İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇOK SUPAPLI YÜKSEK SÜRATLİ GEMİ DİZEL MOTORLARININ İKİNCİ KANUN ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Yunus TEKGÖZ
508041012

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 7 Mayıs 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 13 Haziran 2007

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Selma ERGİN (İTÜ)
Prof.Dr. Ahmet DURMAYAZ (İTÜ)

HAZİRAN 2007

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, yüksek devirli, turboşarjerli, çok supaplı, bir gemi dizel makinasında ikinci kanun analizi bilgisayar simülasyonu yardımı ile yapılmış ve öncelikle emme ve egzost supap sayılarının entropi üretimi açısından önemi incelenmiştir. Daha sonra çeşitli parametrelerin çok supaplı bir makinada ikinci kanun perspektifinden etkileri incelenmiştir.

Bu konuya yönelmemi sağlayan, çalışmamın her safhasında yardım ve desteklerini esirgemeyen değerli hocam Doç. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL'a saygı ve şükranlarımı sunarım.

Mayıs, 2007 Yunus TEKGÖZ

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ v
ŞEKİL LİSTESİ vı
SEMBOL LİSTESİ vıı
ÖZET x
SUMMARY xı
1. GİRİŞ 1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI 3
2.1. İkinci Kanun Analizi ile İlgili Yapılmış Çalışmalar 3
2.2. Dizel Motorların Simülasyonunda Tek Boyutlu Zamana Bağlı Gaz Akım Teorisinin Kullanılması ile İlgili İTÜ'de Yapılmış Çalışmalar 7
3. MODELLEME TEORİSİ 10
3.1. Tek Boyutlu Zamana Bağlı Gaz Akım Teorisi 10
3.1.1. Süreklilik Denklemi 10
3.1.2. Momentum Dengesi Denklemi 12
3.1.3. Enerji Korunumu Denklemi 15
3.1.4. Uygunluk Denklemlerinin Çıkarılması 17
3.2. Sınır Koşul Teorileri 18
4. SİLİNDİR SINIR KOŞULU 20
4.1. Güç Periyodu (Kapalı Periyot) 20
4.1.1. Yanma Sonucu Moleküler Değişim 20
4.1.2. Yanma Sonu Artık Gaz Hesapları 22
4.1.3. Silindirde Alıkonulan Mol Miktarı 22
4.1.4. Zaman Aralığı Sonu ve Zaman Aralığı Ortalama Özellik Değerleri 24
4.1.5. Silindirde Güç Çevrimi Boyunca Isı Geçişi 24
4.2. Dolgu Değişim Periyodu (Açık Periyot) 27
4.2.1. Dolgu Değişimi Boyunca Silindir Kütle Dengelenmesi ve Silindir İçerisinde Alıkonulan Kütle Miktarı 27
4.2.2. Dolgu Değişimi Boyunca Silindirde Isı Transferi 30
5. İKİLİ (DUAL) ÇEVRİME GÖRE ÇALIŞAN BİR MOTORDA ENTROPİ ÜRETİMİ 32
5.1. İdeal Çevrimler 32
5.1.1. İdeal Otto Çevrimi 33

5.1.2. İdeal Dizel Çevrimi 34
5.1.3. İkili (Dual) Çevrim 35
5.2. İkili Çevrime Göre Çalışan Bir Makinada II. Kanun Analizi 36
5.2.1. Güç Periyodunda (Kapalı Periyot) Sistemde Entropi Üretimi 38
5.2.2. Dolgu Değişim Periyodunda (Açık Periyot) Sistemde Entropi Üretimi 39
5.2.3. Sistemde Üretilen Entropi 39
5.2.4. Toplam Entropi Üretimi 41
6. BİLGİSAYAR PROGRAMI 43
7. MAKİNA TEKNİK ÖZELLİKLERİ 48
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 51
8.1. Supap Sayısının Değişimi 52
8.2. Sıkıştırma Oranının Değişimi 53
8.3. Silindir Çapı Değişimi 54
8.4. Strok Boyu Değişimi 55
8.5. Makine Devri Değişimi 56
8.6. Hava Manifoldu Sıcaklığı Değişimi 57
8.7. Hava Manifoldu Basıncı Değişimi 58
8.8. Yakıt Isıl Değeri Değişimi 59
8.9. Genel Sonuçlar 60
KAYNAKLAR 61
EKLER 66
EK-A Program Giriş Datası 66
EK-B Supap Sayısı Değişimine Ait Grafikler 84
EK-C Sıkıştırma Oranı Değişimine Ait Grafikler 100
EK-D Silindir Çapı Değişimine Ait Grafikler 103
EK-E Strok Boyu Değişimine Ait Grafikler 106
EK-F Makine Devri Değişimine Ait Grafikler 109
EK-G Hava Manifoldu Sıcaklığı Değişimine Ait Grafikler 112
EK-H Hava Manifoldu Basıncı Değişimine Ait Grafikler 115
EK-I Yakıt Isıl Değeri Değişimine Ait Grafikler 118
ÖZGEÇMİŞ 121

TABLO LİSTESİ

Tablo 8.1.a	2 Supaplı Motorda Entropi Üretimi	52
Tablo 8.1.b	4 Supaplı Motorda Entropi Üretimi	52
Tablo 8.1.c	2 Emme 1 Egzost Supaplı Motorda Entropi Üretimi	52
Tablo 8.1.d	1 Emme 2 Egzost Supaplı Motorda Entropi Üretimi	53
Tablo 8.2	Sıkıştırma Oranın Entropi Üretimine Etkisi	54
Tablo 8.3	Silindir Çapının Entropi Üretimine Etkisi	55
Tablo 8.4	Strok Boyunun Entropi Üretimine Etkisi	56
Tablo 8.5	Motor Devrinin Entropi Üretimine Etkisi	56
Tablo 8.6	Hava Manifoldu Sıcaklığının Entropi Üretimine Etkisi	57
Tablo 8.7	Hava Manifoldu Basıncının Entropi Üretimine Etkisi	58
Tablo 8.8	Yakıt Isıl Değerinin Entropi Üretimine Etkisi	59
Tablo 8.9	Tüm Parametrelerin Entropi Üretimi Üzerindeki Etkisi	60

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3.1:	Boru Kesitinde Kütle Değişimi	10
Şekil 3.2:	Boru Kesitinde Kuvvetlerin Dengelenmesi	12
Şekil 4.1:	Silindirde Dolgu Değişimi Boyunca Kütle Dengelenmesi	27
Şekil 5.1:	İdeal Otto Çevrimi P-V ve T-S Diyagramları	33
Şekil 5.2:	İdeal Dizel Çevrimi P-V ve T-S Diyagramları	34
Şekil 5.3:	Dual Çevrimde P-V ve T-S Diyagramları	35
Şekil 6.1:	Simülasyon Programı Akış Şeması	47
Şekil 7.1:	Makinanın Sol Taraftan Görünüşü	48
Şekil 7.2:	Makinanın Sağ Taraftan Görünüşü	49
Şekil B.1:	1650 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi	84
Şekil B.2:	1700 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi	85
Şekil B.3:	1750 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi	86
Şekil B.4:	1800 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi	87
Şekil B.5:	1850 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi	88
Şekil B.6:	1900 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi	89
Şekil B.7:	1950 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi	90
Şekil B.8:	2 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Güç Üzerindeki Etkisi	91
Şekil B.9:	5 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Güç Üzerindeki Etkisi	92
Şekil B.10:	7 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Güç Üzerindeki Etkisi	93
Şekil B.11:	2 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Verimler Üzerindeki Etkisi	94
Şekil B.12:	5 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Verimler Üzerindeki Etkisi	95
Şekil B.13:	7 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Verimler Üzerindeki Etkisi	96
Şekil B.14:	2 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Yakıt Tüketimi ve Ortalama Efektif Basınç Üzerindeki Etkisi	97
Şekil B.15:	5 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Yakıt Tüketimi ve Ortalama Efektif Basınç Üzerindeki Etkisi	98

Şekil B.16: 7 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Yakıt Tüketimi ve Ortalama Efektif Basınç Üzerindeki Etkisi 99

Şekil C.1: 4 Supaplı Motorda Sıkıştırma Oranının Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 100

Şekil C.2: 4 Supaplı Motorda Sıkıştırma Oranının Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2 101

Şekil C.3: 4 Supaplı Motorda Sıkıştırma Oranının Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 102

Şekil D.1: 4 Supaplı Motorda Silindir Çapının Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 103

Şekil D.2: 4 Supaplı Motorda Silindir Çapının Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2 104

Şekil D.3: 4 Supaplı Motorda Silindir Çapının Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 105

Şekil E.1: 4 Supaplı Motorda Strok Boyunun Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 106

Şekil E.2: 4 Supaplı Motorda Strok Boyunun Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2 107

Şekil E.3: 4 Supaplı Motorda Strok Boyunun Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 108

Şekil F.1: 4 Supaplı Motorda Motor Devrinin Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 109

Şekil F.2: 4 Supaplı Motorda Motor Devrinin Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2 110

Şekil F.3: 4 Supaplı Motorda Motor Devrinin Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 111

Şekil G.1: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Sıcaklığının Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 112

Şekil G.2: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Sıcaklığının Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2 113

Şekil G.3: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Sıcaklığının Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 114

Şekil H.1: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Basıncının Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 115

Şekil H.2: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Basıncının Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2 116

Şekil H.3: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Basıncının Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 117

Şekil I.1: 4 Supaplı Motorda Yakıt Isıl Değerinin Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 118

Şekil I.2: 4 Supaplı Motorda Yakıt Isıl Değerinin Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2 119

Şekil I.3: 4 Supaplı Motorda Yakıt Isıl Değerinin Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2 120

SEMBOL LİSTESİ

A :Boru kesit alanı
a :Ses hızı
Annand katsayısı
b :Annand katsayısı
c :Annand katsayısı
$\mathbf{C_a}$:Yakıt içerisindeki karbon ağırlık oranı
$\mathbf{C_V}$:Sabit hacimdeki özgül ısı
$\mathbf{C_P}$:Sabit basınçtaki özgül ısı
D :Çap
f :Sürtünme katsayısı
F :Kuvvet
Yüzey alanı
h :Özgül entalpi
k :Özgül ısılar oranı
$\mathbf{k_q}$:Isı iletim katsayısı
m :Kütle
m_W :Molekül ağırlığı
M :Momentum
Mol kütlesi
P :Basınç
q :Birim zamandaki birim kütledeki ısı akısı
Q :Isı akısı
$\mathbf{r_{VS}}$:İzantropik sıkıştırma oranı
$\mathbf{r_k}$:Kesme oranı
R :Gaz sabiti
$\overline{R}$:Evrensel gaz sabiti
Re :Reynolds sayısı
s :Özgül entropi
S :Entropi
t :Zaman
T :Sıcaklık
u :Gaz Hızı
Özgül iç enerji
U :İç enerji
v :Özgül hacim
V :Hacim
Hız
W :İş
$\mathbf{W_y}$:Yakıt kütlesi

YUNAN SEMBOLLERİ

ρ :Yoğunluk
δ :Adım, Birim artış
θ :Açı
μ :Viskozite
$\tau_{ÇEP}$:Kesme gerilmesi
η_0 :Isıl verim
η_1 :1.kanun verimi
η_2 :2.kanun verimi
Δ :Artım, adım
λ, β, α :Riemann değişkenleri

İNDİSLER

0 :Çevre
A :Açık
Artık
a.o. :Ağırlık oranı
baş :Başlangıç
Ç :Çevre ısıl enerji deposu
Çevre
ÇEP :Çeper
ÇEV :Çevrim
ç :Çıkış
GER :Gerçek
g :Giriş
H :Yüksek sıcaklıklı ısıl enerji deposu
Hava
K :Kapalı
Kİ :Kayıp iş
kh :Kontrol hacmi
L :Alçak sıcaklıklı ısıl enerji deposu
ort :Ortalama
P :Artım
Piston
SIS :Sistem
S :Silindir
son :Son
so :Sıkıştırma oranı
T :Toplam
TER :Tersinir
ÜRE :Üretim
YAR :Yararlı
1 :İlk değer
2 :Son değer

ÖZET

Dizel makinaları 1900'lü yıllardan başlayarak çok büyük teknik gelişmeler göstermiştir ve bugünün dünyasında endüstri ve taşımacılık başta olmak üzere birçok alanda güç kaynağı olarak kullanılmaktadır. Özellikle son yıllarda artan ve dünyanın geleceğini tehdit eden atmosferik sera gazları emisyonunun artması ve küresel ısınma gibi problemler ile karşı karşıya kalan insanoğlu, bu makinaların tasarımında güç ve boyut gibi kıstasların yanı sıra özellikle çevreye bırakılan atık ısı ve egzost gazlarının içeriğini de göz önünde bulundurmak zorunda kalmıştır. Bunun neticesinde makine tasarımlarının bir çoğunda maksimum faydalı işin elde edilebilmesi için entropi üretiminin en aza indirilmesi ve ikinci kanun analizinin yapılması önem arz etmektedir.

Bu düşünceden hareketle, bu çalışmada da bu konuda daha önce yapılmış olan çalışmalar incelenmiş olup bunlar 2. Bölüm'de sunulmuştur. Çalışmada dizel motorların emme ve egzost periyotlarında silindirlerde, turboşarjerde, emme ve egzost manifoldlarında oluşan zamana bağlı gaz akımını, zamana ve mekana göre sabit entropili olmayan akım modeli ile modelleyen bir bilgisayar programı kullanılmış (Bölüm 6) olup 3. Bölüm'de modelleme teorisi, 4.Bölüm'de silindir sınır koşulu hakkında ayrıntılı bilgi verilmiştir. 5. Bölüm'de ise ikinci kanun analizine yönelik bilgiler verilmiştir.

Bu çalışmada 4 supaplı 16 silindirli bir dizel makinanın (Bölüm 7), 8. Bölüm'de belirtildiği gibi öncelikle egzost ve emme supap sayıları değiştirilerek supap sayısının entropi üretimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Daha sonra çok supaplı bu makinada sıkıştırma oranının, strok boyunun, silindir çapının, motor hızının, emme manifoldu basınç ve sıcaklığı ile yakıt ısıl değerinin entropi üretimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yapılan tüm parametre çalışmalarına ait grafikler Ek'lerde sunulmuştur.

SECOND LAW ANALYSIS OF HIGH SPEED MARINE DİZEL ENGINES WITH MIULTI VALVES

SUMMARY

Diesel engines have shown great technical developments since 1900, and in today's world they are used as a power source in many fields such as industry and transporting. Especially, humans are exposed to pollution and global warming which have threatened the future of the world in recent years. Because of these threats, in the design of these engines, engineers have to consider heat losses and exhaust gases, which are released in the environment, besides power and dimension criterions. As a result of this, in order to produce the maximum useful work in the design of all engines, it is very important to reduce entropy generation and it is necessary to apply the second law analysis.

As a consequence of this, in this work, the previous studies related to this topic have been reported in chapter 2. In this work, a computer software program has been used which simulates the time dependent flow during the intake and exhaust phases at the turbocharger, intake and exhaust manifolds and the cylinders based on non-homentropic flow model (chapter 6). The theory of modelling has been maintained in chapter 3, and the detailed information about the cylinder boundary condition has been given in chapter 4, and the second law analysis has been explained in chapter 5.

In this work, as it is described in chapter 8, while changing the number of exhaust and intake valves, the effects on entropy generation of the valve number of a dizel engine with four valves and sixteen cylinders (chapter 7) have been carefully examined . After that, in this engine with multi valves, the effects of compression ratio, strok length, cylinder diameter, engine speed, the pressure and temperature of air manifold and fuel calorific value on entropy generation have been studied. Graphs which belong to parameter studies have been represented in appendixes.

1. GİRİŞ

Herbert Akroyd 1885 yılında babasının teneke fabrikasında çalışırken, içinde kalay eritilmekte olan bir kaba yanlışlıkla gaz yağı damlatmış ve bir patlama gerçekleşmiştir. Bu patlamadan hareketle çeşitli çalışmalarda bulunan Herbert Akroyd içten yanmalı bir makine yapmayı düşündü ve 1886 yılında ilk patenti aldı. Bunu takiben Rudolf Diesel 1892'de bir motor icat etti. Daha sonra Diesel, M.A.N. (Maschinenfabric Ausburg Nurmberg) fabrikası ile birlikte deneysel olarak çalışarak, 1897 yılında Diesel'in ilk düşündüğünden epey farklı fakat iyi çalışan bir dizel motor yapmıştır. Böylece dizel motorların üretimi başlamış oldu ve M.A.N. 1902 yılında Alman bahriyesinde bulunan bir gemiye ilk dizel motoru koymuştur. Böylece insan hayatına giren dizel motorlar, endüstriyel ve taşımacılık alanlarında uzun yıllar boyunca insan ihtiyaçlarını karşılamıştır ve karşılamaktadır.

1850-51'li yıllarda Lord Kelvin ve Clausius termodinamiğin ikinci kanununu ortaya koymalarına rağmen 1950'li yıllara kadar dizel makine üretiminde ve teknolojisinde sadece birinci kanun ile ilgili kıstaslar ele alınmıştır. Diğer enerji kaynakları ile rekabet edebilmek için, dizel makine üretici firmaları sürekli minimum boyutta, maksimum güç alabilmenin ve onarım giderleri ile özgül yakıt tüketimini en alt seviyeye indirmenin yollarını araştırmışlardır. Fakat dünyada meydana gelen küresel ısınma ve kirliliğin önüne geçmek maksadı ile, bu makinalardan çevreye atılan atık ısı ve egzost gazı içeriklerinde kısıtlamalar getirilmesi gerekmektedir. Böylece termodinamiğin ikinci kanunun analizinin önemi özellikle 1980'li yıllardan sonra hızla artmıştır.

Termodinamiğin birinci kanunu sadece enerjinin korunumu ile ilgilenirken, ikinci kanun, entropi, kayıp güç, yararlı güç gibi yeni kavramlar ortaya koymuştur. Ayrıca birinci yasa hal değişimlerinin yönü hakkında herhangi bir kısıt getirmezken, ikinci yasa hal değişimlerinin belli bir yönde gerçekleşeceğini ve ters yönde gerçekleşemeyeceğini ortaya koymaktadır. İkinci kanuna göre bir hal değişimi esnasında toplam entropi üretimi hiçbir zaman sıfıra eşit veya küçük olamaz ve tüm enerji dönüşümleri ve transferleri tersinmezdir. Yani bir enerji dönüşümü sırasında,

enerjinin tamamını istediğimiz cins enerjiye dönüştüremeyebiliriz. Bir kısım enerji, kayıp enerji olarak başka tip enerjilere dönüşecektir. Entropi üretimine sebep olan başlıca parametreler ise sonlu sıcaklık farkına bağlı olarak meydana gelen ısı transferi, sürtünme, titreşim ve kimyasal reaksiyonlar şeklinde belirtilebilir. Sonuç olarak ikinci kanun analizi çerçevesinde yapılması gereken, tersinmezliği en aza indirerek entropi üretimini azaltmak ve maksimum faydalı enerjiyi elde ederek, tabiatta bulunan enerjiyi en tasarruflu şekilde kullanmak ve çevre kirliliği ve küresel ısınmayı en az seviyede tutmaktır.

