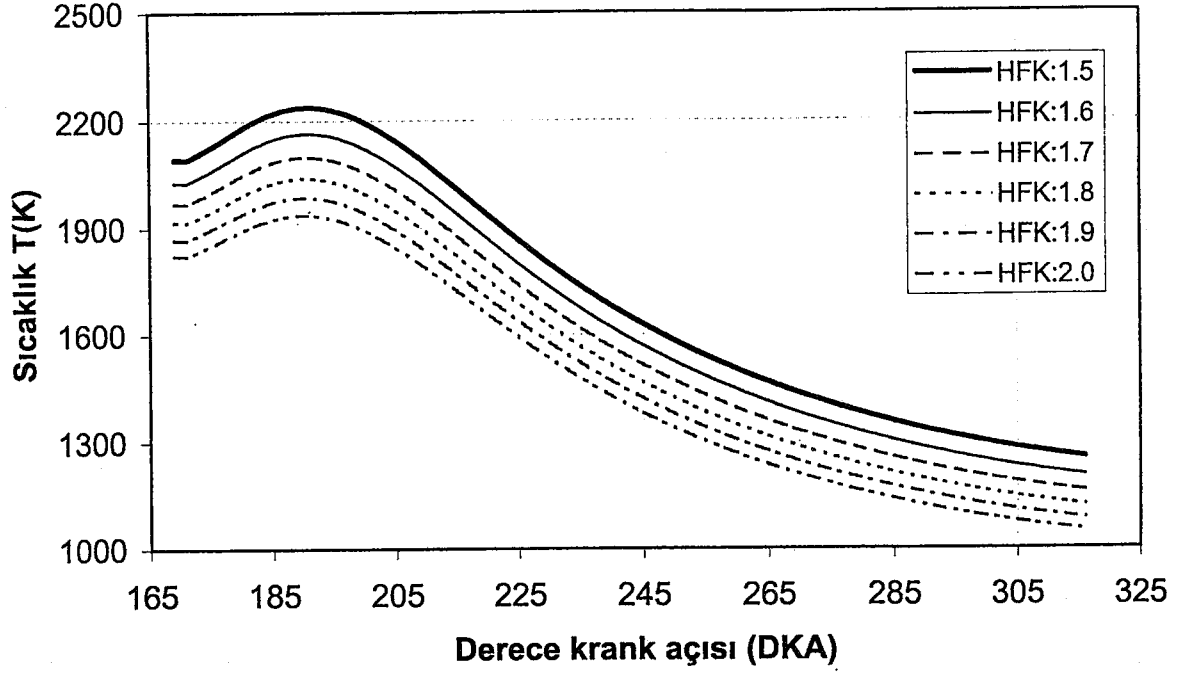
Artan hava fazlalık katsayısıyla silindir içindeki basınç seviyesinin artması verim artışının asıl nedenidir.(Şekil 6.8). Ayrıca Şekil 6.9’ da hava fazlalık katsayısıyla silindir içindeki sıcaklıkların nasıl değiştiği gösterilmiştir. Artan hava fazlalık katsayısı ile sıcaklık seviyeleri düşmekte, dolayısıyla ısı kayıpları düşmektedir. Düşen ısı kayıpları da motor veriminin artışı sağlar.