Bu çalışmada değişik sayıdaki supap gruplarında kullanılabilir hale getirilen zamana bağlı gaz akımını, tek boyutlu zamana ve mekana göre sabit entropili olmayan akım modeli ile simüle eden programa 5. Bölümde belirtildiği şekilde entropi üretimini ve II. kanun analizini hesaplayan bölümler eklenmiştir. Simülasyon programı kullanılarak 16 silindirli, 4 supaplı, MTU 396 serisi gemi dizelinin ikinci kanun analizi yapılmıştır. Parametre çalışmasında supap sayısının entropi üretimi üzerindeki etkileri değişik supap konfigürasyonları kullanılarak incelenmiş ve strok boyu, silindir çapı gibi bazı makine parametrelerinin çok supaplı bu makinada entropi üretimi üzerindeki etkileri gözlenmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 İkinci Kanun Analizi İle İlgili Yapılmış Çalışmalar

Son otuz yıl içinde, sadece termodinamiğin birinci kanunu kullanılarak üretilen teorilerin, gerek içten yanmalı motorların gerekse diğer motorların analizlerinde yeterli sonuç vermediği anlaşılmıştır. Buna karşılık termodinamiğin ikinci kanununun kullanılması ile birlikte mühendislik uygulamalarında yeni düşünce yolları ve çalışma alanları açılmıştır. Bu yüzden son yıllarda bu konuda önemli çalışmalar yapılmıştır. Örnek olarak ikinci kanun analizi proseslerin yönünü ve denge halini belirlemede, termal sistemlerden elde edilebilecek maksimum performansı belirlemede kullanılabilir. Bu bölümde dizel makinalarda 2. kanun analizi ile ilgili daha önce yapılan çalışmaların bir özeti sunulacaktır.

İlk olarak TRAUPEL[1] 1957'de yaptığı çalışmada biri doğal hava emişli, diğeri turboşarjerli iki dizel makinayı karşılaştırmış ve yanma prosesi esnasında yakıt kullanılabilirlik yok ediliminin, turboşarjerli makinada doğal hava emişli makinaya nazaran daha az olduğunu ortaya koymuştur.

ROY J. PRIMUS [2] tarafından 1984 yılında, supaplardaki ve egzost manifoldundaki kullanılabilir enerji yok edilimini ve diğer parametrelerin bunlar üzerindeki etkilerini ortaya koymak için, 2. kanun çerçevesinde bir model geliştirilmiştir. Bu çalışmada tek silindirli, 4 stroklu, turboşarjerli ve egzost manifoldu kesit alanı sabit bir makine modellenmiştir. Çalışmalar neticesinde Primus, manifold çapı arttırıldığında, sürtünme kayıpları azalırken, supap kısılma kayıplarının arttığını belirtmiş ve bu iki zıt etki ile optimum egzost manifoldu çapını belirlemiştir. Çalışmasında ayrıca hava yakıt oranının ve makine hızının arttırılmasının optimum egzost manifoldu çapını arttıracağını ortaya koymuştur.

P. F. FLYNN ve arkadaşları [3] tarafından 1984 yılında, altı silindirli, direkt enjeksiyonlu, turboşarjerli ve son soğutuculu, 2100 dev/dk devirde 300 kW'da çalışan bir dizel makinaya 2. kanun analizi yapılmıştır. Standart bir çevrim simülasyonu kullanılarak yapılan çalışmada, yakıtın yanmasıyla açığa çıkan enerjinin

%1,8'i kompresör, % 0,1'i son soğutucu, % 2'si türbin, %26,3'ü silindir kısmında yok edildiği belirtilmiştir. En büyük tersinmezliğin mevcut olduğu silindirde, % 9,7'lik kısım ısı transferi ve % 16,6'lık kısmın ise egzost gazları ile atıldığı belirtilmektedir.

A. C. ALKIDAS [4] tarafından 1988 yılında, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları çerçevesinde, çeşitli hız ve yük koşullarında çalışan tek silindirli dizel bir makinadan elde edilebilecek maksimum güç deneysel olarak incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda, çevreye olan ısı kayıplarının giren yakıt enerjisinin büyük bir kısmını oluşturmakta olduğu ve düşük yüklerde daha fazla olduğu ve dolayısıyla birinci ve ikinci kanun verimlerinin yük artışı ile artacağı belirtilmiştir. Ayrıca yanma nedenli tersinmezliklerin en önemli kısmı oluşturduğunu ve bunun da giren havaya ön ısıtma uygulayarak veya yanma odası yalıtımını arttırmak sureti ile yanma sıcaklığı arttırılarak en aza indirilebileceği belirtilmiştir. Bu çalışmalarda makine yükü arttırılarak ikinci kanun veriminin %22'lerden %50'lere kadar değiştiği ve kayıp gücün %25 ila %43'lük kısmının da yanma tersinmezliklerinden kaynaklandığı belirtilmiştir.

T. L. MCKINLEY ve R. J. PRIMUS [5] 1988 yılında, altı silindirli bir dizel motorda, çeşitli geometrilerdeki dört ayrı turboşarjerin, birinci ve ikinci kanun analizlerini gerçekleştirmişler ve düşük devirlerde geleneksel tipteki turboşarjerin, daha yüksek devirlerde ise rezonant hava giriş sistemli turboşarjerin ikinci kanun analizinde daha verimli olduğunu ortaya koymuşlardır.

J. H. VAN GERPEN ve H. N. SHAPIRO [6] tarafından 1990 yılında, tek boyutlu model kullanılarak, bir dizel makinadaki yanma prosesi ikinci kanun çerçevesinde incelenmiştir. Kullanılabilirlik termomekanikal ve kimyasal kullanılabilirlik olarak iki ayrı şekilde incelenmiş, ayrıca yanma zamanlamasının, kütle yama oranının ve ısı transfer oranının tersinmezlik ve sistem kullanılabilirliği üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmalarda kimyasal kullanılabilirliğin, toplam kullanılabilirliğe oranının %15'lerden %90'lara kadar, karışım oranına bağlı olarak değişeceği belirtilmiştir. Yakıt püskürtme başlama zamanın ise üst ölü noktadan 20 derece önce olması tersinmezliği en az seviyeye indireceği, yapılan parametre çalışmaları sonucunda ortaya konulmuştur. Ayrıca yanma prosesi ne kadar erkene alınırsa, ısı transferi ile olan kullanılabilirlik geçişinin de o kadar artacağı belirtilmiştir.

FABIO BOZZA ve arkadaşları [7] 1991 yılında, endirekt enjeksiyonlu, 4 silindirli, 4 stroklu biri turboşarjerli diğeri doğal hava emişli iki ayrı makinayı 4500 dev/dk çalışma devrinde ikinci kanun perspektifinden incelemişlerdir. Turboşarjerli makinada yakıt enerjisinin %27,31'inin, normal hava emişli makinada %26,97'sinin yok edildiği belirtilmiştir. İkinci kanun verimi turboşarjerli makinada %69,37 bulunurken, normal hava emişli makinada %71,09 olarak belirtilmiştir. Ateşleme gecikmesinin arttırılması sonucunda ısı transferi sebebi ile oluşan tersinmezliklerin azalacağı, toplam tersinmezliklerin ise artacağı belirtilmiştir. Ayrıca yaptıkları çalışmalarda, egzost supabı açılma zamanının, turboşarjer hızının, türbin hızının ve hava fazlalık katsayısının tersinmezlik üzerindeki etkilerini de incelemişlerdir.

C. D. RAKOPOULOS ve E. G. GIAKOUMIS [8] tarafından 1995 yılında altı silindirli, turboşarjerli bir dizel makinanın tüm parçalarının (emme-egzost manifoldu, silindir, supaplar, turboşarjer) ikinci kanun analizi yapılmış ve yanma prosesinin %21,9'luk oran ile yakıt kullanılabilirlik yok edilimindeki en büyük tersinmezlik olduğu, bunu %17,6'lık oran ile ısı transferi prosesinin izlediği belirtilmiştir. Yükü arttırmanın; kompresör, türbin ve egzost manifoldu tersinmezliklerini arttıracağı fakat giriş, yanma ve silindir duvarından oluşan ısı transferi ile meydana gelen tersinmezlikleri azaltıp toplam tersinmezliği azaltacağı, hızı arttırmanın ise; silindir duvarından oluşan ısı transferini azaltacağı fakat egzost gazı kullanılabilirliği, turboşarjer ve giriş tersinmezliğini arttırıp toplam tersinmezliği arttıracağı belirtilmiştir. Ayrıca bu çalışmada, egzost ve emme manifoldları ile turboşarjerde oluşan titreşim, sürtünme ve ısıl kayıplarının toplam tersinmezliklerin yaklaşık %20'sini oluşturduğu belirtilmiştir.

C. D. RAKOPOULOS ve E. G. GIAKOUMIS [9] tarafından yine 1996 yılında, altı silindirli, turboşarjerli, son soğutuculu, endirekt püskürtmeli bir gemi dizel makinesi bilgisayar ortamında termodinamik olarak modellenmiş ve ikinci kanun analizi yapılmıştır. Yük, hız ve sıkıştırma oranı parametrelerinin tersinmezlikler üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yapılan parametre çalışmalarının sonucunda; yük arttığında yanma nedenli tersinmezliklerin ve toplam tersinmezliklerin azalacağı, hız arttırıldığında tüketilen hava ve oluşturulan egzost gazlarına bağlı olarak toplam tersinmezliklerin artacağı ve sıkıştırma oranı arttırılması ile de toplam tersinmezliklerin azalacağı ortaya konulmuştur. Ayrıca yanma nedenli oluşan

tersinmezliklerin, toplam tersinmezliklerin %80,25'lik bölümüne sahip olduğu belirtilmiştir.

C. D. RAKOPOULOS ve E. G. GIAKOUMIS [10] tarafından yine aynı yıl içerisinde, tek silindirli, endirekt püskürtmeli, doğal emmeli Ricardo E-6 dizel makinasında enerji ve exerji analizleri yapılmıştır. Makina 0,2 saniye içerisinde %15 yükten %100 yüke çıkartılarak, yük ve hız değişimlerinin tersinmezlikler üzerindeki etkileri ortaya konulmuştur. Yapılan parametre çalışmaları sonucunda; yanma tersinmezliklerinin yükteki ani artış ile düşeceği, yük arttığında silindir duvarından olan ısı kaybı ile oluşan tersinmezliklerin arttığı fakat sabit yük durumunda hız arttırıldığında silindir duvarına olan kayıpların azaldığı bulunmuştur. Ayrıca egzost manifoldu tersinmezliklerinin hız ve yük değişimlerine karşı çok değişken olduğu, fakat emme manifoldu tersinmezliklerinin bu kadar değişken olmadığı belirtilmiştir.

JERALD A. CATON [11] 1999 yılında, yanma işlemi esnasında meydana gelen kullanılabilirlik yok edilimini sabit hacimli, adyabatik bir sistemde incelemiştir. Genel olarak yüksek sıcaklıklarda yanma işleminden dolayı oluşan tersinmezliklerin azalacağı, fakat çok yüksek sıcaklıklarda da bu tersinmezliklerin giderek sıfıra gideceği anlamına gelmemesi gerektiği belirtilmiştir. Çünkü sıcaklık çok artırıldığında bu sefer silindir duvarından olan ısı transferi ile meydana gelen entropi geçişinin ve egzost gazları ile birlikte atılan entropi geçişinin artacağı vurgulanmıştır. Yanma odasındaki basınç değişiminin ise çok fazla etkili olmadığı, çok fazla basınç artımlarında, tersinmezliklerdeki azalışın çok az miktarda olduğu belirtilmiştir.

K. NAKONIECZNY [12] 2002 yılında dört silindirli bir dizel makinasının (Star T370) turboşarjer kısmının ikinci kanun analizini, turboşarjerin, son soğutucusu, egzost ve emme manifoldları, boruları ve supapları, kompresörü, türbini ve atık egzost çıkışını ayrı ayrı ele alarak, tek boyutlu gaz dinamiğine dayanan akım modeli ile gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada türbin efektif alanlarının, supap bindirme periyodunun, ara soğutucu sıcaklığının, hava manifoldu uzunluğunun, emme ve egzost supabı kapanma zamanlarının entropi üretimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda atık egzost çıkışıyla birlikte türbin ve kompresörün toplam tersinmezliklerin büyük bir bölümünü oluşturduğu görülmüştür. Değişkenler içinden efektif türbin alanının entropi üretiminde en etkin parametre olduğu bunu atık egzost çıkışının izlediği belirtilmiştir.

RAN GRAVES ve arkadaşları [13] 2005 yılında silindir içerisinde yanma esnasında oluşan yakıt enerjisi kullanılabilirlik yok edilimini araştırmışlardır. Çalışmalarında yakıt enerjisinin %14'ünün egzost gazları ile, %3'ünün supaplarda meydana gelen kısılma ile, %18'inin silindir içi ısı transferi ile, %20'sinin de yanma nedenli tersinmezlikler ile yok edildiğini belirtmişlerdir. Yaptıkları parametre çalışmaları sonucunda küçük moleküllü yakıt kullanımının yanma nedenli tersinmezlikleri azaltacağını, yüksek sıkıştırma oranının da yine hava ve yakıt ön sıcaklığını arttırarak içten ısı transferini azaltıp tersinmezlikleri azaltacağını ortaya koymuşlardır.

YINGRU ZHAO ve arkadaşları [14] 2006 yılında yaptıkları çalışmada, bir dizel makinanın tersinmez çevrimini incelemiş olup, özellikle izantropik olmayan sıkıştırma ve genişleme prosesleri esnasında oluşan, sonlu ısı transferinin ve silindir duvarında meydana gelen ısı kaybının, makine performansı üzerinde etkilerini araştırmışlardır. Çeşitli tersinmezliklerin etkileri ve performans göz önünde tutularak maksimum çalışma sıcaklığı konuları üzerinde durulmuştur. Güç çıkışı, verim ve basınç oranı gibi önemli parametrelerin optimum kriterleri belirtilerek, bir tersinmez dizel makinada optimal çalışma rejimi belirlenmiştir. Yaptıkları çalışmada silindir duvarına olan ısı kaybı ne kadar fazla ise verimin de o kadar düştüğü belirtilmiştir. Ayrıca sıkıştırma oranının belli değerler arasında arttırıldığında verimde bir artış olacağı ve bu aralık dışında sıkıştırma oranının arttırılmasının silindir duvarına olan ısı geçişi sebebi ile verimde azalmaya neden olabileceği ortaya konulmuştur.

2.2 Dizel Motorların Simülasyonunda Tek Boyutlu Zamana Bağlı Gaz Akım Teorisinin kullanılması ile ilgili İ.T.Ü' de Yapılmış Çalışmalar

İçten yanmalı dizel makinalarının emme ve egzost manifoldları, yanma odası ve turboşarjerleri ile birlikte bir bütün olarak gaz dinamiği yönünden simülasyonu konusunda pek çok araştırmacı değişik yöntemlerle çalışmıştır.

SAĞ [15] doktora çalışması sırasında tek boyutlu zamana bağlı gaz akımı denklemlerinin düzeltilmiş karakteristik yöntemi ile çözümünü literatürde mevcut olmayan çok silindirli içten yanmalı makinaların emme sistemlerine uygulamış ve teorik hesaplamaların deney sonuçları ile karşılaştırılması ile çözümün başarılı olduğunu göstermiştir.

SAĞ [16] çalışması sırasında gemi manevra hareketleri sırasında dizel motorlarının ilk hareket hava ve dümen boru donanımlarında basınç dağılımının motor verimine etkilerini, bilgisayarla inceleyerek, aynı teoriyi sınır şartları ve kabullenmeler getirerek kullanmıştır. İlk hareket hava ve dümen boru donanımlarında meydana gelen olayların tümünün simüle edilebileceği ortaya çıkartılmıştır.

SAĞ [17] 1982 yılında tamamladığı doçentlik tezinde, gemi dizel motorları emme, egzost, aşırı doldurma ve silindir sistemlerinde oluşan zamana bağlı gaz akımını, termodinamik ve zamana ve mekana göre sabit entropili olmayan akım teorileri ile modelleyerek, karakteristik yöntemini kullanarak bilgisayar ortamında simüle etmiş ve çözümün doğruluğunu deneysel bulgular ile uyum içerisinde olduğunu göstererek ortaya koymuştur.

ÖZSOYSAL [18] 1987 yılında tamamladığı yüksek lisans tezi, gemi dizel makinalarında dolgu değişiminin modellenmesi, bu modellemenin tek silindirli bir motor için özelleştirilmesi ve kurulan modelin, farklı nümerik çözüm yöntemleri ile çözülerek, sonuçların karşılaştırılması ile ilgilidir. Karşılaştırmalar sonucu, silindir içerisindeki akımı çözerken Runge-Kutta Metodu, Euler'e göre daha hassas bulunmuş, boru içerisindeki akım için de Karakteristikler Metodu seçilmiştir.

SÖĞÜT [19] simülasyonda Bergen Dizel KRG3 modelini kullanarak yüksek lisans tezinde, makine hızı, silindir çapı, strok ve sıkıştırma oranı gibi parametrelerin doldurma verimi üzerindeki etkilerini incelemiştir.

ÖZSOYSAL [20] direkt püskürtmeli her çeşit dizel motorunu ister tek silindirli ister çok silindirli, tek veya çok supaplı motorlar için emme ve egzost manifoldları ile birlikte, türboşarjlı veya doğal havalandırmalı olarak bütünüyle modelleyebilen ve tek boyutlu zamana bağlı gaz akım teorisine uygun olarak geliştirilen bilgisayar programını MTU Motoren-und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH Research and Development Center'da yapılan MTU 396 dizel motorunun deneysel incelemelerinde kullanmış ve yüksek devirli dizel motor modellemeleri için de deneysel ve teorik olarak uyumlu sonuçlar verdiğini gözlemlemiştir. Yine ÖZSOYSAL ve arkadaşları [21] değişken supap zamanlamalarının yüksek devirli bir dizel motorun performansına olan etkilerini incelemişlerdir.

BULUT [22] MTU 396 TB 34D dizel motorunun değişken yük koşullarında bilgisayar simülasyonunu gerçekleştirmiş ve değişken supap zamanlarının motor performansına etkilerini belirlemiştir.

Ayrıca ÖZSOYSAL'ın doktora tezinde kullanmış olduğu simülasyon programı, çeşitli termodinamik değerlerin krank açısına bağlı olarak inceleyen ERTÜRK [23], devir sayısının emme ve egzost supabı açılıp kapanma zamanlarının ve sıkıştırma oranı değişiminin verime etkisini inceleyen İÇELLİLER [24], çoklu supap uygulamasının motor performansına etkilerini inceleyen ÖZEREN [25], boru çapları, supap çapları ve zamanlaması gibi bazı dizayn parametrelerinin doldurma verimi üzerinde etkilerini inceleyen SARIDİKEN [26], tek supaplı motorlarda değişik parametrelerin entropi üretimi üzerindeki etkilerini inceleyen CONKAR[27] tarafından yüksek lisans tezlerinde kullanılmıştır. Ayrıca yanma modeli üzerinde çalışmalar yapan BUĞDANOĞLU [28], CANDAN [29], KAYIHAN [30], KURAN [31], ÖZDEMİR [32], SERT [33] ve YARKADAŞ [34] tarafından yüksek lisans tezlerinde de bu simülasyon programı başarı ile kullanılmıştır.

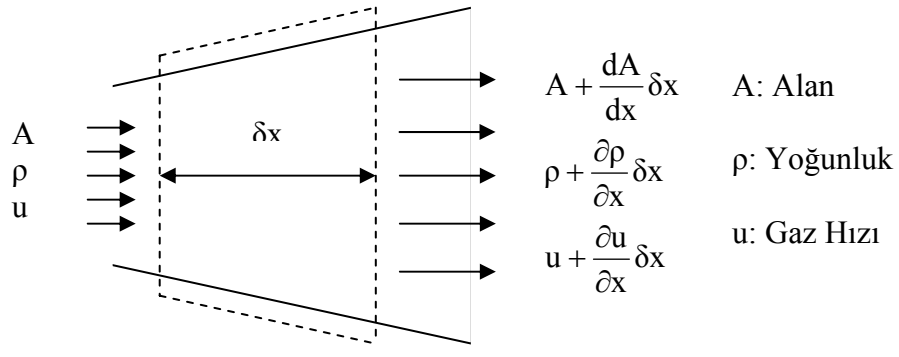
3. MODELLEME TEORİSİ

3.1 Tek Boyutlu Zamana Bağlı Gaz Akım Teorisi

Modelleme teorisi ile ilgili ayrıntılı bilgi [17, 20, 35] kaynaklarda mevcuttur. Bu tezde, tek boyutlu zamana bağlı gaz akım teorisi izlenmiş ve kullanılmış olup teoriye ait özet bilgi verilmiştir. Tezin amacı mevcut bilinen ve kullanımı kabul görmüş bir teoriyi kullanarak geliştirilen bilgisayar programını kullanarak, emme ve egzost supap sayısındaki değişimin ve çok supaplı bir makinede çeşitli makine parametrelerinin entropi üretimi üzerindeki etkisini ortaya koymaktır.

Bu çalışmada seçilen dizel motorun emme ve egzost sistemlerinde meydana gelen tek boyutlu zamana bağlı akım, zamana ve mekana göre sabit entropili olmayan akım modeli ile simüle edilmiştir. Bu akım tek boyutlu kabul edilip 2 ve 3 boyutlu inceleme yapılmamaktadır. Bu modellemede ideal bir gazın değişken kesitli bir kontrol hacminde, yüzey sürtünmesinin, ısı transferi terimlerinin ve gaz zerrecikleri arasında entropi transferinin zamana göre değişimi göz önüne alınmaktadır. Bu model için temel denklemler şöyle yazılabilir.

3.1.1 Süreklilik Denklemi



Şekil 3.1: Boru Kesitinde Kütle Değişimi

Sabit bir t anında zamandan bağımsız olarak düşündüğümüz boru içindeki akış için;

$$\dot{m}_g + \dot{m}_1 = \dot{m}_ç + \dot{m}_2 \tag{3.1}$$

şeklinde yazılabilir. Burada

$\dot{m}_1 = 0$ (Başlangıçta kontrol hacminde kütle yok) (3.2)

$\dot{m}_g = \rho.u.A$ (Kontrol hacmine birim zamanda giren kütle) (3.3)

$$\dot{m}_ç = (\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x}\delta x)(A + \frac{dA}{dx}\delta x)(u + \frac{\partial u}{\partial x}\delta x) \text{ (Çıkan kütle debisi)} \tag{3.4a}$$

şeklinde yazılabilir. (3.4a) numaralı, çıkan kütle debisi denkleminde, ikinci ve daha yüksek mertebeden terimler ihmal edilerek;

$$\dot{m}_ç = \rho Au + \frac{\partial}{\partial x}(\rho Au)\delta x \tag{3.4b}$$

elde edilir. Kesit içerisinde sabit bir t anında kalan kütle m_2 ise

m_2 = (Ortalama kesit alan).(Uzunluk).(Ortalama yoğunluk) (3.5a)

$$m_2 = (A + \frac{1}{2}\frac{dA}{dx}\delta x)(\delta x)(\rho + \frac{1}{2}\frac{\partial \rho}{\partial x}\delta x) \tag{3.5b}$$

şeklinde yazılabilir. Burada (3.5b) numaralı denklemde yine yüksek dereceden terimler ihmal edilerek;

$$m_2 = A\rho(\delta x) \tag{3.5c}$$

elde edilir. Zamana göre değişimi ele alındığında;

$$\dot{m}_2 = \frac{\partial}{\partial t}(A\rho(\delta x)) \tag{3.5d}$$

şeklinde yazılır. (3.1) numaralı süreklilik denkleminde (3.2) , (3.3) , (3.4b) ve (3.5d) numaralı denklemler yerine konulursa;

$$\rho Au = \rho Au + \frac{\partial}{\partial x}(\rho Au)\delta x + \frac{\partial}{\partial t}(\rho A(\delta x)) \tag{3.6}$$

veya

$$Au\frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho u\frac{dA}{dx} + A\rho\frac{\partial u}{\partial x} + \rho\frac{\partial A}{\partial t} + A\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \tag{3.7}$$

şeklinde yazılabilir. Zamana göre kesit değişimi ($(\partial A/\partial t)=0$) olmadığı için;

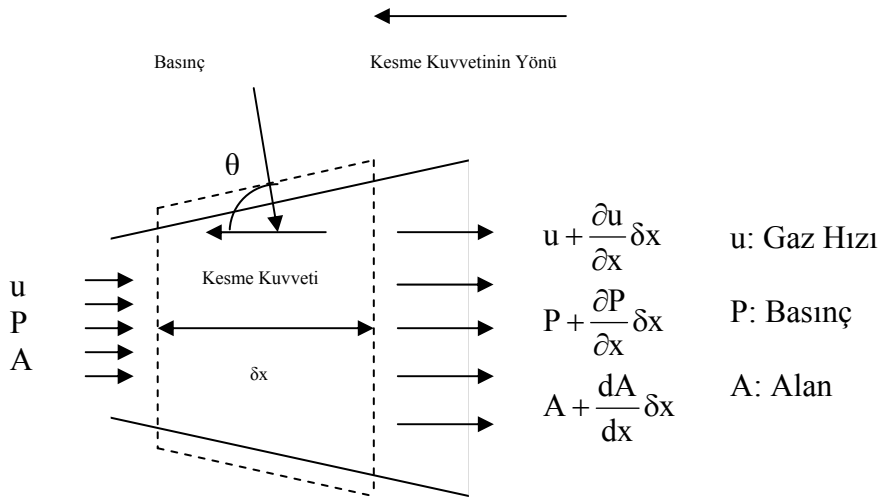
$$u\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{A}\frac{dA}{dx} + \rho\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \tag{3.8}$$

veya

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho\frac{\partial u}{\partial x} + u\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{A}\frac{dA}{dx} = 0 \tag{3.9}$$

eşitliği bulunur.

3.1.2 Momentum Dengesi Denklemi



Şekil 3.2: Boru Kesitinde Kuvvetlerin Dengelenmesi

Değişken kesit alanına sahip bir boruda momentum dengesi denklemini elde etmek için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

[Kontrol hacminde bir yönde etki eden kuvvetlerin toplamı] =
[Kontrol hacminde belirli bir yöndeki momentum artışı] +
[Kontrol hacminden ayrılan bileşke kuvvetin oluşturduğu momentum] (3.10)

Kontrol hacminin sol tarafından, boru ucunda x yönünde etki eden kuvveti F_1 ile gösterirsek;

$$F_1 = AP \tag{3.11}$$

kontrol hacminin sağ tarafından, boru ucunda ve x yönünde etki ede kuvveti F_2 ile gösterirsek;

$$F_2 = -(AP + \frac{\partial AP}{\partial x}\delta x) \tag{3.12}$$

ve boru iç duvarlarına veya iç çepere etki eden basınç kuvvetinin yatay bileşenini F_3 ile gösterirsek;

$$F_3 = (P + \frac{1}{2}\frac{\partial P}{\partial x}\delta x)(\pi D \delta x)Cos\theta \tag{3.13a}$$

şeklinde yazılır. Burada projeksiyon alanı

$$A_{Projeksiyon} = \frac{dA}{dx}\delta x = (\pi D \delta x)Cos\theta \tag{3.13b}$$

olup

$$F_3 = (P + \frac{1}{2}\frac{\partial P}{\partial x}\delta x)\frac{dA}{dx}\delta x \tag{3.13c}$$

bulunur. Sürtünmeden dolayı x yönünde etki eden kesme kuvveti ise

$$F_4 = -\tau_w(\pi D \delta x)Sin\theta \tag{3.14a}$$

yazılabilir. Burada $\theta \cong \frac{\pi}{2}$ olduğundan $(Sin\theta \cong 1)$ açıya bağlı terim kalkacaktır. Çeperlerde oluşan kesme gerilmesi;

$$\tau_{ÇEP} = \frac{1}{2} f.\rho.u^2 = \frac{1}{2} f.\rho.u. \mid u \mid \quad (3.14b)$$

olarak yazılabilir. Akışın yönüne bağlı olarak kesme kuvvetinin işaretini değiştirmek maksadı ile, hızın karesi yerine mutlak değeri ile çapımı şeklinde yazılmıştır.

Kontrol hacmindeki gazın momentumu ise kütle ve hız kullanılarak;

$$M_2 = A.\rho.u.\delta x \quad (3.15a)$$

olup, zamana göre değişimi;

$$\dot{M}_2 = \frac{\partial}{\partial t}(A.\rho.u.\delta x) = \frac{\partial}{\partial t}(A.\rho.u)\delta x \quad (3.15b)$$

olmaktadır. Kontrol hacmine giren kütleden dolayı oluşan momentum M_g ise ;

$$\dot{M}_g = (\rho u A).u = \rho.A.u^2 \quad (3.16)$$

yazılabilir. Kontrol hacminden çıkan kütleye ait momentum ise

$$\dot{M}_ç = \rho.A.u^2 + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho.A.u^2\right)\delta x \quad (3.17)$$

olmaktadır. Tüm kontrol hacmi için momentumun dengesi denklemi yazılırsa;

$$AP - (AP + \frac{\partial (AP)}{\partial x}\delta x) + (P + \frac{1}{2}\frac{\partial P}{\partial x}\delta x)\frac{dA}{dx}\delta x - \frac{1}{2}\rho.u.\mid u \mid .f.\pi.D\delta x$$

$$-\frac{\partial}{\partial t}(\rho.A.u)\delta x + \rho.A.u^2 - [\ \rho.A.u^2 + \frac{\partial}{\partial x}(\ \rho.A.u^2)\delta x] = 0 \quad (3.18a)$$

bulunur. Denklemdeki ikinci ve daha yüksek mertebeden terimler ihmal edilerek tekrar yazılır ve eşitliğin her iki tarafı (ρ.A.u) ile bölünürse;

$$\frac{1}{\rho u}\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{2A}\mid u \mid f\pi D + \frac{1}{A}\frac{\partial A}{\partial t} + \frac{1}{u}\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho}\left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho\frac{\partial u}{\partial x} + u\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{u\rho}{E}\frac{dA}{dx}\right] = 0 \quad (3.18b)$$

denklemi bulunur. Bu denklemdeki parantez içerisindeki ifade süreklilik denklemidir ve sıfıra eşittir. Sadeleştirmeler yapılarak;

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x}+\frac{1}{2A}u\,|u|\,f\pi D+\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}=0 \tag{3.19}$$

yazılır. Yeniden düzenlenerek momentum dengesi denkleminin son şekli;

$$\left[\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}\right]+\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x}+F=0 \tag{3.20a}$$

olarak bulunur. Burada

$$F=\frac{2fu\,|u|}{D} \quad \text{ve} \quad E=\frac{\pi}{4}D^2 \tag{3.20b}$$

şeklinde belirtilmektedir.

3.1.3 Enerji Korunumu Denklemi

Bir kontrol hacmi etrafındaki düzensiz akışa ait enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{Q}-\dot{W}_x=\frac{\partial}{\partial t}(U)+\dot{m}_ç\left(h_ç+\frac{u_ç^2}{2}\right)-\dot{m}_g\left(h_g+\frac{u_g^2}{2}\right) \tag{3.21}$$

Bu denklem kontrol hacmine birim zamanda giren ve çıkan enerjilerin arasındaki farkın, kontrol hacmindeki birim zamandaki toplam enerji değişimine eşit olduğunu belirten termodinamiğin birinci kanunun en genel ifadesidir. Burada ısı akısı;

$$\dot{Q}=q(\rho.E.\delta x) \tag{3.22}$$

şeklinde yazılabilir ve alınan veya verilen güç olmadığında

$$\dot{W}_x=0 \tag{3.23}$$

güç terimi sıfıra eşit olacaktır. Denklemin diğer kısımları;

$$\frac{\partial U}{\partial t}=\frac{\partial}{\partial t}\left[\rho.A.\delta x(C_V T+\frac{u^2}{2})\right] \tag{3.24}$$

$$\dot{m}_g(h_g+\frac{u_g^2}{2})=\rho.u.A(h+\frac{u^2}{2})=\rho.u.A(C_p T+\frac{u^2}{2}) \tag{3.25}$$

$$\dot{m}_{ç}(h_{ç}+\frac{u_{ç}^2}{2})=\rho.u.A(h+\frac{u^2}{2})+\frac{\partial}{\partial x}\left[\rho.u.A(h+\frac{u^2}{2})\right]\delta x \tag{3.26}$$

şeklinde yazılabilir. Bu kısımlar (3.21) numaralı denklemde yerlerine konularak;

$$q(\rho.A.\delta x)=\frac{\partial}{\partial t}\left[\rho.A.\delta x(C_V T+\frac{u^2}{2})\right]+\frac{\partial}{\partial x}\left[\rho.u.A(C_P T+\frac{u^2}{2})\right]\delta x \tag{3.27}$$

diferansiyeli alınarak açık olarak yazılırsa;

$$\begin{aligned} q=&\frac{C_V P}{R\rho^2}\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{C_V}{R\rho}\frac{\partial P}{\partial t}-\frac{C_V P}{R\rho^2}\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{ukC_V P}{R\rho^2}\frac{\partial\rho}{\partial x}+\frac{kC_V P}{R\rho}\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{ukC_V}{R\rho}\frac{\partial P}{\partial x}\\ &-\frac{ukC_V P}{R\rho^2}\frac{\partial\rho}{\partial x}+\frac{ukC_V P}{RA\rho}\frac{\partial A}{\partial x}+\left[\frac{u^2}{2\rho}(\frac{\partial\rho}{\partial t}+u\frac{\partial\rho}{\partial x}+\frac{u\rho}{A}\frac{\partial A}{\partial x})+u\frac{\partial u}{\partial t}+\frac{3}{2}u^2\frac{\partial u}{\partial x}\right] \end{aligned} \tag{3.27b}$$

bağıntısı elde edilir. Burada;

$$\frac{C_V}{R}=\frac{1}{k-1}\qquad \text{ve}\qquad RT=\frac{P}{\rho}=\frac{a^2}{k} \tag{3.27c}$$

ifadeleri kullanılarak;

$$q=\frac{1}{(k-1)\rho}\left[\frac{\partial P}{\partial t}+a^2\rho\frac{\partial u}{\partial x}+uk\frac{\partial P}{\partial x}+\frac{ua^2\rho}{A}\frac{\partial A}{\partial x}\right]+u\left[\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}\right] \tag{3.27d}$$

veya

$$q=\frac{1}{(k-1)\rho}\left[\frac{\partial P}{\partial t}+uk\frac{\partial P}{\partial x}+a^2(\rho\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{u\rho}{A}\frac{\partial A}{\partial x})\right]+u\left[-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x}-F\right] \tag{3.27e}$$

yazılır. Yeniden düzenleyerek;

$$(q+uF)\rho(k-1)=\frac{\partial P}{\partial t}+u\frac{\partial P}{\partial x}-a^2(\frac{\partial\rho}{\partial t}+u\frac{\partial\rho}{\partial x}) \tag{3.28}$$

bağıntısı elde edilir.

3.1.4 Uygunluk Denklemlerinin Çıkarılması

Yukarıda elde edilen süreklilik (3.9), momentum dengesi (3.20a) ve enerji korunumu (3.28) denklemlerinin ve u, P, ρ'nun tam diferansiyellerinin matris halinde ifadesi Denklem (3.29)'da verilmektedir.

$$\begin{bmatrix} 0 & \rho & 0 & 0 & 1 & u \\ 1 & u & 0 & 1/\rho & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & u & -a^2 & -a^2 u \\ dt & dx & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & dt & dx & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & dt & dx \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \partial u/\partial t \\ \partial u/\partial x \\ \partial P/\partial t \\ \partial P/\partial x \\ \partial \rho/\partial t \\ \partial \rho/\partial x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(\rho u/A)(dA/dx) \\ (-2fu\,|\,u\,|/D \\ (k-1)\rho\{q+u[(2fu\,|\,u\,|)/D]\} \\ du \\ dP \\ d\rho \end{bmatrix} \tag{3.29}$$

Bu katsayılar matrisinin çözümü ile Riemann değişkenleri olarak bilinen üç adet katsayı bulunur.

$$\left[(\frac{dx}{dt})-u\right]\left[(\frac{dx}{dt})-u-a\right]\left[(\frac{dx}{dt})-u+a\right]=0 \tag{3.30}$$

Süreklilik, enerji korunumu ve momentum dengesi denklemlerini

$$(3.28)+a^2(3.9)\pm a\rho(3.20a)=0 \tag{3.31a}$$

şeklinde birleştirmek sureti ile ;

$$\left[\frac{\partial P}{\partial t}+(u\pm a)\frac{\partial P}{\partial x}\right]\pm\rho a\left[\frac{\partial u}{\partial t}+(u\pm a)\frac{\partial u}{\partial x}\right]-(k-1)\rho\left[q+u\frac{4f}{D}\frac{u^2}{2}\frac{u}{|u|}\right] + a^2\frac{\rho.u}{A}\frac{dA}{dx}\pm\frac{4f}{D}\frac{\rho.a.u^2}{2}\frac{u}{|u|}=0 \tag{3.31b}$$

yazılabilir. Tam diferansiyel tanımı kullanılarak yol-zaman (x-t) alanında $dx/dt=u\pm a$ karakteristiği boyunca uygunluk denklemini yeniden düzenlersek;

$$\frac{dP}{dt}\pm\rho.a\frac{du}{dt}-(k-1)\rho\left[q+u\frac{4f}{D}\frac{u^2}{2}\frac{u}{|u|}\right]+\frac{a^2.u.\rho}{A}\frac{dA}{dx}\pm\frac{4f}{D}\rho\frac{a.u^2}{2}\frac{u}{|u|}=0 \tag{3.32a}$$

şeklinde yazılabilir. Yine aynı şekilde dx/dt=u karakteristiği boyunca uygunluk denklemi;

$$\frac{dP}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} - (k-1)\rho\left[q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right] = 0 \qquad (3.32b)$$

şeklinde yazılabilir. Bu uygunluk denklemleri Karakteristik Metodu (Method of Characteristics) ile çözülmektedir. Bu metot hiperbolik kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünde sağlıklı sonuçlar verdiği için seçilmiştir. Birbirine ters yönde hareket eden Riemann değişkenleri yardımı ile (λ, β, α) kısmi diferansiyel denklemler adi diferansiyel denklemlere dönüştürülmektedir. Zaman adımı hesaplanarak akım bölgesi ızgaralara ayrılmakta ve karakteristik hatlar kullanılarak ağ noktalarındaki termodinamik özelikler hesaplanmaktadır. Uygunluk ve yön denklemlerin çözümünde kullanılan bu ağ yönteminde x ve z düzleminin delikli bir ağ ile kaplandığı düşünülür. Her boru için dikdörtgen ağ gözünün x doğrultusundaki uzunluğu sabittir, ancak bu uzunluk borudan boruya değişebilir. z doğrultusundaki uzunluğu bir zaman adımı için sabit fakat zamanla değişebilir. Karakteristik metodun uygulanmasına ait detaylı bilgiler [36-40,16] numaralı kaynaklarda mevcuttur.

3.2 Sınır Koşulu Teorileri

Gemi dizel motorları termodinamik simülasyonu, boru gaz dinamiği özelik hesaplamaları kullanılarak yapılmaktadır. Karakteristik metot yardımı ile boru içerisindeki sıcaklık, basınç ve kütle debisi gibi termodinamik özelikler Riemann değişkenleri yardımı ile ifade edilebilmektedir. Fakat boru sonunda oluşacak termodinamik özelikler zaman aralığı sonunda sınır şartları ile bulunabilir.

Termodinamik simülasyon hesaplarında kullanılan sınır şartları;

- Silindir
- Supap
- Lüle
- Kavşak
- Türbin
- Açık ve kapalı boru sonları

şeklinde belirtilebilir.

Bu sınır şartları aktif ve pasif sınır şartı olmak üzere ikiye ayrılabilir. Aktif sınır şartı (silindir, kompresör, türbin gibi) sistemde zamana bağlı akım yaratan sınır şartlarıdır. Pasif sınır şartları ise dalgaları çeşitli şekillerde emen ya da yansıtan sınır şartlarıdır. Pasif sınır şartları sistem ortası (kavşak gibi) ve sistem sonu (lüle, supap, açık ve kapalı boru sonları gibi) olmak üzere ikiye ayrılır.