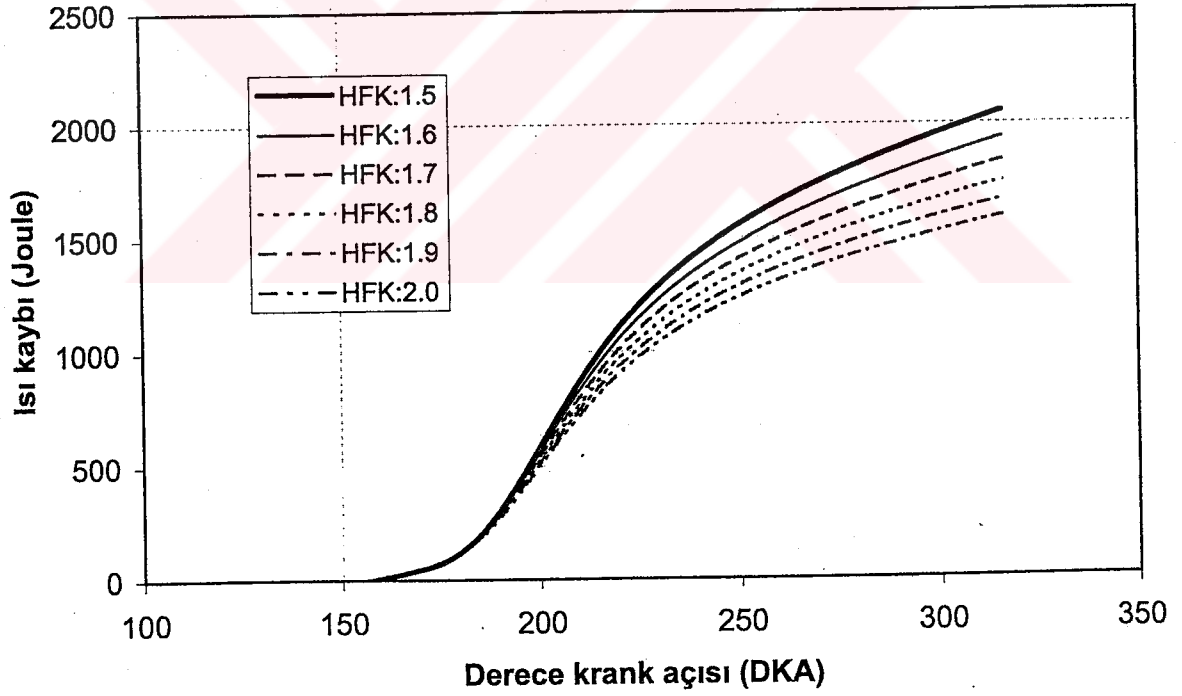
Şekil 6.7 Hava fazlalık katsayısının motor verimine etkisi



Şekil 6.8 Hava fazlalık katsayısının basmaç gidişine etkisi



Şekil 6.9 Hava fazlalık katsayısının yanmış gaz sıcaklığına etkisi



Şekil 6.10 Hava fazlalık katsayısının ısı transferine etkisi

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

İçten yanmalı motorlarda hem bir bölgeli hem de iki bölgeli bir proses hesabının geliştirilip sunulduğu ve geliştirilen hesap modelinin doğruluğunun deney sonuçlarıyla kanıtlandığı bu çalışmanın önemli özellikleri şunlardır:

- Silindirden ısı transferi HOHENBERG eşitliği ile modellenmiştir.
- Yanma için VIEBE yanma fonksiyonu kullanılmıştır.
- Program emme valfinin kapanmasıyla hesaba başlamakta ve egzoz valfi açılıncaya kadar silindir içindeki proses büyüklüklerini zamana bağlı olarak hesaplamaktadır.
- Yanma θ_b süresince devam eder. Yanma 'ÜÖN' ya gelmeden önce θ_s zamanında başlar ve 'ÜÖN' yı geçtikten sonra biter.

Yanmanın motor çevrimine etkisinin incelenmesi için yapılan parametrik çalışmada yanma başlangıcının, yanma süresinin ve Viebe yanma fonksiyonunu karakterize eden yanma form parametresi değiştirilmiş ayrıca dolgu özelliklerinin motor çevrimine etkisinin incelenmesi için yapılan parametrik çalışmada da sıkıştırma başlangıcındaki basınç, sıcaklık ve hava fazlalık katsayıları değiştirilmiştir.