Sınır şartları aşağıdaki kabullenmeler çerçevesinde modellenmiştir;

- Sınırlarda gaz akımı tek boyutludur.
- Sınırlarda herhangi bir anda $\partial P/\partial t$, $\partial u/\partial t$ gibi terimler $\partial P/\partial x$, $\partial u/\partial x$ gibi terimlere oranla çok küçük olduğundan, zamanla değişmeyen sanki dengeli hal değişimi akım denklemleri (quasi steady) kullanılır.
- Termodinamik özelikler herhangi bir anda hacim içerisinde bulunan her noktada aynıdır ve gaz durulmuş haldedir.
- Borulara bağlı büyüklükler ihmal edilemeyecek büyüklükte ise, hacim içerisindeki özeliklerin zamana göre değişimi alınır.

4. SİLİNDİR SINIR KOŞULU

Bu çalışmada kullanılan termodinamik simülasyonda, emme boruları, egzost boruları ve silindir içerisindeki gazın bir zaman adımı sonundaki fiziksel ve kimyasal özelliklerindeki değişimler hesaplanır. Aktif sınır koşulu olan silindir, gaz akımının zamana göre değişiminin ana kaynağıdır. Silindir sınır koşulu, emme ve egzost supaplarının her ikisinin de kapalı olduğu 'Güç Periyodu' veya 'Kapalı Periyot' ve birisinin veya her ikisinin de açık olduğu 'Dolgu Değişim Periyodu' veya 'Açık Periyot' olmak üzere iki ana kısma ayrılır.

4.1 Güç Periyodu (Kapalı Periyot)

Güç periyodu esnasında, ilk olarak silindir içerisindeki gazın özelliklerinin zaman adımı sonundaki aldıkları yeni değerleri tahmin edilerek termodinamik hesaplar yapılır. Bu hesaplamalar kullanılarak bu zaman adımı boyunca açığa çıkan enerji hesaplanır. Bundan sonra bir iteratif metot veya ardışık yaklaşım metodu kullanılarak, silindir için oluşturulan bir kontrol hacmi için termodinamiğin birinci kanunu uygulanarak enerji korunumu denklemi kurulur. Bu iteratif yaklaşım istenilen doğruluğa erişinceye kadar işlem tekrar edilir. Gaz özellikleri istenilen hassasiyete ulaştıktan sonra termodinamiğin ikinci kanunu uygulanarak sistemde üretilen entropi hesaplanır.

Güç periyodunun matematiksel modelinde adımsal yaklaşım metodu kullanılır ve hava-yakıt reaksiyonlarını kapsayan kimyasal dengeleme prensipleri temel olarak alınır. Modellemeye ait ayrıntılı bilgi [35,17] numaralı kaynaklarda verilmiştir.

4.1.1 Yanma Sonucu Moleküler Değişim

Temel hava yakıt yanma denklemi;

$$C_nH_m + \left(n + \frac{m}{4}\right)O_2 \rightarrow nCO_2 + \frac{m}{2}H_2O \qquad (4.1)$$

şeklinde yazılır ve bir mol yakıt ile gerçekleştirilen yanma denkleminde, hava mol sayısı (M_H) üzerindeki mol sayısı artımı (M_P);

$$M_P = n + \frac{m}{2} - n - \frac{m}{4} = \frac{m}{4} \tag{4.2}$$

şeklinde yazılabilir. Bu işlemde CO_2 ve H_2O mol sayısı artımları 'n' ve '$\frac{m}{2}$', O_2 mol sayısı azalımı ise '$n + \frac{m}{4}$'tür.

Yakıt içerisindeki karbon ağırlık oranı C_A ile belirtildiğinde, aşağıdaki bağıntılar yazılabilir.

$$C_A = \frac{12.01n}{12.01n + 1.008m} \tag{4.3}$$

$$M_{H_2O} = 2M_P \tag{4.4}$$

$$M_{CO_2} = \frac{4.032 M_P . C_A}{12.01(1 - C_A)} \tag{4.5}$$

Böylece $(C_A W_y)$kg karbon ve $\lfloor (1 - C_A) W_y \rfloor$ kg hidrojenden oluşan W_y kg yakıt, $\left(\frac{C_A}{12.01}\right) W_y$ karbon ve $((1 - C_A)/1.008) W_y$ hidrojen şeklinde kmol cinsinden ifade edilebilir.

Bu yakıt ile M_H kmol havanın yanması sonucu, hava mol sayısı M_H üzerindeki mol sayısı artımı;

$$M_P = \frac{1 - C_A}{4.032} W_y \text{ kmol} \tag{4.6}$$

denklemi ile gösterilir. Toplam yanma sonu ürünleri $(M_T = M_H + M_P)$ kmol cinsinden

$$M_{H_20} = 2M_P = \frac{1 - C_A}{2.016} W_y \text{ kmol} \tag{4.7}$$

$$M_{CO_2} = \frac{2.016 C_A 2M_P}{12.01(1-C_A)} = \frac{C_A W_y}{12.01} \text{ kmol} \quad (4.8)$$

yazılabilir.

4.1.2 Yanma Sonu Artık Gaz Hesapları

Bir silindirde alıkonulan bütün gazların toplam (hava+artık gazlar) mol miktarı;

$$M_T = \frac{P_S V_{SC}}{T_S} \frac{10^2}{8.3143} \text{ kmol} \quad (4.9)$$

şeklinde yazılabilir. Yanma sonu artık gaz miktarı ise, kmol cinsinden;

$$M_A = M_T - M_H \quad (4.10)$$

şeklinde yazılabilir. Artık gaz içerisindeki çeşitli gazların mol oranları ise;

$$M_{N_2} = 0.79\left(\frac{M_H}{M_H + M_P}\right) M_A \text{ kmol} \quad (4.11)$$

$$M_{H_2O} = \left(\frac{2M_P}{M_H + M_P}\right) M_A \text{ kmol} \quad (4.12)$$

$$M_{CO_2} = \frac{2.016}{12.01(1-C_A)} M_{H_2O} \text{ kmol} \quad (4.13)$$

$$M_{O_2} = \frac{0.21}{0.79} M_{N_2} - \left[M_{CO_2} + \left(\frac{M_{H_2 0}}{2}\right)\right] \text{ kmol} \quad (4.14)$$

olarak belirtilir.

4.1.3 Silindirde Alıkonulan Mol Miktarı

Bir zaman aralığının başlangıcındaki şartlar ‘baş’ ve sonundaki şartlar ‘son’ indisleri ile gösterilirse, zaman adımı başlangıcındaki mol miktarı değerleri;

$$\left[M_{N_2}\right]_{baş} = 0.79 M_H \frac{M_H + M_P + M_A}{M_H + M_P} \text{ kmol} \quad (4.15)$$

$$\left[M_{O_2}\right]_{baş} = \frac{0.21}{0.79}\left[M_{N_2}\right]_{baş} - \left[M_{CO_2} + \frac{M_{H_2O}}{2}\right] \text{ kmol} \tag{4.16}$$

$$\left[M_{H_2O}\right]_{baş} = M_{H_2O} \text{ kmol} \tag{4.17}$$

$$\left[M_{CO_2}\right]_{baş} = M_{CO_2} \text{ kmol} \tag{4.18}$$

denklemleri ile yazılır. Silindirde alıkonulan kütle miktarını (m_s) ile gösterilirse;

$$m_s = \sum_{j=1}^{4} m_w(j) M_i(j) \text{ kg} \tag{4.19}$$

şeklinde yazılabilir. Burada m_w, j'nin 1 ile 4 arasında değişen değerleri için sırası ile N_2, O_2, CO_2 ve H_2O molekül ağırlıklarını göstermektedir. Ayrıca;

$$\text{Alıkonulan hava yakıt oranı} = 28.967 \frac{M_H}{W_y} \tag{4.20}$$

$$\text{Alıkonulan kütle yakıt oranı} = \frac{m_s}{W_y} \tag{4.21}$$

$$\text{Etkin hava yakıt oranı} = \left[\left(\frac{32}{23}\right) M_{O_2}.100\right] / W_y \tag{4.22}$$

eşitlikleri ile ifade edilebilir. Eğer hesaplamalarda yanma olayı gözönüne alınmayacaksa gazların son mol sayıları başlangıç mol sayılarına eşit olacaktır. Fakat yanma olayı göz önüne alındığında, bir zaman aralığında eklenen yakıt miktarını dW_y ve bu yakıt miktarından alınan ısıyı dq_y ile gösterilirse;

$$X = \frac{dW_y(1 - C_a)}{4.032} \tag{4.23}$$

$$Y = \frac{dW_y C_a}{12.01} \tag{4.24}$$

olmak üzere, zaman aralığı sonu mol miktarı değerleri;

$$\left[M_{O_2}\right]_{son} = \left[M_{O_2}\right]_{baş} - X - Y \text{ kmol} \tag{4.25}$$

$$\left[M_{CO_2}\right]_{son} = \left[M_{CO_2}\right]_{baş} + Y \text{ kmol} \tag{4.26}$$

$$\left[M_{H_2O}\right]_{son} = \left[M_{H_2O}\right]_{baş} + 2X \text{ kmol} \tag{4.27}$$

şeklinde yazılır.

4.1.4 Zaman Aralığı Sonu ve Zaman Aralığı Ortalama Özellik Değerleri

Zaman aralığı sonundaki silindir içerisindeki gaz sıcaklığı;

$$T_{son} = T_{baş}\left[\frac{V_{baş}}{V_{son}}\right] + 4\frac{dq_y}{m_s} \tag{4.28}$$

değeri ile bulunur. Zaman aralığı içerisindeki ortalama özellik değerleri 'ort' indisi ile gösterilirse;

$$\left[m_s\right]_{son} = \left[m_s\right]_{baş} + dW_y \tag{4.29}$$

$$M_{ort} = \frac{1}{2}\left[M_{son} + M_{baş}\right] \tag{4.30}$$

$$m_{s_{ort}} = \frac{1}{2}\left[(m_s)_{son} + (m_s)_{baş}\right] \tag{4.31}$$

$$\rho_{ort} = \frac{m_{s_{ort}}}{V_{s_{ort}}} \tag{4.32}$$

$$T_{ort} = \frac{1}{2}\left[T_{son} + T_{baş}\right] \tag{4.33}$$

denklemleri yazılabilir.

4.1.5 Silindirde Güç Çevrimi Boyunca Isı Geçişi

Silindir içerisindeki gazlardan silindir duvarına taşınımla geçen ısı miktarı Annand denklemleri ile [44,45] hesaplanır. Buna göre sabit basınçtaki özgül ısı değeri;

$$C_P = \frac{\sum_{j=1}^{4} M_{ort}(j) C_P(j)}{\left(m_{s_{ort}} / \overline{R} \right)} \tag{4.34}$$

denklemi ile ifade edilir. Burada;

$$C_P(j) = \overline{R}(a + 2bT + 3cT^2 + 4dT^3) \tag{4.35}$$

olup, $\overline{R}$ evrensel gaz sabitidir. Viskozite değeri;

$$\mu = \left[\frac{\sum M_{ort}(j) \sqrt{m_W(j)} Z_{Katsayı}(j)}{\sum M_{ort}(j) \sqrt{m_W(j)}} \right] T_{ort}^{0.645} \tag{4.36}$$

ısı iletim katsayısı;

$$k_q = \frac{C_P \mu}{0.7} \tag{4.37}$$

Reynolds sayısı (V_P piston hızını göstermek üzere)

$$Re = \frac{\rho_{ort} V_P D_S}{\mu} \tag{4.38}$$

Yüzey film katsayısı (a, b Annand katsayılarıdır.);

$$h = \frac{a k_q Re^b}{D_s} \tag{4.39}$$

bağıntısı ile gösterilerek gazlardan geçen ısı miktarı;

$$dq_c = \frac{Fh(T_{ort} - T_{ÇEP})}{3600.RPS} \tag{4.40}$$

eşitliği ile bulunur. Bu denklemde F ısıtılan toplam yüzey alanı, RPS ise motor dönme hızıdır. (devir/saniye)

Yanma işleminin başlangıcından sonra, ışınım ile ısı geçişi de hesaplara katılacaksa;

$$d_{q_r} = \frac{Fc(T_{ort}^4 - T_{ÇEP}^4)}{3600.RPS} \tag{4.41}$$

denkleminden bulunur. Burada c Annand katsayısıdır. Belirli bir zaman adımı içerisinde yapılan iş;

$$dW_{EM} = \frac{1}{2}(P_{son} + P_{baş})(V_{son} - V_{baş}) \quad \text{(Emme pistonu için)} \tag{4.42}$$

$$dW_{EG} = \frac{1}{2}(P_{son} + P_{baş})(V_{son} - V_{baş}) \quad \text{(Egzost pistonu için)} \tag{4.43}$$

bağıntısı kullanarak hesaplanır. (4.42) ve (4.43) numaralı denklemlerde kullanılan zaman aralığı sonundaki basınç;

$$P_{son} = \frac{P_{baş} V_{baş} M_{son} T_{son}}{V_{son} M_{baş} T_{baş}} \tag{4.44}$$

ifadesi ile bulunur.

Termodinamiğin birinci kanunu;

$$\sum M[u_0 + u(T_{baş})] = \sum M[u_0 + u(T_{son})] + dq_c + dq_r + dW_{EM} + dW_{EG} \tag{4.45}$$

Bileşenler Yanma Ürünleri

şeklinde ifade edilebilir. Yukarıdaki denklemde u_0 ve u(T); 0 (K) ve T(K) sıcaklıklarındaki iç enerji değerleridir. u(T_r) 300 K sıcaklıkta bir referans değeri olarak tarif edilirse; (4.45) numaralı denklem;

$$\underset{\text{Bilesenler}}{\sum M[u_0 + u(T_r)]} - \underset{\text{Yanma Ürünleri}}{\sum M[u_0 + u(T_r)]} = \underset{\text{Yanma Ürünleri}}{\sum M[u(T_{son}) - u(T_r)]} - \underset{\text{Bilesenler}}{\sum M[u(T_{baş}) - u(T_r)]} + dq_c + dq_r + dW_{EM} + dW_{EG} \tag{4.46}$$

olarak tekrar yazılır. Denklemin sol tarafı yakıtın ısıl değer ifadesidir. (4.46) numaralı denklem son şekliyle;

$$dq_y = u_{son} - u_{baş} + dq_c + dq_r + dW_{EM} + dW_{EG} \tag{4.47}$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada;

$$u_{son} = \sum M_{son}(j) u_{son}(j) \tag{4.48}$$

$$u_{baş} = \sum M_{baş}(j) u_{baş}(j) \tag{4.49}$$

$$u(j) = u(T) - u(T_r) = \overline{R}\left[(a-1)T + bT^2 + cT^3 + dT^4\right] - u(T_r) \tag{4.50}$$

bağıntılarından yararlanılır. (4.47) numaralı denklem Newton-Raphson sayısal yöntemi ile çözümlenir ve çözüm sonucu değeri ile, bilgisayar programında daha önceden saptanıp kabullenilen değer arasındaki fark;

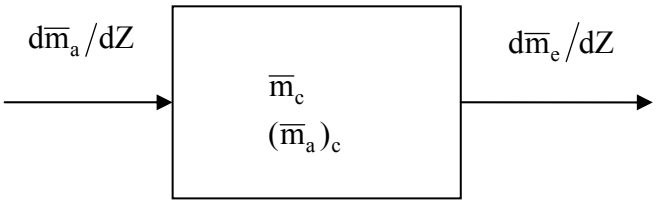
$$FARK(HATA) = u_{son} - u_{baş} - dq_y + dq_c + dq_r + dW_{EM} + dW_{EG} \tag{4.51}$$

olarak belirtilir. Fark (hata) değeri bilgisayara verilen değerin (0.0001) altında ise çözüm sonucunun bulunduğu kabul edilir. Fark (Hata) değeri büyükse, (4.33) denklemine dönülür ve yeni bir T_{son} değeri alınıp hesaplamalar tekrarlanır.

4.2 Dolgu Değişim Periyodu (Açık Periyot)

4.2.1 Dolgu Değişimi Boyunca Silindir Kütle Dengelenmesi ve Silindir İçerisinde Alıkonulan Kütle Miktarı

Dolgu değişimi boyunca (Şekil 4.1) sayısal çözüm için aşağıdaki boyutsuz değişkenler kullanılacaktır.



Şekil 4.1: Silindirde Dolgu Değişimi Boyunca Kütle Dengesi

$\frac{d\overline{m}_a}{dZ}$: Hava debisi

$\frac{d\overline{m}_e}{dZ}$: Egzost gazı (hava dahil) debisi

$\frac{d\overline{m}_{ea}}{dZ}$: Normal egzost (dış) akımı veya emme ters (dış) akımı esnasında hava debisi

$(\overline{m}_a)_c$: Silindirde alıkonulan bir anlık hava kütlesi

$\overline{m}_s$: Silindire alınan toplam hava kütlesi

$\overline{m}_e$: Silindirden çıkan toplam egzost kütlesi

$\overline{m}_c$: Silindir kütlesi (gaz+hava)

Δt : Zaman aralığı

Olabilecek dört farklı akım türü için, silindirde kütle dengelenmesi ayrı ayrı incelenecektir,

- Havanın silindire doğru, egzost gazının silindirden dışarıya doğru olması hali

$$\frac{d\overline{m}_{ea}}{dt} = \frac{(\overline{m}_a)_c \frac{d\overline{m}_e}{dt}}{\overline{m}_c} \tag{4.52}$$

$$(\overline{m}_a)_c = (\overline{m}_a)_c + \left(\frac{d\overline{m}_a}{dt} - \frac{d\overline{m}_{ea}}{dt} \right) \Delta t \tag{4.53}$$

$$\overline{m}_s = \overline{m}_s + \frac{d\overline{m}_a}{dt} \Delta t \tag{4.54}$$

- Havanın silindire doğru, egzost gazının silindire doğru olması hali

$$\frac{d\overline{m}_{ea}}{dt} = 0 \tag{4.55}$$

$$(\overline{m}_a)_c = (\overline{m}_a)_c + \frac{d\overline{m}_a}{dt} \Delta t \tag{4.56}$$

$$\overline{m}_s = \overline{m}_s + \frac{d\overline{m}_a}{dt} \Delta t \tag{4.57}$$

- Havanın dışarıya doğru, egzost gazının silindirden dışarıya doğru olması hali

$$\frac{d\overline{m}_{ea}}{dt} = \left(\frac{d\overline{m}_{a}}{dt} - \frac{d\overline{m}_{e}}{dt} \right) \left(\frac{\overline{m}_{a}}{\overline{m}_{c}} \right) \tag{4.58}$$

$$(\overline{m}_{a})_{c} = (\overline{m}_{a})_{c} + \frac{d\overline{m}_{ea}}{dt} \Delta t \tag{4.59}$$

- Havanın dışarıya doğru, egzost gazının silindire doğru olması hali

$$\frac{d\overline{m}_{ea}}{dt} = \frac{(\overline{m}_{a})_{c} \dfrac{d\overline{m}_{a}}{dt}}{\overline{m}_{c}} \tag{4.60}$$

$$(\overline{m}_{a})_{c} = (\overline{m}_{a})_{c} + \frac{d\overline{m}_{ea}}{dt} \Delta t \tag{4.61}$$

akan toplam egzost gazı kütlesi;

$$\overline{m}_{e} = \overline{m}_{e} + \frac{d\overline{m}_{e}}{dt} \Delta t \tag{4.62}$$

ve silindir içerisinde kütle dengelenmesi;

$$\overline{m}_{c} = \overline{m}_{c} + \frac{d\overline{m}_{c}}{dt} \Delta t \tag{4.63}$$

$$\frac{d\overline{m}_{c}}{dt} = \frac{d\overline{m}_{a}}{dt} - \frac{d\overline{m}_{e}}{dt} \tag{4.64}$$

şeklinde gösterilir. $\left(\frac{d\overline{m}_{e}}{dt} \right)$ ve $\left(\frac{d\overline{m}_{a}}{dt} \right)$ kütle debileri silindire bağlanan boru uçlarında Riemann değişkenleri kullanılarak MASPIP alt programında hesaplanmıştır. Bilgisayar modellemesinde, silindire bağlı emme borusu bulunmuyorsa, hesaplamalar MASSFL alt programında hesaplanmıştır.

4.2.2 Dolgu Değişimi Boyunca Silindirde Isı Transferi

Dolgu değişimi boyunca silindir duvarına olan konveksiyonla ısı transferi Annand bağıntıları ile bulunur. Bu bağıntıların kullanılabilmesi için silindir içindeki gaz bileşenleri özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir.

Çevrimde güç periyodu sonunda, silindir içerisindeki egzost gazı bileşenleri (N_2, O_2, CO_2 ve H_2O) kmol cinsinden bilinmektedir. Bu değerlerden her bileşenin ağırlık oranı bulunur. Değişkenler ve indisler;

M : kmol cinsinden mol miktarı
m : kg cinsinden kütle
m_w : molekül ağırlığı
h : hava
s : silindir
a.o. : ağırlık oranı

kullanılarak ve 'i' indisinin 1 ile 4 arasında değişen değerleri sırası ile N_2, O_2, CO_2 ve H_2O'yu ifade ederek aşağıdaki bağıntılar yazılabilir.

$$m_T = \sum_{i=1}^{4} m_{W_i} M_i \tag{4.65}$$

$$(m_{a.o.})_i = \frac{m_{W_i} M_i}{m_T} \tag{4.66}$$

Her bir bileşen için mol miktarı ise kmol cinsinden aşağıdaki denklemlerle bulunur.

$$M_1 = \frac{\left[0.77(m_H)_s + m_{a.o.1}(m_s - (m_H)_s)\right]}{m_{W_1}} \tag{4.67}$$

$$M_2 = \frac{\left[0.23(m_H)_s + m_{a.o.2}(m_s - (m_H)_s)\right]}{m_{W_2}} \tag{4.68}$$

$$M_3 = \frac{\left[m_{a.o.3}(m_s - (m_H)_s)\right]}{m_{W_3}} \tag{4.69}$$

$$M_4 = \frac{\left[m_{a.o.4}(m_s - (m_H)_s)\right]}{m_{W_4}} \tag{4.70}$$

Silindir içerisindeki gaz bileşen miktarları hesaplandıktan sonra, taşınımla olan ısı geçişi güç periyodunda kullanılan (4.34-4.40) denklemleri kullanılarak bulunacaktır. Isı miktarı;

$$dQ = F\frac{ak_q\,Re^b}{D_C}(T_{ÇEP} - T_{gaz}) \tag{4.71}$$

şeklinde verilmiştir.

5. İKİLİ (DUAL) ÇEVRİME GÖRE ÇALIŞAN BİR MOTORDA ENTROPİ ÜRETİMİ

5.1 İdeal Çevrimler

Güç üretiminde kullanılan birçok ısı makinasında ve soğutma maksadıyla kullanılan soğutma makinalarında iş yapan akışkan olarak hava veya gaz halinde bir akışkan bulunmaktadır. Birçok güç makinasında, yanma çevrimin içerisinde meydana geldiğinden iş yapan akışkanın cinsi ve karışım oranları işlem boyunca değişir ve bu yüzden bu tip makinalara içten yanmalı makinalar denilir.

Güç üreten makinaların büyük çoğunluğu bir termodinamik çevrime dayanır. Gerçek ısı makinalarında karşılaşılan çevrimlerin çözümlemesini yapmak zordur. Çünkü sürtünme, kısılma, titreşim ve denge haline geçmek için yeterince zaman olmaması gibi nedenleri gözönüne almak gerekmektedir. Bundan dolayı çevrimin analitik çözümlemesini yapabilmek için bazı kabuller yapmak gerekmektedir. Gerçek çevrimin içten tersinmezliklerden ve diğer tersinmezliklerden arındırılmış durumuna, gerçek çevrime benzer ideal çevrimler denilir. Bu ideal çevrimler temel parametrelerin çevrim içerisindeki etkilerini, ayrıntılardan arındırarak daha rahat inceleme olanağı verir. Bu ideal çevrimler aşağıdaki hava standardı kabullerine dayanır;

- Çevrimde iş yapan akışkan olarak mükemmel gaz kabul edilen belirli bir hava kütlesi gözönüne alınır.
- Yanma işlemi yerine, yüksek sıcaklıktaki bir ısı kaynağından iş gören akışkana ısı geçişi olduğu kabul edilir.
- Egzost prosesi iş gören akışkanı başlangıç haline dönüştüren ısı atma prosesi ile yer değiştirir.
- Bütün hal değişimleri içten tersinirdir.

İdeal çevrimlerin önemi değişik parametrelerin çevrime olan tesirlerinin iyi bir şekilde incelenmesini sağlamasıdır. Bu parametreler gerçek makinada da aynı yönde

tesir ederler. Bu ideal çevrimlerin en önemlileri hakkında kısaca bilgi verilecektir.[41]

5.1.1 İdeal Otto Çevrimi

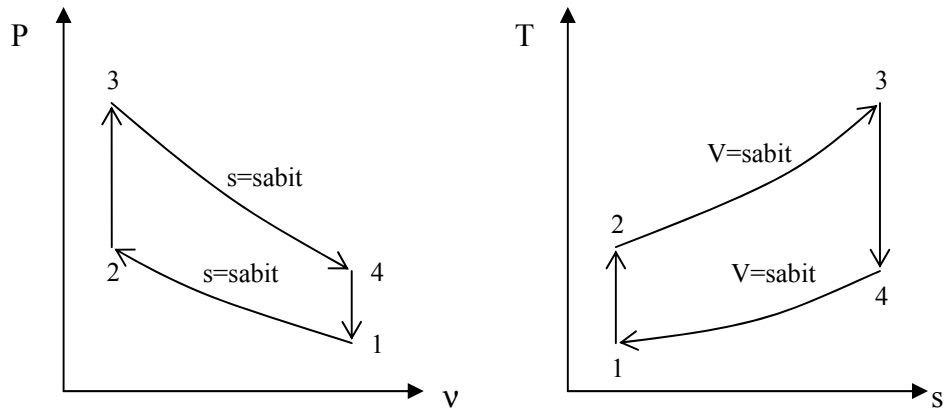
İdeal Otto çevrimi gerçek benzin motoru çevrimi için ideal hava çevrimidir. İdeal Otto çevriminde yanma prosesi piston üst ölü noktada iken sabit hacimde gerçekleşir. Fakat gerçek benzin motoru çevriminde yanma prosesi sadece piston üst ölü noktada iken anlık olarak gerçekleşmez, genişleme yani güç prosesi boyunca devam eder.

İdeal Otto çevriminin ısıl verimi havanın özgül ısıları sabit kabul edilerek;

$$\eta_0 = 1 - \frac{C_{V0}(T_4 - T_1)}{C_{V0}(T_3 - T_2)} = 1 - r_{so}^{1-k} \qquad (5.1)$$

şeklinde yazılır ve buradaki $r_{so} = V_1 / V_2$ olup izantropik sıkıştırma oranı adını alır. Görüldüğü üzere ideal çevrimin ısıl verimi yalnız sıkıştırma oranına bağlıdır ve sıkıştırma oranı büyüdükçe verim artmaktadır. Fakat benzinli motorlarda sıkıştırma oranı vuruntu sebebi ile 10 civarında sınırlıdır. Bu çevrim Şekil 5.1'de görüldüğü gibi dört tersinir hal değişiminden oluşur;

1-2 İzantropik sıkıştırma
2-3 Çevrime sabit hacimde ısı alma
3-4 İzantropik genişleme
4-1 Çevrimden sabit hacimde ısı atma



Şekil 5.1: İdeal Otto Çevrimi P-ν ve T-s Diyagramları

5.1.2 İdeal Dizel Çevrimi

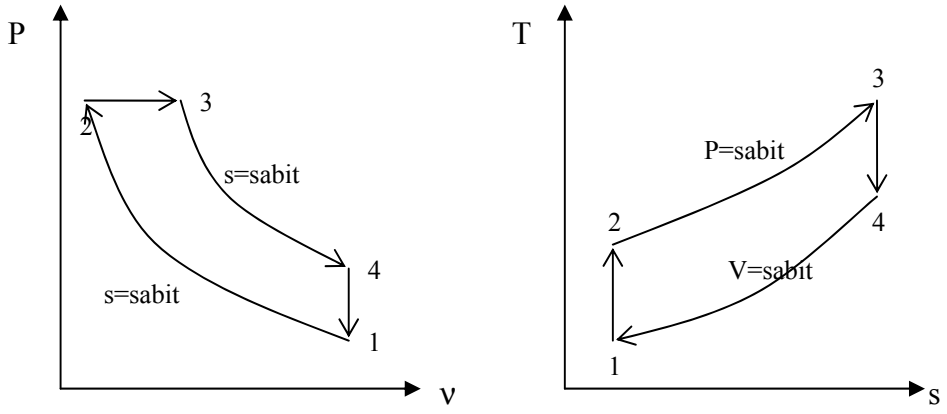
İdeal dizel çevrimi sıkıştırma ateşlemeli motorlar için ideal çevrimdir. İdeal dizel çevriminde yanma prosesi sabit basınçta, genişleme prosesinin başlangıcında gerçekleştiği kabul edilir. Gerçek dizel motorlarda yanma prosesi sadece genişleme prosesinin bir bölümünde sabit basınçta değil, üst ölü noktadaki yanma prosesleri ile sabit hacimde de gerçekleşir. Bu çevrim Şekil 5.2'de görüldüğü gibi dört tersinir hal değişiminden oluşur;

1-2 Tersinir adyabatik sıkıştırma

2-3 Sabit basınçta tersinir ısı alma

3-4 Tersinir adyabatik genişleme

4-1 Sabit hacimde tersinir ısı atma



Şekil 5.2: İdeal Dizel Çevrimi P-ν ve T-s Diyagramları

İdeal dizel çevriminin ısıl verimi, havanın özgül ısıları sabit kabul edilerek

$$q_g = q_{23} = w_{23} + (\Delta u)_{23} = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2)$$
$$q_g = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \qquad (5.2)$$

$$q_ç = -q_{41} = -w_{41} - (\Delta u)_{41} = 0 - (u_1 - u_4) = u_4 - u_1$$
$$q_ç = C_v(T_4 - T_1) \qquad (5.3)$$

$$\eta_{th,diesel} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(\frac{T_4}{T_1} - 1)}{kT_2(\frac{T_3}{T_2} - 1)} \qquad (5.4)$$

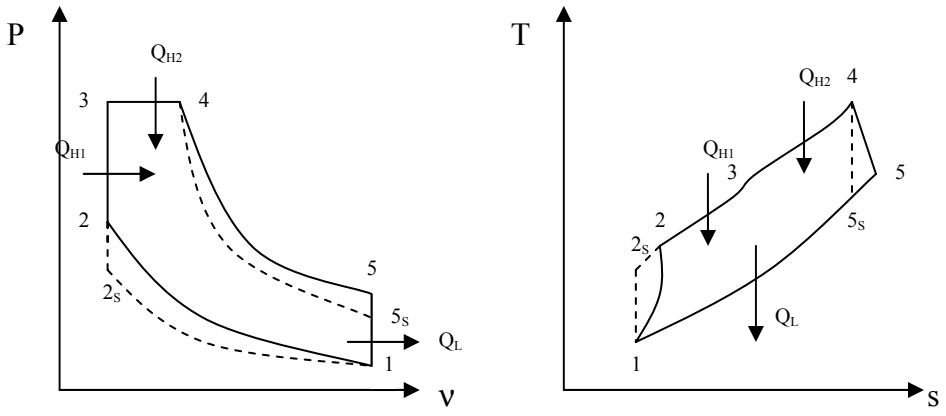
$$r_k = \frac{V_3}{V_2} \text{ (Kesme oranı)} \tag{5.5a}$$

$$\eta_{th,diesel} = 1 - \frac{1}{r_{so}^{\,k-1}} \left[\frac{r_k^k - 1}{k(r_k - 1)} \right] \tag{5.5b}$$

şeklinde yazılır. Bu denklemden görüldüğü üzere aynı sıkıştırma oranına sahip Dizel ve Otto çevriminde, Otto çevriminin ısıl verimi daha yüksektir. Ayrıca kesme oranı küçüldükçe, Dizel çevriminin verimi yükselir. Fakat dizel motorları daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalıştıklarından ısıl verimleri daha yüksektir.

5.1.3 İkili (Dual) Çevrim

İçten yanmalı bir motorda yanma işlemini, sisteme sabit basınçta veya sabit hacimde ısı geçişi gibi ele almak, işlemi fazla basitleştirdiği için gerçekçi olmayabilir. Daha doğru fakat biraz daha karmaşık bir yaklaşım, hem benzin hem de dizel motorlarındaki yanma işleminin karışımı olan, sisteme biri sabit hacimde diğeri sabit basınçta ısı geçişinin gerçekleştiği iki bölümlü bir hal değişimi olarak ele almaktadır. Bu düşünceye dayanan ideal çevrim ikili (dual) çevrim diye adlandırılır. Bu çevrime ait P-ν ve T-s diyagramları Şekil 5.3'te verilmiştir. Hem Otto hem de Dizel çevrimi ikili çevrimin özel birer durumudur.



Şekil 5.3: İkili Çevrimde P-ν ve T-s Diyagramları

5.2 İkili Çevrime Göre Çalışan Bir Makinada II. Kanun Analizi

Şimdi sistem olarak ikili çevrimde çalışan bir motor ele alınacaktır. Bu sistem için termodinamiğin birinci yasası;

$$\delta Q_{kh} - \delta W_{kh} = dU_{kh} \quad \text{(Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal ediliyor.)} \quad (5.6)$$

şeklinde yazılabilir. İşaret yönü olarak çevreden kontrol hacmine geçen ısı pozitif, kontrol hacminden çevreye olan ısı geçişi negatif, çevreden kontrol hacmine geçen iş negatif, kontrol hacminden çevreye olan iş geçişi pozitif olarak alınacaktır.

Termodinamiğin ikinci yasası ise;

$$(dS)_{kh} = -\frac{\delta Q_{Ç}}{T_{Ç}} + S_{ÜRE} \quad (5.7)$$

eşitliğin her iki tarafı T_0 ile çarpılarak;

$$T_0(dS)_{kh} = -\delta Q_{Ç}\frac{T_0}{T_{Ç}} + T_0 S_{ÜRE} \quad (5.8)$$

şeklinde yazılır ve bu ifadede $dQ_{Ç} = -dQ_{kh}$ olduğunu dikkate alarak, termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları birleştirilirse;

$$\delta Q_{kh} - \delta W_{kh} + T_0(dS)_{kh} = dU_{kh} + \delta Q_{kh}\frac{T_0}{T_{Ç}} + T_0 S_{ÜRE} \quad (5.9)$$

ve iş terimi solda kalacak şekilde tekrar düzenlenirse;

$$\delta W_{kh} = \delta Q_{kh}\left(1 - \frac{T_0}{T_{Ç}}\right) - \left(dU_{kh} - T_0(dS)_{kh}\right) - T_0 S_{ÜRE} \quad (5.10)$$

şeklinde yazılabilir.[41-43]

Bir sistemden elde edilen işin tümünden amaçlar doğrultusundan yararlanılamayabilinir. Gerçek işin bir bölümü çevreye aktarılır ve bunun geri kazanılması veya başka herhangi bir amaçla kullanılması olanaksızdır. Gerçek işten bu çevre işinin çıkarılması ile herhangi bir hal dönüşümündeki yararlı iş bulunur. Tersinir iş ise belirli bir hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek

maksimum yararlı iş olarak tanımlanabilir. Bu tanımlar ışığında, Denklem (5.10)'u kullanarak '1' ve '2' noktaları arasında gerçekleşen bir hal değişimi için gerçek iş;

$$W_{GER} = \left[\left(U_1 - T_0S_1\right) - \left(U_2 - T_0S_2\right)\right]_{GER} + \left(1 - \frac{T_0}{T_Ç}\right)Q_{kh,GER} - T_0S_{ÜRE} \tag{5.11}$$

yararlı iş;

$$W_{YAR} = W_{GER} - W_Ç = W_{GER} - P_0(V_2 - V_1) \tag{5.12}$$

$$W_{YAR} = \left[\left(U_1 - T_0S_1 + P_0V_1\right) - \left(U_2 - T_0S_2 + P_0V_2\right)\right]_{GER} + \left(1 - \frac{T_0}{T_Ç}\right)Q_{kh,GER} - T_0S_{ÜRE} \tag{5.13}$$

$$W_{YAR} = \left[\left(H_1 - T_0S_1\right) - \left(H_2 - T_0S_2\right)\right]_{GER} + \left(1 - \frac{T_0}{T_Ç}\right)Q_{kh,GER} - T_0S_{ÜRE} \tag{5.14}$$

şeklinde yazılabilir. Buradaki terimlerin ayrı ayrı tanımları şu şekildedir.

- W_{YAR}: İş transferi ile kullanılabilirlik geçişi terimidir.
- $\left(1 - \frac{T_0}{T_Ç}\right)Q_{kh,GER}$: Isı transferi ile kullanılabilirlik geçişi terimi olup, $Q_{kh,GER}$ kontrol hacmine olan toplam ısı geçişi ve $\left(1 - \frac{T_0}{T_Ç}\right)$ terimi ise aynı sıcaklık aralarında çalışan ideal Carnot makinası ısıl verimini ifade etmektedir.
- $T_0S_{ÜRE}$: Kontrol hacmi içerisindeki yanma, sürtünme, karışma ve ısı transferi gibi fiziksel etkiler soncunda meydana gelen toplam tersinmezlikleri belirtmektedir. Bütün gerçek hal değişimlerinde bu terim mutlaka sıfırdan büyüktür.
- $\left[\left(H_1 - T_0S_1\right) - \left(H_2 - T_0S_2\right)\right]_{GER}$: Kütle giriş çıkışı ile kullanılabilirlik geçişini belirten terimdir. Bu terim $b = H - H_0 - T_0(S - S_0)$ şeklinde belirtilir ve akış kullanılabilirliği olarak tanımlanmaktadır.

Tersinir iş ise (5.13) numaralı denklemden tersinmezlik terimi çıkartılarak;

$$W_{TER} = \left[\left(U_1 - T_0S_1 + P_0V_1\right) - \left(U_2 - T_0S_2 + P_0V_2\right)\right]_{GER} + \left(1 - \frac{T_0}{T_Ç}\right)Q_{kh,TER} \tag{5.15}$$

yazılabilir. Kayıp iş yani tersinmezlik ise;

$$K\dot{I} = W_{TER} - W_{YAR} = T_0S_{ÜRE} \tag{5.16}$$

şeklinde yazılır.

Şimdi simülasyon programında kapalı periyot (güç periyodu) ve açık periyot için hesaplanan entropi üretimi ayrıntılı olarak açıklanacaktır.

5.2.1 Güç Periyodunda (Kapalı Periyot) Sistemde Entropi Üretimi

Kapalı bir sistemin sınırlarından kütle girişi ve çıkışı yoktur, bu nedenle entropi değişimi sistemin ilk ve son hallerindeki entropileri arasındaki farktır. Kapalı bir sistemin entropi değişimi, ısı geçişi ile olan entropi geçişi ve sistemin sınırları içerisinde meydana gelen içten tersinmezliklerden dolayı oluşan entropi üretimine bağlıdır. O halde kapalı bir sistemin entropi değişimi;

$$S_2 - S_1 = \frac{\delta Q}{T} + S_{ÜRE,SIS} \tag{5.17}$$

şeklinde yazılır ve ‘δQ’ ısı transferi terimi termodinamiğin birinci kanunundan aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\delta Q = dU + PdV \tag{5.18}$$

$$H = U + PV \tag{5.19}$$

$$dH = dU + PdV + VdP \tag{5.20}$$

$$dU + PdV = dH - VdP \tag{5.21}$$

$$\delta Q = dH - VdP \tag{5.22}$$

Bu denklemlerden elde edilen δQ terimi (5.17) numaralı denklemde yerine konularak;

$$S_2 - S_1 = \frac{dH}{T} - \frac{VdP}{T} + S_{ÜRE} = \left[C_P \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - \bar{R}\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right] + S_{ÜRE,SIS,K} \tag{5.23}$$

şeklinde yazılır. Parantez içerisindeki terim ısı transferi ile olan entropi geçişini, diğeri ise sistem içerisinde üretilen ve içten tersinmezliklerden kaynaklanan entropi üretimini ifade etmektedir.