Geliştirilen bu programla yukarıda izah edilen parametrik çalışmalarının sonuçları şöyle özetlenebilir:

- Yanma süresinin kısa tutulması motor verimini azaltmakla birlikte, daha yüksek yanma sıcaklıklarına neden olduğundan, NO_x tepkimeleri hızlanmakta ve NO_x emisyonları yüksek değerlere ulaşmaktadır. Yanma süresinin 30 DKA uzaması motor veriminde net %0,13' lük puan kadar azalmaya neden olur. Ayrıca silindir içi maksimum sıcaklık 70 K artacağından bunun NO_x emisyonları oluşumuna etkisi önemli olacaktır.
- Yanma başlangıcı 'ÜÖN' ya yaklaştıkça motor verimi düşmektedir. Yanma başlangıcı 20 DKA kadar uzatılırsa motor veriminde net %1,8 puan kadar düşüşe neden olur.
- Viebe yanma fonksiyonundaki form faktöründe 1,0 puanlık artış motor veriminde net %0,36 puanlık artış sağlamaktadır.

- Artan hava fazlalık katsayısı, silindir içindeki basıncın artmasına neden olduğundan motor verimi yükselmektedir. Hava fazlalık katsayısı 0.5 arttırıldığında motor veriminde net % 1,19 puanlık artış olmaktadır.
- Sıkıştırma başlangıcında sıcaklık arttıkça motor verimi düşmekte, yine sıkıştırma başlangıcındaki basıncın artmasıyla motor verimi artmaktadır. Sıcaklığın 50 DKA artması motor veriminde net % 0,76 puan kadar düşüş sağlamakta, sıkıştırma başlangıcındaki basıncın 0,40 bar artması ile motor veriminde net % 0,088 puan artış olmaktadır.

Bu çalışmada geliştirilen programın tüm motor çevrimini hesaplaması için dolgu değişimi prosesini hesaplayan kısmının da yazılması yararlı olacaktır. Özellikle iki bölge esasına dayalı olarak elde edilen sonuçlar emisyon hesapları için kullanılabilir ve motorun emisyon karakteristiği elde edilebilir.



KAYNAKLAR

- Al-Baghdadi, M., A., "A Computer Programme For Simulating A Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Engines", Department of Mechanical Engineering, The Higher Inst. Of Engineering, Yefren, Libya.
- Banisoileiman, K., Smith, L.A., Bazari, Z., Mathieson, N., "Simulation of Diesel Engine performance", Trans. IMarE, Vol.105, Part 3, pp 117-135.
- Catania, A.E., Misual, D., Mittica, A., Spessa, E., (2001), "A Refined two-zone heat release model for combustion analysis in SI engines", the fifth international symposium on diagnostics and modelling of internal combustion engines (COMODIA 2001).
- Caton, J.A., (2003), "Effects of burn rate parameters on nitric oxide emissions for spark ignition engines: Results from a three-zone, thermodynamic simulation", SAE, 2003-01-0720.
- Chapra, Canale, Yazılım ve programlama uygulamalarıyla Mühendisler için Sayısal Yöntemler, 2003.
- Ferguson, C.R., (1985) "Internal Combustion Engines, applied thermoscience", John Wiley & Sons,
- Gosman, A.D., "Computer Modeling of Flow and Heat Transfer in Engines, Progress and Prospect", Imperial College of Science and Technology, London.
- Heywood, J.B., (1988) "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, Inc.
- Hirokyu, H., "Diesel engine combustion and its modelling", Department of Mechanical engineering University of Hiroshima.
- Kesgin, U., Untersuchung des einflusses der verbrennung auf den ladungswechsel eines verbrennungsmotors, YTÜ dergisi, 1996/3-4.
- Kesgin, U., (1999/1) "Çok silindirlı bir motorda emme ve egzoz sistemi geometrisinin performans karakteristiklerine etkisi", DEÜ Fen ve Mühendislik dergisi, İzmir.
- Kesgin, U., Study on prediction of the effects of design and operating parameter on NO_x emissions from leanburn natural gas engine, Energy Conversion and Management, Vol.44, p.907-921, 2003.
- Marcus, K., Eriksson, L., (2004), "A Specific heat ratio model for single-zone heat release models", paper offer 04P-14, 2004 Society of Automotive Engineers, Inc.
- Newman C.E., Battah J.J., Tiler, M., (2002), "Spark-Ignited-Engine Cycle Simulation in Modelica", 2nd International Modelica Conference, proceedings, pp.133-142.
- Oh, T.S., Yang, J.S., Oh, S.Z., "Study of four stroke diesel engine performance- cycle simulation using heat release model-", Thermal engine research lab., KAIST.
- Olikara, C. And Borman, G.L., A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products with some applications to I.C. Engines, SAE-75-0468, 1975.
- Pischinger, R., Kraßnig, G., Taucar, G., Sams, Th., Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Springer verlag, Wien, 1989.