5.2.2 Dolgu Değişim Periyodunda (Kapalı Periyot) Sistemde Entropi Üretimi

Dolgu değişim periyodundaki entropi dengesi bağıntıları, daha önce kapalı periyotta verilenlere benzerdir. Ancak bu kez kontrol hacmi sınırlarından kütle akışı ile aktarılan entropinin de göz önüne alınması gerekmektedir. Kütle toplam enerji gibi entropiye de sahiptir. Dolayısıyla kütle girişi ya da çıkışı ile sisteme entropi girişi ve çıkışı da olacaktır. Kapalı periyot için yazılan entropi değişim denklemi, kütle giriş ve çıkışı ile ilgili entropi aktarımı da gözönüne alınarak yeniden düzenlenirse, bu denklem şu şekilde ifade edilebilir.

$$S_2 - S_1 = \left[\frac{\delta Q}{T}\right] + \left[\sum m_g s_g - \sum m_ç s_ç\right] + S_{ÜRE,SIS,A} \tag{5.24}$$

Bu denklemdeki sol taraftaki terim kontrol hacmi içerisinde meydana gelen entropi değişimi, sağ taraftaki birinci terim ısı geçişi ile gerçekleşen entropi geçişini, sağ taraftaki ikinci terim kütleyle aktarılan entropiyi ve son terim ise kontrol hacmi içerisinde içten tersinmezliklerden kaynaklanan entropi üretimini ifade etmektedir.

5.2.3 Sistemde Üretilen Entropi

Güç periyodunda elde edilen (5.23) numaralı denklem tüm zaman adımları için tek tek yazılıp toplanırsa;

$$dS_K = \sum \frac{\delta Q}{T} + \sum S_{ÜRE,SIS,K} \tag{5.25}$$

ve açık periyotta elde edilen (5.24) numaralı denklem tüm zaman adımları için tek tek yazılıp toplanırsa;

$$dS_A = \sum \frac{\delta Q}{T} + \sum \left[m_g s_g - m_ç s_ç\right] + \sum S_{ÜRE,SIS,A} \tag{5.26}$$

şeklinde yazılabilir. Böylece tam bir çevrim sonunda entropi değişimi, bu iki denklem toplanarak;

$$dS_{ÇEV,SIS} = dS_K + dS_A = \left(\sum \frac{\delta Q}{T}\right)_K + \sum S_{ÜRE,SIS,K} + \left(\sum \frac{\delta Q}{T}\right)_A + \sum \left[m_g s_g - m_ç s_ç\right] + \sum S_{ÜRE,SIS,A} \quad (5.27)$$

yazılır.

Tam bir çevrim sonunda entropi değişimi '0' olacağından bu denklem;

$$S_{ÜRE,SIS,K} + S_{ÜRE,SIS,A} = S_{ÜRE,SIS} \quad (5.28)$$

şeklinde belirtilerek;

$$S_{ÜRE,SIS} = -\left[\left(\sum \frac{\delta Q}{T}\right)_K + \left(\sum \frac{\delta Q}{T}\right)_A + \left(\sum m_g s_g - \sum m_ç s_ç\right)\right] \quad (5.29)$$

olarak yazılabilir. Eşitliğin sağ tarafındaki ilk iki terim daha önce belirtildiği gibi (5.23) numaralı denklem yardımıyla tüm zaman adımları için toplanarak hesaplanacaktır.

Eşitliğin sağ tarafındaki son terim ise ampirik bağıntılar yardımı ile bulunacaktır. Bir bileşenin belirli bir 'T' sıcaklığındaki entalpisi, o bileşenin mutlak sıfırdaki entalpisi ile, mutlak sıfırdan 'T' sıcaklığına kadar olan özgül entalpisinin toplamından oluşur $\left(h = h_0 + h(T)\right)$. Silindir içerisindeki herhangi bir bileşene ait özgül entalpi ise [44]'de belirtildiği gibi;

$$h_i(T) = \overline{R}\left[aT + bT^2 + cT^3 + dT^4 + eT^5\right] \quad (5.30)$$

şeklinde hesaplanır. Burada 'a', 'b', 'c', 'd' ve 'e' [44]'de belirtilen polinom katsayılarıdır.

Bir bileşenin 'T' sıcaklığındaki entropisi ise;

$$s_i = s_{i,o} + \int_{T_0}^{T} \frac{dh_i}{T} - \overline{R} \ln \frac{P_i}{P_0} \quad (5.31)$$

yazılır ve (5.30) denklem yerine konularak;

$$s_i = s_{i,0} + R\left[a \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + 2b(T - T_0) + \frac{3}{2}c\left(T^2 - T_0^2\right) + \frac{4}{3}d\left(T^3 - T_0^3\right)\right] - \overline{R} \ln\left(\frac{P_i}{P_0}\right) \qquad (5.32)$$

bulunur.[4]

(5.29) numaralı denkleminin 3. teriminin hesabı, silindire her zaman adımında giren ve çıkan kütle debileri CYLNDR alt programında bulunarak ve entropileri de (5.32) denklemi ile her zaman adımı için hesaplanarak, tüm zaman adımları için tek tek toplanarak elde edilir.

Silindire giren kütle emme manifoldu sıcaklığındaki hava olup termodinamik tablolardan değeri elde edilmiştir. Çıkan egzost gazı ise, bileşenlerinin oranları güç çevrimi çıkışında hesaplanarak, o sıcaklıktaki entropileri (5.32) denklemi ile bulunarak, bu oranlar nispetinde toplanmak sureti ile elde edilir. Silindirden çıkan egzost gazı içerisindeki her bir bileşenin oranı her zaman adımı için sabit kaldığı kabul edilir.

5.2.4 Toplam Entropi Üretimi

Herhangi bir hal değişimi için entropinin artışı ilkesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$S_{ÜRE} = \Delta S_{TOPLAM} = \Delta S_{SIS} + \Delta S_{ÇEV} \geq 0 \qquad (5.33)$$

Bu bağıntı kapalı sistemlere ve açık sistemlere uygulanabilecek genel bir ifadedir. Bu bağıntı, bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişiminin artı bir değere veya sıfıra eşit olabileceğini vurgulamaktadır. Eşitlik durumu tersinir hal değişimleri, eşitsizlik durumu ise tersinmez hal değişimleri için geçerlidir. $\Delta S_{ÇEV}$ söz konusu hal değişiminin sonucu olarak çevrede gerçekleşen entropi değişimidir. Gerçek bir hal değişimi tersinir değildir, bu nedenle gerçekleşen her hal değişimi toplam entropinin biraz daha artmasına neden olur.

Bu çalışmada sistem olarak belirtilen silindir, bir yüksek ısıl enerji deposu ve bir adet düşük ısıl enerji deposu arasında çalışan bir ısı makinası olarak düşünülmüş ve çevrede oluşturulan entropi değişimi;

$$\Delta S_{ÇEV} = -\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L} \qquad (5.34)$$

şeklinde yazılabilir. Burada;

- Q_H = Yakıt enerjisi
- T_H = Güç periyodunda silindirde ortalama sıcaklık
- T_L = Çevre sıcaklığı
- $Q_L = Q_H - W$

olarak alınmaktadır. Sonuç olarak, silindirden alınabilecek tersinir güç, Carnot verimi yardımı ile;

$$W_{TER} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) Q_H \tag{5.35}$$

yararlı güç;

$$W_{YAR} = W_{TER} - T_0 S_{ÜRE} \tag{5.36}$$

ve birinci ve ikinci kanun verimleri ise;

$$\eta_I = \frac{W_{GER}}{Q_H} \tag{5.37}$$

$$\eta_{II} = \frac{W_{YAR}}{W_{TER}} \tag{5.38}$$

şeklinde tanımlanabilir.

6. BİLGİSAYAR PROGRAMI

Bilgisayar simülasyonu, her tip gemi Dizel motorlarında, tek pistonlu, karşıt pistonlu 2 veya 4 stroklu, turboşarjerli veya doğal hava emişli motorlarda kullanılabilmektedir. Program ana çıkışları, çevrim sonuçlarında alınan dizel motorun silindir içerisindeki zamana bağlı gaz dinamiği değişkenlerini (sıcaklık, basınç, hacim, dolgu havası ve egzost kütlesi değişimi gibi) ve yine zaman adına bağlı entropi üretimini, emme ve egzost manifoldlarının istenilen değişik kesitlerindeki zamana bağlı gaz dinamiği değişkenlerini ve çevrim sonunda her bir silindirden alınabilecek maksimum güç, kayıp güç, tersinir güç, özgül yakıt tüketimi, ortalama efektif basınç gibi parametreleri hesaplayabilmektedir.

Program Fortran 77 dilinde yazılmış olup, 1 ana, 7 ana alt ve 27 yardımcı alt programdan meydana gelmiştir. Derleyici olarak Microsoft Powerstation 4.0, parametre çalışması sonucunda elde edilen grafiklerin çiziminde ise Microsoft Excel 2000 kullanılmıştır.

Programı oluşturan ana ve alt programlar EK-J'de sunulmuş olup, amaçları aşağıda kısaca belirtilmiştir.

AAAAA.FOR **:**Ana program olup, giriş ve çıkış datalarını okutur ve ana alt programların hangi sıra ile kullanılacağını kontrol eder. Ana program akış diyagramı Şekil 6.1'de verilmiştir.

CHAR.FOR **:**Manifoldlara ait bilgileri okutur ve borularda tek boyutlu zamana bağlı gaz akımı hesaplarını yapar.

LAMMOD.FOR **:**Ağ noktalarında bir zaman aralığı boyunca Riemann değişkenlerinde meydana gelen farkı bulur.

AAREM.FOR **:**Bir zaman aralığında, x-ekseni boyunca en önemsiz yol çizgisini kaldırmakta kullanılır.

MESGEN.FOR **:**Ağ noktalarında doğrusal enterpolasyon yöntemiyle A_a değerlerini bulur.

CYLNDR.FOR **:**Dolgu değişimi sırasında gaz dinamiği analizi ile basınç, sıcaklık, kütle debisi gibi termodinamik değişkenleri ve entropi üretimini hesaplar. Büyüklüğü nedeni ile 5 ana alt program olarak verilmiştir.

POWER.FOR **:**Güç üretimi (genişleme) sırasında verilen ısı yayınım modeline göre, krank mili açısına bağlı olarak basınç ve sıcaklık değerlerini bulur.

STROK.FOR **:**Strok uzunluğunun zamana göre değişimi ile bir anlık strok uzunluğunu hesaplar.

CYLVOL.FOR **:**Silindir hacminin zaman göre değişimi ile bir anlık silindir hacmini hesaplar.

ENERGY1.FOR **:**4 supaplı motor için (2 emme, 2 egzost) silindir basıncının zamana göre değişimini hesaplar. Supap sayısına bağlı olarak, ENERGY2.FOR (6 supaplı için) çağırılabilir.

SREA.FOR **:**Silindir içerisindeki gazın temas ettiği yüzey alanını hesaplar.

NOFLOW.FOR **:**Emme ve egzost supapları kapalı olduğunda kütle debisini sıfıra eşitler.

VALVE.FOR **:**Gaz akımının silindirden boru içine doğru olduğu hallerde supap sınır koşulu hesaplamalarını yapar.

ORIFIC.FOR **:**Gaz akımının borudan silindir içerisine doğru olduğu hallerde supap sınır koşulu hesaplamalarını yapar.

MASPIP.FOR **:**Riemann değişkenlerini kullanarak boru içerisindeki kütle debisini hesaplar.

STAGNA.FOR **:**Riemann değişkenlerini kullanarak boru içerisindeki durdurulmuş ses hızını hesaplar.

JUNCTN.FOR **:**Kavşak sınır koşullarını hesaplar.

RPAP.FOR **:**Riemann değişkenlerini kullanarak boru içindeki bölgesel ses hızı ile basınç dağılımını hesaplar.

NOZZLE.FOR **:**Nozul sınır koşullarını hesaplar.

ETURB.FOR **:**Boru uçlarında sabit kesitli nozul kullanıldığında, türbin çıkışında ses hızını hesaplamakta kullanılır.

INLET.FOR **:**Giriş sınır koşullarını hesaplar.

AIRIN.FOR **:**Sistem girişinde akım yönünü belirledikten sonra λ_{IN} ve λ_{OUT} değerlerini hesaplar.

TURBIN.FOR **:**Türbin sınır koşullarını hesaplar.

TCHAR.FOR **:**Türbin verimleri ve türbindeki gaz akımının akış katsayılarını hesaplar.

OUTPUT.FOR **:**Modellenen sistemin istenilen noktalarında elde edilen sonuçların ne şekilde yazdırılacağını belirler.

UNITK.FOR **:**Güç birimlerini SI birim sistemine dönüştürür.

UNITP.FOR **:**Basınç birimlerini SI birim sistemine dönüştürür.

UNITQ.FOR **:**Isı birimlerini SI birim sistemine dönüştürür.

UNITT.FOR **:**Sıcaklık birimlerini SI birim sistemine dönüştürür.

UNITW.FOR **:**Ağırlık birimlerini SI birim sistemine dönüştürür.

INTERP.FOR **:**Ağ noktalarında hesaplanan zaman adımındaki karakteristiklerin değerlerini interpolasyon yöntemi ile bulur.

INTXY.FOR **:**Extrapolasyon yapılması gerektiğinde kullanılır.

INPAT.FOR **:**Krank mili açılarına bağlı olarak, basınç ve sıcaklık değerlerini interpolasyonla bulur.

MASSFL.FOR **:**Modellemede emme borusu kullanılmadığı hallerde bir açıklıktan geçen kütle debisini hesaplar.

Program giriş dosyasındaki tüm birimler SI birim sisteminde verilmiştir. Normal çalışma koşulları için hazırlanmış giriş dosyası EK-A'da verilmiştir. Program, giriş datasını içeren dosya ile çalıştırıldığında aşağıda bahsedilen çıkış dosyaları elde edilir.

RESULTS.SON **:**Ateşleme sırasına göre, her silindir için krank mili açısına bağlı olarak her çevrimde hesaplanan tüm termodinamik özellikleri verir.

READING.SON **:**Kontrol amacı ile giriş dosyasını tekrar verir.

CCTV.SON **:**Ateşleme sırasına göre, her silindir için krank mili açısına bağlı olarak, kapalı çevrim sırasında hesaplanan basınç ve sıcaklık değerlerini verir.

OCTVP.SON: Silindir sırasına göre, her silindir için krank mili açısına bağlı olarak, dolgu değişimi sırasında hesaplanan basınç değerlerini verir.

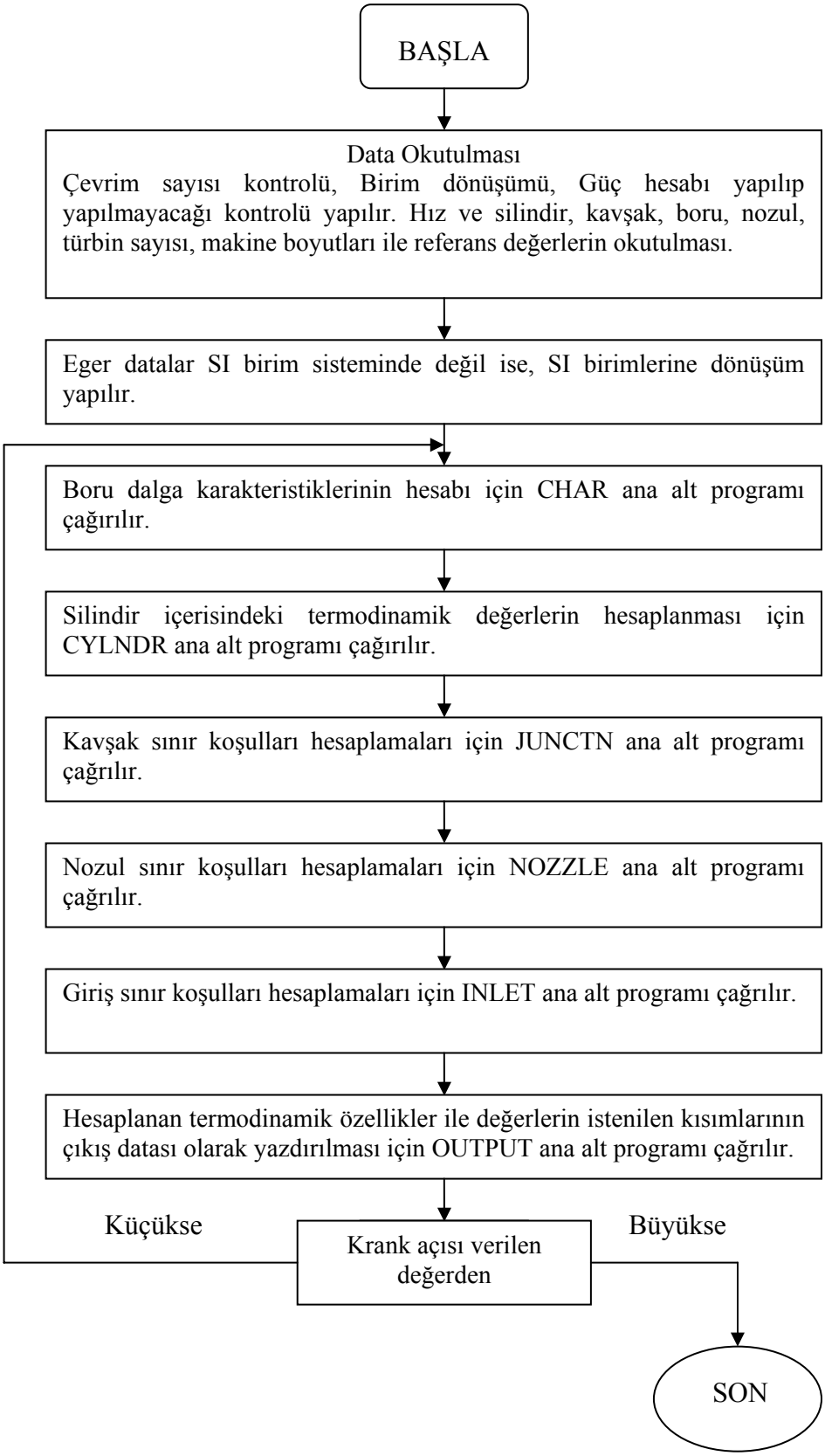
TCOUT.SON: Silindir sırasına göre, her silindir için krank mili açısına bağlı olarak, dolgu değişimi sırasında hesaplanan sıcaklık değerlerini verir.

INLPIPES.SON : Emme manifoldu giriş ucu ile emme manifoldundan her silindire giriş ucundaki basınç değerlerini verir.

EXHPIPES.SON : Egzost manifoldu çıkış ucu ile her silindirden egzost manifolduna çıkış ucundaki sıcaklık değerlerini verir.

MASS.SON : Ateşleme sırasına göre, her silindir için krank mili açısına bağlı olarak silindir içerisindeki kütle değişimlerini verir.

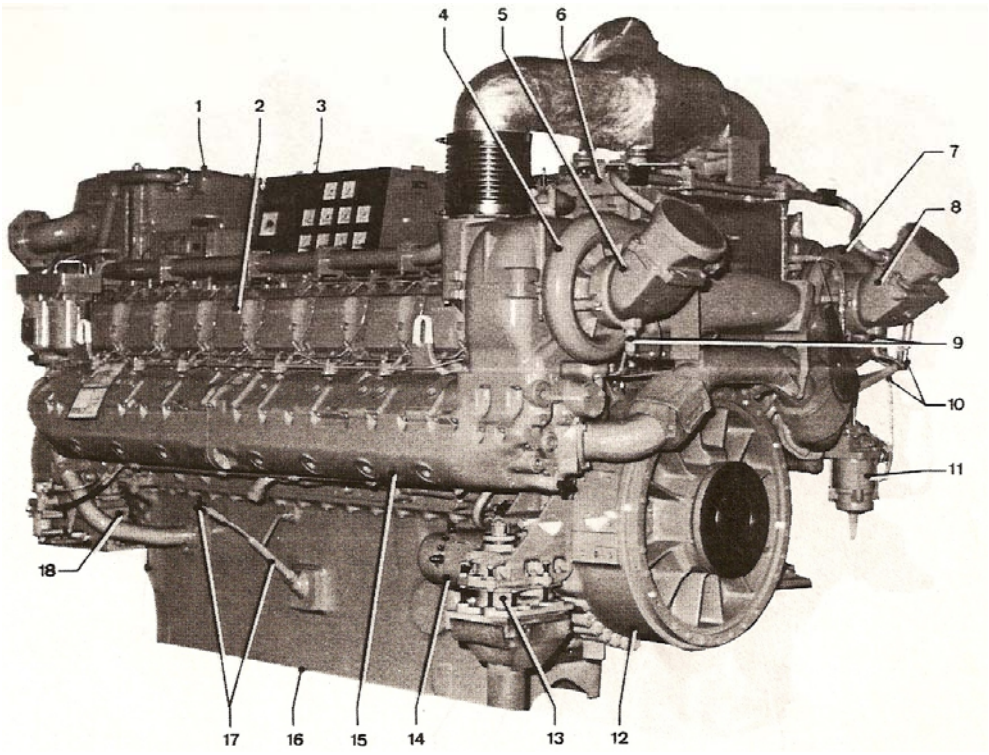
ENTROPY.SON : Ateşleme sırasına göre her silindir için sistemde üretilen entropi, toplam entropi üretimi, silindirde üretilen yararlı güç, kayıp güç, 1. kanun verimi, 2. kanun verimi gibi ikinci kanun analizinde hesaplanan değerleri verir.



Şekil 6.1: Simülasyon Programı Akış Şeması

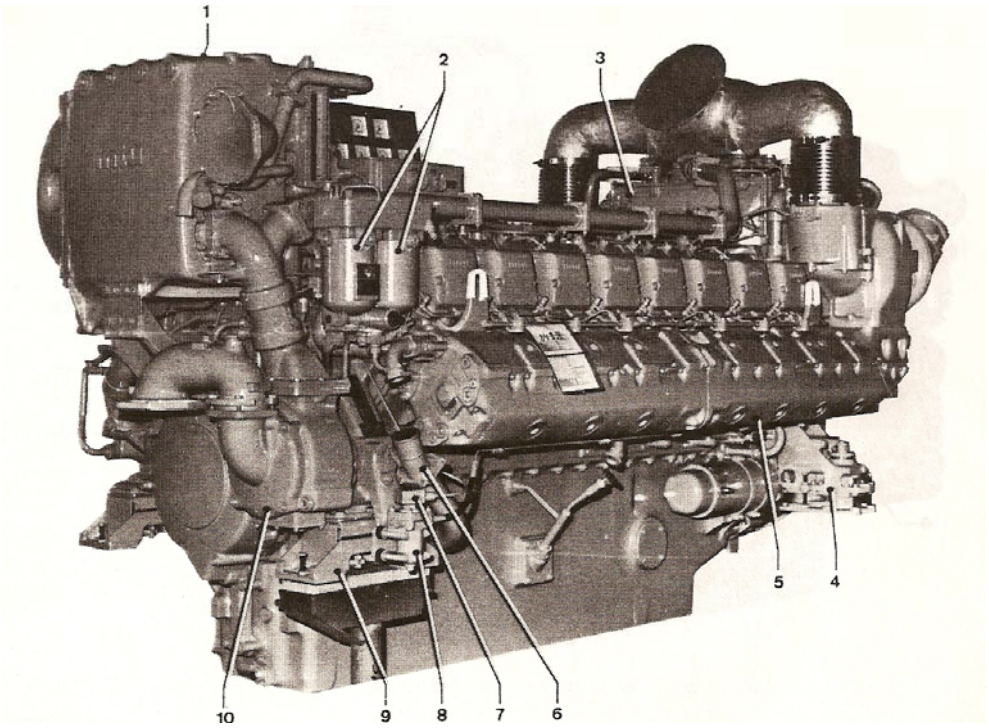
7. MAKİNA TEKNİK ÖZELİKLERİ

Bu çalışmada yüksek süratli teknelerde, katamaran tipi deniz otobüslerinde bulunan, Şekil 7.1 ve Şekil 7.2'de görülen MTU 396 16V TB83 tipi bir dizel motor kullanılmıştır.[46]



Şekil 7.1: Makinanın Sol Taraftan Görünüşü

1.Soğutma Suyu Tankı
2.Silindir Kafası
3.Alet kabini
4.Turboşarjer
5.Hava Giriş Bölmesi
6.Ara Soğutucu
7.Turboşarjer
8.Hava Akış Kontrol Klapesi
9.Hız Transmitteri
10.Turboşarjer Kontrolörü
11.Hareketlendirici silindir
12.Şaft Yatağı Koruması
13.Makina Bağlantısı
14.Starter
15.Egzost Manifold
16.Karter
17.Yağ Çubuğu
18.Makina Bağlantısı



Şekil 7.2: Makinanın Sağ Taraftan Görünüşü

1.Soğutma Suyu Tankı	6.Karter Havalandırması
2.Yakıt Dubleks Filtresi	7.Yakıt Sızıntı İndikatörü
3.Acil Hava Kesme Klapesi	8.Yakıt Sızıntı Haznesi
4.Makina Bağlantısı	9.Makina Bağlantısı
5.Egzost Manifoldu	10.Deniz Suyu Tulumbası

Üretici firmanın makine kataloğundan alınan makinaya ait teknik bilgiler aşağıda belirtilmiştir.

- MTU :Motoren und Turbinen Union
- 16 :Silindir sayısı
- V :V tipi motor
- 396 :Bir silindirin hacmi
- T :Turboşarjer aşırı dolgu sistemi
- B :Açık çevrimli dolgu havası soğutma sistemi
- 8 :Gemi motoru
- 3 :Dizayn numarası
- Motor tipi :4 zamanlı
- Yakıt püskürtme şekli :Direkt püskürtmeli

- Aşırı dolgu sistemi :Turboşarjer
- Soğutma sistemi :Su soğutmalı
- Silindir yerleştirmesi :90º V tipi
- Silindir çapı :165mm
- Strok boyu :185mm
- Silindir sayısı :16
- Motor devri :1900 RPM
- Ortalama efektif basınç :20 bar
- Subap sayısı :4(2 emme, 2 egzost)
- Yakıt pompası :Bosch tipi
- Devir yönü :Volan tarafından saat yönünün tersi
- Ateşleme sırası :A1-B5-A3-A5-B2-B8-A2-A8-B3-A7-B4-B6-A4-A6-B1-B7
- Toplam hacim :63.3 litre
- Deplasman hacmi :3.96 litre
- İlk hareket sistemi :Elektrikle
- Yağ kapasitesi :165 litre
- Soğutma suyu kapasitesi :250 litre
- Sıkıştırma oranı :12.0/1
- Devamlı güç :1940 RPM hızda 1540 kW
- Aşırı yükte güç :2000 RPM hızda 1680 kW
- Maksimum güçte ve devirde yanma havası akışı :3.4 m^3/sn
- Maksimum güçte ve devirde egzost akışı :9.6 m^3/sn
- Makinaya girmeden önceki yağ basıncı :5.5 bar
- Soğutma suyu basıncı (soğutma suyu pompasından önce) :1.0 bar
- Tatlı su basıncı (makinaya girmeden önce) :0.2 bar
- Yakıt enjeksiyon pompasından önce yakıt besleme basıncı :3.5 bar
- Giren hava sıcaklığı :25ºC
- Maksimum güçte ve devirde türbin öncesi egzost sıcaklığı :760ºC
- Tatlı su sıcaklığı :25 ºC
- Soğutma suyu sıcaklığı (makinadan sonra) :76 ºC
- Makinanın tüm ekipmanları ile birlikte kuru ağırlığı :5725 kg

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada daha önce ÖZSOYSAL [20] tarafından doktora tezinde kullanılan ve ÖZEREN [25] tarafından değişik sayıdaki supap gruplarında kullanılabilir hale getirilen simülasyon programına 5. Bölümde belirtildiği şekilde entropi üretimini ve II. kanun analizini hesaplayan bölümler eklenmiştir. Motorun 4 supaplı hali için orijinal çalışma koşullarına ait giriş datası [25] numaralı kaynaktan alınmıştır ve EK-A' da sunulmuştur.

Parametre çalışmasında öncelikli olarak, değişik sayıdaki supap gruplarının entropi üretimi, gerçek güç, yararlı güç, tersinir güç, I. ve II. kanun verimleri ile ortalama efektif basınç ve özgül yakıt tüketimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışma için dört çeşit supap tipi incelenmiştir. Bunlar;

- 1 Emme 1 Egzost Supapı
- 2 Emme 2 Egzost Supapı
- 1 Emme 2 Egzost Supapı
- 2 Emme 1 Egzost Supapı

olarak seçilmiştir.

Daha sonra çeşitli makine boyutları ile çalışma parametreleri üzerinde yapılan değişikliklerin yine entropi üretimi, gerçek güç, yararlı güç, tersinir güç, I. ve II. kanun verimleri ile ortalama efektif basınç ve özgül yakıt tüketimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Gerekli grafikler hazırlanırken örnek silindir olarak 2 numaralı silindir seçilmiştir. Bu parametreler;

- Sıkıştırma Oranı
- Silindir Çapı
- Strok Boyu
- Makine Devri

- Hava Manifoldu Sıcaklığı
- Hava Manifoldu Basıncı
- Yakıt Isıl Değeri

olarak belirlenmiştir.

8.1 Supap Sayısının Değişimi

Tablo 8.1.a: 2 Supaplı Motorda Entropi Üretimi

	2 SUPAPLI MOTORDA ENTROPİ ÜRETİMİ							
DEVİR	8.SİLİNDİR	2.SİLİNDİR	5.SİLİNDİR	7.SİLİNDİR	1.SİLİNDİR	6.SİLİNDİR	4.SİLİNDİR	3.SİLİNDİR
1650	0.20847435	0.21404470	0.25197916	0.20643214	0.19931535	0.18906946	0.16232916	0.16652792
1700	0.21672259	0.22270376	0.26096227	0.21388408	0.20702972	0.19676441	0.16883369	0.17361744
1750	0.22359980	0.23015878	0.26847001	0.22199438	0.21542581	0.20502775	0.17587677	0.18054396
1800	0.23151884	0.23799200	0.27668504	0.22986361	0.22310393	0.21266471	0.18746230	0.21223450
1850	0.23910975	0.24593723	0.28467748	0.23768039	0.23023018	0.22057760	0.19440984	0.22002402
1900	0.24629380	0.25247984	0.28993245	0.24502860	0.23782039	0.22817098	0.20170143	0.22776004
1950	0.25433059	0.26030161	0.29837269	0.25290970	0.24539633	0.23652721	0.20959445	0.23600556

Tablo 8.1.b: 4 Supaplı Motorda Entropi Üretimi

	4 SUPAPLI MOTORDA ENTROPİ ÜRETİMİ							
DEVİR	8.SİLİNDİR	2.SİLİNDİR	5.SİLİNDİR	7.SİLİNDİR	1.SİLİNDİR	6.SİLİNDİR	4.SİLİNDİR	3.SİLİNDİR
1650	0.344883	0.35343303	0.35754827	0.34219379	0.30860851	0.312969	0.33535503	0.27812525
1700	0.35536864	0.36336701	0.37181299	0.35259071	0.31841344	0.32450046	0.34674636	0.28785561
1750	0.37135156	0.37749786	0.38330186	0.36317968	0.32992246	0.33646646	0.35875646	0.29810591
1800	0.38308424	0.38954443	0.39516691	0.37425778	0.34203458	0.34970321	0.37209528	0.32094917
1850	0.38875916	0.3957733	0.40368611	0.37875334	0.34374309	0.32715113	0.33874096	0.33270513
1900	0.39986046	0.40894051	0.41416897	0.39008275	0.3582933	0.3373941	0.34753923	0.34604896
1950	0.38849263	0.41931927	0.42367443	0.4027696	0.37315323	0.34939599	0.35871546	0.35826483

Tablo 8.1.c: 2 Emme 1 Egzost Supaplı Motorda Entropi Üretimi

	2 EMME 1 EGZOST SUPAPLI MOTORDA ENTROPİ ÜRETİMİ							
DEVİR	8.SİLİNDİR	2.SİLİNDİR	5.SİLİNDİR	7.SİLİNDİR	1.SİLİNDİR	6.SİLİNDİR	4.SİLİNDİR	3.SİLİNDİR
1650	0.34227724	0.35200998	0.35836227	0.34204192	0.30856098	0.3134347	0.3357142	0.2780062
1700	0.35616708	0.36370073	0.37140642	0.35250479	0.31841272	0.3241588	0.3465204	0.2876911
1750	0.37026365	0.37761939	0.38434974	0.36314885	0.32980971	0.33640589	0.358645	0.29786328
1800	0.383796	0.38973764	0.39511449	0.37411927	0.34201516	0.34952783	0.37198524	0.32080682
1850	0.38887466	0.39639368	0.40383138	0.37875233	0.34339142	0.32631313	0.33711831	0.33238526
1900	0.39637851	0.40583383	0.41305645	0.38899289	0.35781301	0.33738441	0.34720323	0.34570966
1950	0.39286463	0.42200949	0.42443032	0.40298273	0.37243206	0.34931152	0.35765975	0.35766046

Tablo 8.1.d: 1 Emme 2 Egzost Supaplı Motorda Entropi Üretimi

DEVİR	1 EMME 2 EGZOST SUPAPLI MOTORDA ENTROPİ ÜRETİMİ							
	8.SİLİNDİR	2.SİLİNDİR	5.SİLİNDİR	7.SİLİNDİR	1.SİLİNDİR	6.SİLİNDİR	4.SİLİNDİR	3.SİLİNDİR
1650	0.20878681	0.21444058	0.25048017	0.20620475	0.19950061	0.1892393	0.16242119	0.16643525
1700	0.21672713	0.22262319	0.26091185	0.2139869	0.20696659	0.19678865	0.16885121	0.17365481
1750	0.223782	0.23023496	0.26838528	0.22199105	0.21541751	0.20507206	0.17592238	0.18060299
1800	0.23091368	0.23797199	0.27665134	0.22985716	0.22326427	0.21274462	0.18752576	0.21229358
1850	0.23880265	0.24553575	0.28342744	0.23745054	0.23023216	0.22014732	0.19442817	0.2199336
1900	0.24733503	0.25331317	0.29059249	0.24531945	0.23804855	0.22823872	0.2023837	0.2283655
1950	0.25465461	0.26068918	0.29794807	0.2534814	0.24590007	0.23688884	0.21035752	0.23687968

Egzost ve emme supaplarının entropi üretimi üzerindeki etkilerini görebilmek maksadı ile değişik devirlerde, 1 emme 1 egzost, 2 emme 2 egzost, 2 emme 1 egzost ve 1 emme 2 egzost şeklinde oluşturulan motor konfigürasyonlarına ait sonuçlar Tablo 8.1 ve EK-B' de sunulmuştur.

Tablolardan ve grafiklerden görüldüğü üzere emme supap sayısının arttırılması ile supap kısılmaları ve sürtünmeden dolayı silindir içi ortalama sıcaklığındaki artışa bağlı olarak toplam entropi üretimi tüm silindirlerde ve her devirde artmaktadır. Entropi üretiminde egzost supapı sayısındaki değişiklik çok fazla bir etki göstermemektedir.

Diğer güç ve verim ile ilgili sonuçlar tüm silindirlerde aynı olduğu için grafik fazlalığından kaçınmak maksadı ile, supap sayısı karşılaştırmasında pilot silindir olarak 2, 5 ve 7 numaralı silindirler seçilmiştir. Şekil B.8, B.9, B.10' da görüldüğü üzere emme supapı sayısı artışı ile tersinir güç artmaktadır. Fakat toplam entropi üretimindeki artışa bağlı olarak kayıp güçteki artış tersinir güçteki artıştan fazla olduğundan çevrim sonunda elde edilebilecek faydalı ve gerçek güç emme supap sayısı artması ile azalmaktadır.

Yine emme supap sayısı artışı ile faydalı ve gerçek güçteki azalmalara bağlı olarak Şekil B.11, B.12, B.13' te de görüldüğü üzere, I. kanun veriminde yaklaşık % 5, II. kanun veriminde yaklaşık % 15 seviyelerinde bir azalma meydana gelmektedir.

Yine Şekil B.14, B.15, B.16'dan görüldüğü üzere, emme supapı sayısı arttırılması ile ortalama efektif basınç düşmekte ve özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Tüm şekillerden, egzost supapı sayısı artımının verim, güç ve ortalama efektif basınç üzerinde çok fazla bir etkisinin olmadığı görülmüştür.

8.2 Sıkıştırma Oranının Değişimi

Orijinal sıkıştırma oranı 12.00 olan makinanın bu oranı 10.50 ile 16.00 değerleri arasında değiştirilerek, sıkıştırma oranın; gerçek güç, yararlı güç, kayıp güç, entropi üretimi, özgül yakıt tüketimi, ortalama efektif basınç, I. ve II. kanun verimleri gibi terimler üzerideki etkileri incelenmiştir (EK-C).

Tablo 8.2:Sıkıştırma Oranın Entropi Üretimine Etkisi

SIKIŞTIRMA ORANI	TOP. ENT. ÜRETİMİ(kW/K)	KAYIP GÜÇ(kW)
10.5	0.41514317	136.99724510
11.0	0.41127891	135.72203874
11.5	0.41239763	136.09121914
12.0	0.40894051	134.95036710
12.5	0.40632362	134.08679594
13.0	0.40147703	132.48742147
13.5	0.39823194	131.41653998
14.0	0.39654443	130.85966289
14.5	0.39261553	129.56312464
15.0	0.39001882	128.70621134
15.5	0.38941176	128.50588011
16.0	0.38804758	128.05570117

Sıkıştırma oranı arttırıldığında bulunan sonuçlar [9, 13, 14, 27]' de yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlarla paralellik göstermiştir. Sıkıştırma oranı artması ile güç stroğu esnasında silindir içerisindeki ortalama efektif basınç artacağından güç artacak ve yanma nedenli tersinmezlikler azalacaktır. Yanma yüksek sıcaklıkta daha kaliteli gerçekleştiğinden dolayı egzost stroğu esnasında egzost gazları ile atılan kullanılabilirlik geçişinde de bir azalma meydana gelecektir. Bunun yanında yanma işlemi, sıkıştırma oranı artışı ile daha yüksek sıcaklıklarda gerçekleştiğinden, silindir duvarına olan ısı transferi ile meydana gelen kullanılabilirlik geçişinde bir artış olacaktır. Fakat bu diğer etkiler yanında baskın olamadığından, sıkıştırma oranı artışı ile toplam entropi üretiminde Tablo 8.2'de görüldüğü üzere azalma meydana gelecektir.

Entropi üretimindeki azalmaya bağlı olarak gerçek ve yararlı güç artacak ve kayıp güç azalacaktır. Bunun neticesinde I. kanun veriminde ortalama %2.6'lık, II. kanun veriminde % 3.4'lük bir artış meydana gelecektir. Sıkıştırma oranı arttırılması ile özgül yakıt tüketiminde de azalma meydana gelecektir.