Roy, P.,(1994)”Simulation Modeling for The Performance Analysis of Marine Diesel Engines”,MSc Thesis.

Zhu, J., Chan, S.H., (2000) “Modelling of engine in-cylinder thermodynamics under high values of ignition retard”, Int.J. Therm. Sci.

INTERNET KAYNAKLARI:

[1] www.ngml.ksu.edu

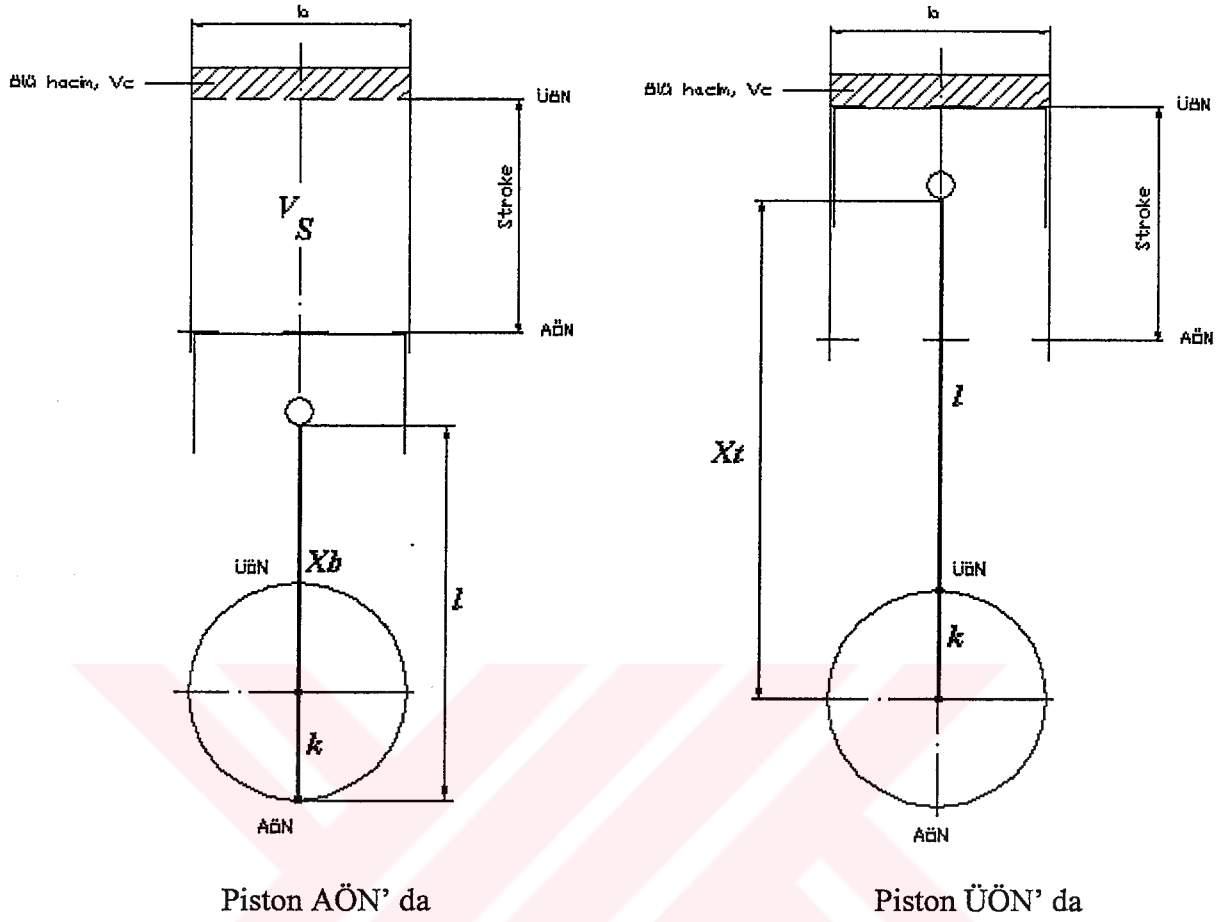


EKLER

Ek 1 Derece krank açısına bağı olarak silindir hacminin hesaplanması için izlenen yol.