8.3 Silindir Çapı Değişimi

Orijinal silindir çapı 0.165 metre olan makinanın bu değeri 0.165 ile 0.185 değerleri arasında 0.02m'lik artımlar ile değiştirilmiş ve bu değişimin, ortalama efektif basınç, özgül yakıt tüketimi, entropi üretimi, gerçek güç, yararlı güç, kayıp güç ile I.ve II. kanun verimleri üzerindeki etkileri incelenmiştir.(EK-D)

Tablo 8.3: Silindir Çapının Entropi Üretimine Etkisi

SİLİNDİR ÇAPI (M)	TOP. ENT. ÜRETİMİ (kW/K)	KAYIP GÜÇ(kW)
0.165	0.40894051	134.95036710
0.167	0.41066734	135.52022348
0.169	0.41416995	136.67608401
0.171	0.42040602	138.73398641
0.173	0.42443355	140.06307097
0.175	0.43113903	142.27587958
0.177	0.43490857	143.51982662
0.179	0.44088017	145.49045612
0.181	0.44567091	147.07139962
0.183	0.45094977	148.81342402
0.185	0.46015066	151.84971902

Silindir çapı arttırıldığında ortalama efektif basınçta bir düşme gözlenmekte ve bu düşmeye bağlı olarak güç stroğu boyunca silindir içi sıcaklığı düşmektedir. Silindir içi sıcaklığın düşmesi ile birlikte silindir duvarının birim alanına olan ısı geçişi ile meydana gelen kullanılabilirlik geçişinde bir azalma olsa bile, silindir çapı artışı ile birlikte ısı transfer yüzeyi artacağından ısı transferi ile meydana gelen tersinmezlikler artacak ve toplam entropi üretiminde Tablo 8.3'de görüleceği üzere bir artış meydana gelecektir.

Entropi üretimindeki artışa bağlı olarak kayıp güç yaklaşık 135 kW'tan 151 kW'a kadar bir artış gösterecek ve buna bağlı olarak çevrimden elde edilebilecek yararlı güç ve gerçek güç azalacaktır. I. kanun veriminde yaklaşık %5.2 ve ikinci kanun veriminde ise %6.6 kadar bir azalma meydana gelecektir. Silindir çapı arttırıldığında özgül yakıt tüketiminin arttığı gözlenmektedir.

8.4 Strok Boyu Değişimi

Orijinal strok boyu 0.185 metre iken bu değer 0.215 metreye kadar 0.005 metrelik artımlar ile değiştirilmiş ve bu değişimin, ortalama efektif basınç, özgül yakıt

tüketimi, entropi üretimi, gerçek güç, yararlı güç, kayıp güç ile I.ve II. kanun verimleri üzerindeki etkileri incelenmiştir.(EK-E)

Tablo 8.4: Strok Boyunun Entropi Üretimine Etkisi

STROK BOYU (M)	TOP. ENT. ÜRETİMİ (kW/K)	KAYIP GÜÇ(kW)
0.185	0.40894051	134.95036710
0.190	0.41066034	135.51791356
0.195	0.41703293	137.62086650
0.200	0.42243695	139.40419300
0.205	0.42643371	140.72312290
0.210	0.43276427	142.81220930
0.215	0.43776245	144.46160980

Strok boyu arttırıldığında tıpkı silindir çapı parametresinde olduğu gibi güç stroğu esnasında ortalama efektif basınç ve silindir içi sıcaklık düşecek ve bunu neticesinde birim silindir duvarı alanına olan ısı transferi ile meydana gelen kullanılabilirlik geçişi azalacaktır. Fakat strok boyunun artışı ile ısı transferinin meydana geldiği yüzey alanı artacağından, ısı transferi ile meydana gelen tersinmezlikler artacak ve toplam entropi üretiminde artış meydana gelecektir.

Entropi üretimindeki artışa bağlı olarak kayıp güç yaklaşık 135kw'tan 144kw'a kadar bir artış gösterecek ve çevrimden elde edilebilecek yararlı güç ile gerçek güç azalacaktır. I. kanun veriminde yaklaşık %3.3 ve II. kanun veriminde yaklaşık %4 oranında bir azalma meydana gelecektir. Strok boyu arttırıldığında özgül yakıt tüketimi artmaktadır.

8.5 **Makine Devri Değişimi**

Tablo 8.5: Motor Devrinin Entropi Üretimine Etkisi

MOTOR DEVRİ (d/d)	TOP. ENT. ÜRETİMİ (kW/K)	KAYIP GÜÇ(kW)
1650	0.35343303	116.63289983
1700	0.36336701	119.91111255
1750	0.37749786	124.57429410
1800	0.38954443	128.54966091
1850	0.39577330	130.60518783
1900	0.40894051	134.95036710
1950	0.41931927	138.37535898
2000	0.43324215	142.96991025

Motor devri 1650 RPM devirden 2000 RPM devire kadar 50 RPM artımlar ile arttırılarak, motor devrinin ortalama efektif basınç, özgül yakıt tüketimi, entropi

üretimi, gerçek güç, yararlı güç, kayıp güç ile I.ve II. kanun verimleri üzerindeki etkileri incelenmiştir.(EK-F)

Çalışmada, C.D. RAKOPOULOS ve E.G. GIAKOUMIS'in [8, 9, 10] yaptığı çalışmalarla benzer sonuçlar elde edilmiştir. Motor devri arttırıldığında tüketilen hava, oluşturulan egzost gazları, meydana gelen mekanik sürtünmeler ve supap kısılmalarındaki artışa bağlı olarak tersinmezlikler artacak, fakat artan motor devri ile silindir içerisindeki gazlardan silindir duvarına olan ısı geçişi için gerekli zaman azalacağından ısı transferi ile ilgili tersinmezlikler azalacaktır. Bu iki etki zıt yönde çalışacak ve bunlardan tüketilen hava, egzost gazları, meydana gelen mekanik sürtünmeler ve supap kısılmaları nedenli tersinmezlikler baskın olacağından, motor devri artışı ile toplam entropi üretiminde artış meydana gelecektir. Toplam entropi üretimindeki artışa bağlı olarak kayıp güç artacaktır.

Hız artışı ile gerçek güç, yararlı güç ve tersinir güç artarken; özgül yakıt tüketimi, ortalama efektif basınç, I. ve II. kanun verimlerinde çok fazla bir değişiklik gözlenmemektedir.

8.6 Hava Manifoldu Sıcaklığı Değişimi

Tablo 8.6: Hava Manifoldu Sıcaklığının Entropi Üretimine Etkisi

HAVA MAN. SIC. (K)	TOP. ENT. ÜRETİMİ (kW/K)	KAYIP GÜÇ(kW)
300	0.45952159	137.85647715
305	0.44663001	136.22215266
310	0.43699238	135.46763741
315	0.42916164	135.18591660
320	0.42056892	134.58205308
325	0.41286863	134.18230546
330	0.40894051	134.95036710
335	0.40175833	134.58904090
340	0.39451403	134.13477146

Hava manifoldu sıcaklığı 300K ile 340K arasında 5K aralıklar ile arttırılarak, hava manifoldu sıcaklığının, ortalama efektif basınç, özgül yakıt tüketimi, entropi üretimi, gerçek güç, yararlı güç, kayıp güç ile I.ve II. kanun verimleri üzerindeki etkileri incelenmiştir.(EK-G)

A.C. ALKIDAS'ın [4] ve R.GRAVES'in [13] yaptıkları çalışmalarla uyumlu olarak, hava manifoldu sıcaklığının artması ile silindir içerisi yanma sıcaklığının arttırılması sağlanarak yanma nedenli oluşan tersinmezlikler azalmakta, fakat silindir duvarına

olan ısı transferi ile meydana gelen tersinmezlikler artmaktadır. II. kanun analizinde yanma nedenli tersinmezlikler en büyük kısmı oluşturduğundan dolayı, burada hava manifoldu sıcaklığı artışı ile entropi üretimi azalmaktadır. Ayrıca ısıtılan hava ile birlikte tüketilen hava miktarı da azalacağından, buda entropi üretimini azaltmaya yönelik bir etki gösterecektir. Entropi üretimindeki azalmaya bağlı olarak kayıp güç azalmaktadır.

Hava manifoldu sıcaklığı arttırıldığında silindir içerisine gönderilen dolgu havası miktarı azalacağından, tersinir güçte azalma meydana gelecektir. Her ne kadar kayıp güçte azalma meydana gelse de, tersinir güç daha fazla azaldığından, hava manifoldu sıcaklığı artışı ile yararlı ve gerçek güç terimleri de azalacaktır. Hava manifoldu sıcaklığı artışı ile özgül yakıt tüketimi artacak, ortalama efektif basınç ve I.kanun verimi düşecek, II. kanun veriminde pek fazla bir değişim olmayacaktır.

8.7 Hava Manifoldu Basıncı Değişimi

Hava manifoldu basıncı 3.2 bar ile 3.5 bar arasında 0.025 bar'lık artımlar ile değiştirilmiş olup, hava manifoldu basıncının ortalama efektif basınç, özgül yakıt tüketimi, entropi üretimi, gerçek güç, yararlı güç, kayıp güç ile I.ve II. kanun verimleri üzerindeki etkileri incelenmiştir.(EK-H)

Tablo 8.7: Hava Manifoldu Basıncının Entropi Üretimine Etkisi

HAVA MAN. BAS. (BAR)	TOP. ENT. ÜRETİMİ (kW/K)	KAYIP GÜÇ(kW)
3.200	0.40894051	134.95036710
3.225	0.40636865	134.10165378
3.250	0.40286796	132.94642720
3.275	0.40199288	132.65764919
3.300	0.40000974	132.00321310
3.325	0.39746754	131.16428708
3.350	0.39437104	130.14244301
3.375	0.39287417	129.64847631
3.400	0.39075433	128.94892961
3.425	0.38876631	128.29288247
3.450	0.38718493	127.77102530
3.475	0.38611483	127.41789276
3.500	0.37814362	124.78739577

Hava manifoldu basıncı artışı ile silindir içerisine dolgu periyodu esnasında daha fazla temiz hava girmekte ve her iki supap açık iken bindirme periyodunda süpürme işlemi daha iyi yapılmakta olduğundan, silindir içerisindeki sıcaklık daha düşük

seviyelerde kalmaktadır. Bunun neticesinde silindir duvarından olan ısı transferi ile meydana gelen tersinmezlikler azalacak ve toplam entropi üretimi düşecektir. Her ne kadar hava manifoldu basıncının artması supap kısılma tersinmezliklerini arttırsa da bunlar etkisiz kalacaktır. Toplam entropi üretimindeki düşmeye bağlı olarak kayıp güçte azalma meydana gelecektir. Yararlı güç ve gerçek güç terimleri artacak ve I. ve II. kanun verimleri yaklaşık olarak sırası ile %1.9 ve %3.2 oranlarında artacaktır.

Hava manifoldu basıncının arttırılması ile ortalama efektif basınç artacak ve özgül yakıt tüketimi azalacaktır.

8.8 Yakıt Isıl Değeri Değişimi

Orijinal yakıt ısıl değeri 42800 kJ/kg'dır. Bu değer 41730 ile 43870 değerleri arasında değiştirilmiş olup, yakıt ısıl değerinin ortalama efektif basınç, özgül yakıt tüketimi, entropi üretimi, gerçek güç, yararlı güç, kayıp güç ile I.ve II. kanun verimleri üzerindeki etkileri incelenmiştir.(EK-I)

Tablo 8.8: Yakıt Isıl Değerinin Entropi Üretimine Etkisi

YAKIT ISIL DEĞER (kJ/kg)	TOP. ENT. ÜRETİMİ (kW/K)	KAYIP GÜÇ(kW)
41730.0	0.39801117	131.34368531
42085.0	0.40071653	132.23645384
42440.0	0.40609596	134.01166656
42800.0	0.40894051	134.95036710
43155.0	0.40987061	135.25730034
43515.0	0.40995252	135.28433014
43870.0	0.40654526	134.15993552

Yakıtın ısıl değeri arttırıldığında, silindir içerisindeki ortalama efektif basınç ve sıcaklık artacağından silindir duvarına ısı transferi neticesinde meydana gelen tersinmezlikler artacak ve buna bağlı olarak entropi üretimi artacaktır. Entropi üretimindeki artış neticesinde bir çevrimde meydana gelen kayıp güç değeri de artacaktır. Toplam entropi üretiminin 43515 kJ/kg ısıl değerinden itibaren azaldığı görülmektedir.

Yakıtın ısıl değeri arttırılması ile tersinir güçteki artış miktarı, entropi üretimi nedeniyle oluşan kayıp güçteki artış miktarından fazla olduğundan çevrimden elde edilen yararlı ve gerçek güç değerleri de artacaktır. Bu sonuçlar neticesinde I. ve II. kanun verimlerinde sırası ile %1,25 ve %1,4 oranında artış meydana gelecektir. Yine yakıt ısıl değerinin arttırılması ile özgül yakıt tüketimi azaltacaktır.

8.9 Genel Sonuçlar

Sonuç olarak yapılan parametre çalışmaları neticesinde bazı parametrelerin entropi üretimini arttırırken bazı parametrelerin ise azalttığı görülmektedir. Makine üretiminde diğer dizayn parametreleri kıstasları çerçevesinde entropi üretimini en az seviyeye indirmek, dünyada mevcut kaynakların daha verimli kullanılması sağlayacak ve küresel ısınma gibi negatif sonuçların oluşmasını geciktirecektir. Tablo 8.9'da çok supaplı bir dizel makinada tüm bu parametrelerin etkileri toplu halde sunulmaktadır.

Tablo 8.9:Tüm Parametrelerin Entropi Üretimi Üzerindeki Etkisi

PARAMETRE	ENTROPİ ÜRETİMİ
Emme Supap Sayısı	Artmakta
Egzost Supap Sayısı	Etkisiz
Sıkıştırma Oranı Artışı	Azalmakta
Silindir Çapı Artışı	Artmakta
Strok Boyu Artışı	Artmakta
Makine Devri Artışı	Artmakta
Hava Manifoldu Sıcaklığı Artışı	Azalmakta
Hava Manifoldu Basıncı Artışı	Azalmakta
Yakıt Isıl Değeri Artışı	Belli değere kadar artmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] **TRAUPEL, W.** 1957. 'Reciprocating Engine and Turbine in Internal Combustion Engineering', Proceedings of the International Congress of Combustion Engines (CIMAC), Zurich.

[2] **PRIMUS, R. J.** 1984. 'A Second Law Approach to Exhaust System Optimization', SAE Paper 840033.

[3] **FLYNN, P. F.; HOAG, K. L.; KAMEL, M. M. ve PRIMUS, R. J.** 1984. 'A New Perspective on Diesel Engine Evaluation Based on Second Law Analysis',SAE Paper 840032.

[4] **ALKIDAS, A. C.** 1988. 'The Application of Availability and Energy Balances to a Diesel Engine', Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.110/462-469.

[5] **MCKINLEY, T. L.; PRIMUS, R. J.** 1988. 'An Assessment of Turbocharging Systems for Diesel Engines from First and Second Law Perspectives', SAE Paper 880598.

[6] **VAN GERPEN, J. H.; SHAPINO, H. N.** 1990. 'Second-Law Analysis of Diesel Engine Combustion', Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.112/129-137.

[7] **FABIO BOZZA, ROBERTO NOCERA, ADOLFO SENATORE, RAFFAELE TUCCILLO** 1991. 'Second Law Analysis of Turbocharged Engine Operation', SAE Paper 910418.

[8] **RAKOPOULOS, C. D.; GIAKOUMIS, E. G.** 1997. 'Development of Cumulative and Availability Rate Balances in a Multi-Cylinder Turbocharged Indirect Injection Diesel Engine', Energy Conversion and Management, Vol 38, No 4, pp 347-369.

[9] **RAKOPOULOS, C. D.; GIAKOUMIS, E. G.** 1997. 'Speed and Load Effects on The Availability Balances and Irreversibilities Production in a Multi-Cylinder Turbocharged Diesel Engine', Applied Thermal Engineering, Vol 17, No 3, pp 299-313.

[10] **RAKOPOULOS, C. D.; GIAKOUMIS, E. G.** 1997. 'Simulation and Exergy Analysis of Transient Diesel-Engine Operation', Energy, Vol 22, No 9, pp 875-885.

[11] **CATON, J. A.** 2000. 'On the Destruction of Availability (exergy) Due to Combustion Processes-with Spesific Application to Internal-Combustion Engines', Energy, Vol 25, pp 1097-1117.

[12] **NAKONIECZNY, K.** 2002. 'Entropy Generation in a Diesel Engine Turbocharging System', Energy, Vol 27, pp 1027-1056.

[13] **RON GRAVES, STUART DAW, JAMES CONKLIN, KALYANA CHAKRAVARTHY** 2005. 'Advenced Combustion and Emission Control Research for High-Efficiency Engines', Advanced Combustion Engine Technologies, FY 2005.

[14] **YINGRU ZHAO, BIHONG LIN, YUE ZHANG ve JINCAN CHEN** 2006. 'Performance Analysis and Parametric Optimum Design of an Irreversible Diesel Heat Engine' Energy Conversion and Management, 30.01.2006.

[15] **SAĞ, O.K.,** 1977. Unsteady Flow Through Single and Branched Inlet Systems of Internal Combustion Engines, Ph. D. Thesis, University of Liverpool.

[16] **SAĞ, O.K.,** 1979. Computerised Simulation of the Air Flow in the Branched Starting Air Manifold of a Medium Speed Diesel Engine, HS-79-26.I, Institut fur Shiffmaschinen-Universitat Hannover.

[17] **SAĞ, O.K.,** 1983. Gemi Diesel Motorlarının Sayısal Bilgisayar ile Termodinamik Simülasyonu, Doçentlik Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[18] **ÖZSOYSAL, O.A.,** 1987. Gemi Diesel Motorlarının Dolgu Değişimi Modellemesinin Değişik Yöntemler İle Hesabı, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[19] **SÖĞÜT, O.S.,** 1987. Çok Silindirli Gemi Diesel Motorlarında Değişik Termodinamik Etkenlerin Volümetrik Verime Etkileri, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[20] **ÖZSOYSAL, O.A.,** 1991. Yüksek Devirli Gemi Dizel Motorlarının Analitik ve Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[21] **ÖZSOYSAL, O.A.; SÖĞÜT, O.S.; ŞAHİN, C.; SAĞ, O.K.** 1995. 'The Effects of Variable Valve Timing on The Performance of A High Speed Marine Diesel Engine', IMAM, Dubrovnik, Croatia.

[22] **BULUT, C.,** 1995. Dizel Motorların Değişken Yük Koşullarında Bilgisayar Yardımı ile İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[23] **ERTÜRK, G.,** 1991. Gemi Dizel Motorlarında Silindir Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[24] **İÇELLİLER, S.,** 1990. Gemi Dizel Motorlarında Silindir Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[25] **ÖZEREN, M.,** 2001. Gemi Dizel Motorlarında Çoklu Subap Uygulamasının Termodinamik Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[26] **SARIDİKEN, A.,** 1986. İçten Yanmalı Motorlarda Geometrik Değişkenlerin Volümetrik Verime Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[27] **ÇONKAR, Y.,** 2003. Gemi Dizel Motorlarında İkinci Kanun Analizi ve Entropi Üretimi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[28] **BUĞDANOĞLU, S.,** 1993. A New Numerical Approach fort he Sauter Mean Diameter in High Speed Diesel Engines, MSc Thesis, I.T.U.,İstanbul.

[29] **CANDAN, N.,** 1988. Gemi Dizel Motorlarının Bilgisayarla Modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[30] **KAYIHAN, Y.,** 1985. Gemi Dizel Motorları Püskürtme Yöntem ve Yanma Modelleri, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[31] **KURAN, K.,** 1993. Yüksek Devirli Dizel Motorlarında Yanma Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[32] **ÖZDEMİR, T.N.,** 1988. Gemi Dizel Motorlarının Bilgisayarla Yanma Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[33] **SERT, A.,** 1988. Orta Devirli Gemi Dizel Motorlarında Yanma Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[34] **YARKADAŞ, H.,** 1992. Dizel Motorlarında Isı Transferi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[35] **SAĞ, O.K.,** 1987. Marine Diesel Engines Inlet and