Ek 1 Derece krank açısına bağlı olarak silindir hacminin hesaplanması için izlenen yol.



Burada,

k = Krank yarıçapı,
 l = Biyel uzunluğu,
 V_c = Ölü hacim,
 V_h = Stroke hacmi,

Sol taraftaki şekilden, yani piston AÖN' da iken;
 Sağ taraftaki şekilden, yani piston ÜÖN' da iken;
 Strok;

$$X_b = 1 - k$$

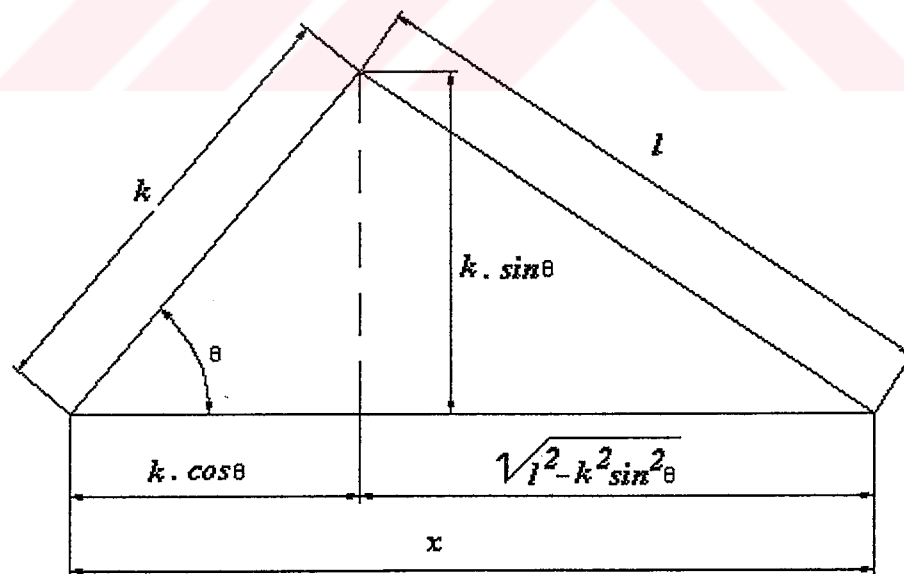
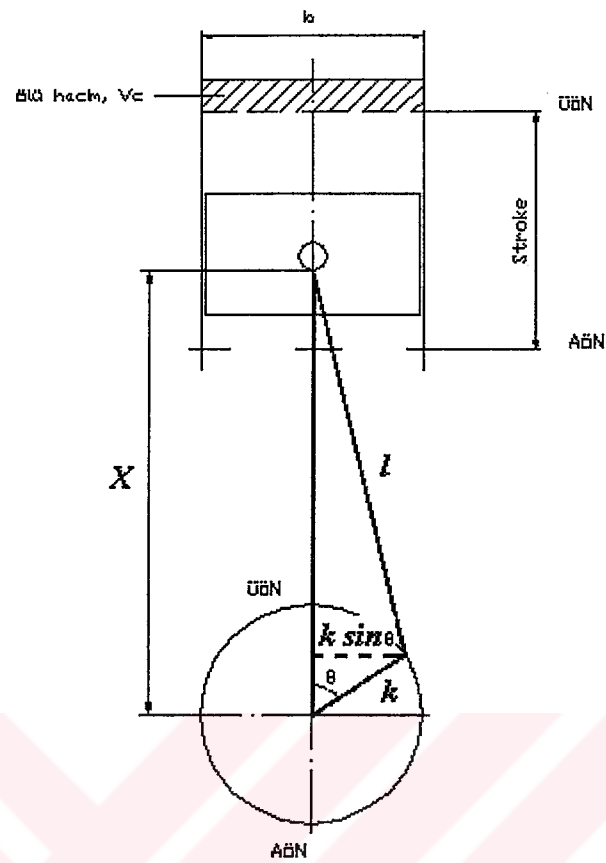
$$X_t = 1 + k \text{ ' dir. Buna göre;}$$

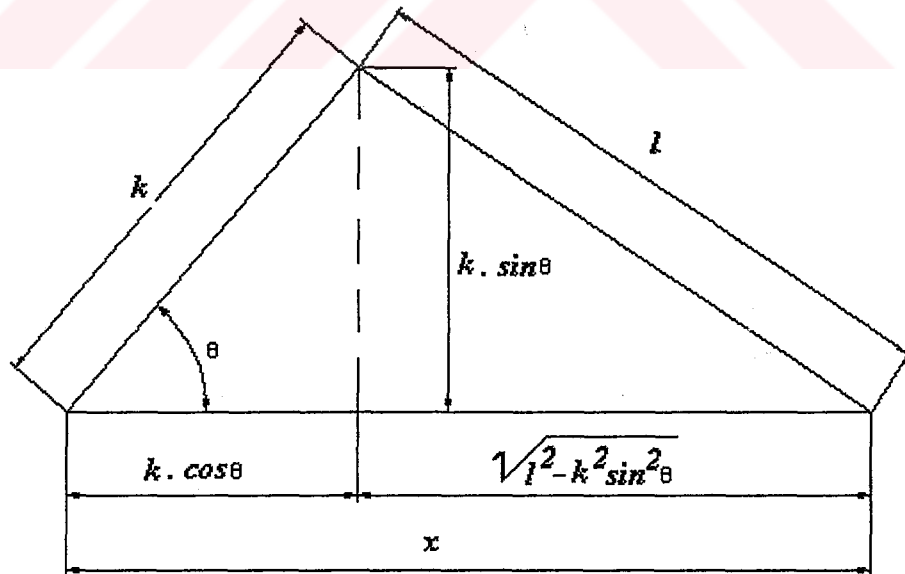
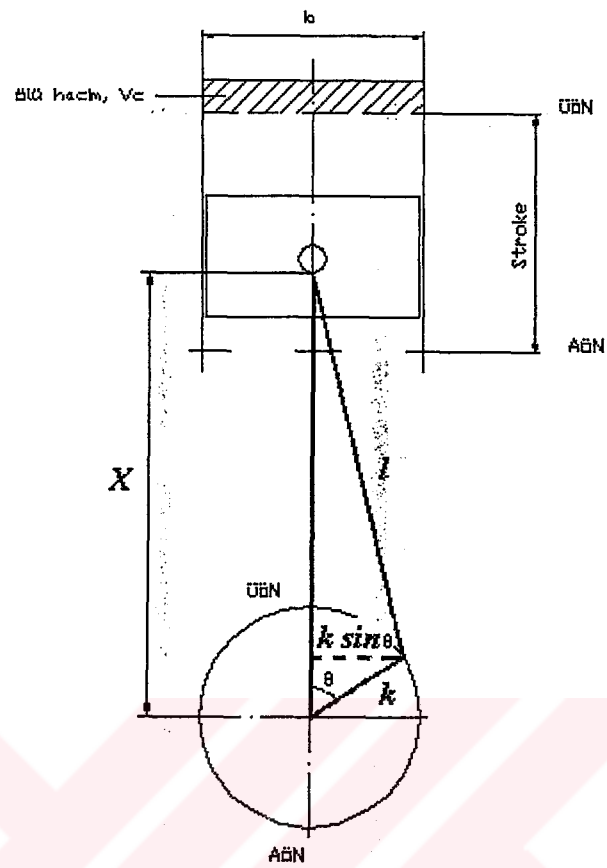
$$S = X_t - X_b = 2 \cdot k \text{ olur.}$$

Ayrıca;

$$V = V_h + V_c - \frac{\pi b^2}{4} (x - x_b) \text{ ' dir. Bu ifade toplam silindir hacmini vermektedir.}$$

Burada x ' in krank açısına bağlı ifadesi çıkarılıp yerine yazılmalıdır. Bunun için aşağıdaki şekilden yararlanılır.





Yukarıdaki şekilden,

$$x = k \cos \theta + \sqrt{l^2 - k^2 \sin^2 \theta}$$

olduğu açıktır. Böylece,

$$V = V_h + V_c - \frac{\pi b^2}{4} (k \cos \theta + \sqrt{l^2 - k^2 \sin^2 \theta} - l + k)$$

olur. Ancak,

$$\frac{\pi b^2}{4} = \frac{V_h}{S} = \frac{V_h}{2 * k} \text{ ve sıkıştırma oranı tanımından:}$$

$$r = \frac{V_h + V_c}{V_c} \text{ ve ikinci terim } V_h,$$

$V_h = V_c(r - 1)$ olarak yazılabilir. Böylece silindir hacmi denklemi,

$$V = V_c + V_c(r - 1) - \frac{V_c(r - 1)}{2 * k} (k \cos \theta + \sqrt{l^2 - k^2 \sin^2 \theta} - l + k) \text{ şeklini alır.}$$

Tekrar düzenleme yapılırsa,

$$V = V_c \left(1 + (r - 1) - \frac{(r - 1)}{2k} [k \cos \theta + \sqrt{l^2 - k^2 \sin^2 \theta} - l + k] \right) \text{ 'dir. Basit bir düzenlemeyle,}$$

$$V = V_c \left(1 + \frac{(r - 1)}{2} \left[\cos \theta + \sqrt{\frac{l^2}{k^2} - \sin^2 \theta} - \frac{l}{k} + 1 \right] \right), \text{ olur. Sadeleştirmelerle,}$$

$$V = V_c \left(1 + \frac{(r - 1)}{2} \left[\cos \theta + \sqrt{\left(\frac{l^2}{k^2} \right) \left(1 - \frac{l^2}{k^2} \sin^2 \theta \right)} - \frac{l}{k} + 1 \right] \right), \text{ ve}$$

$$V = V_c \left(1 + \frac{r - 1}{2} \left\{ 1 + \cos \theta + \frac{l}{k} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{l^2}{k^2} \sin^2 \theta} \right) \right\} \right) \text{ şeklinde olur.}$$

$\varepsilon = \frac{k}{l}$ tanımını kullanarak ana ifade,

$$V = V_c \left[1 + \frac{r - 1}{2} \left\{ 1 - \cos \theta + \frac{1}{\varepsilon} \left[1 - (1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \right\} \right] \text{ olacaktır. Bu ifade herhangi bir derece}$$

krank açısındaki silindir içi hacmini verir.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 16.06.1973

Doğum yeri İstanbul

Lise 1988-1991

Beyoğlu Endüstri Meslek Lisesi,
Makine Ressamlığı.

Lisans 1991-1996

İstanbul Teknik Üniversitesi Denizcilik Fak.,
Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümü

Çalıştığı kurum(lar)

1996-2001

Türk Deniz Ticaret Filolarında Vardiya Mühendisi

2001-Devam ediyor

İTÜ Denizcilik Fakültesi,

Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümünde
Araştırma Görevlisi.

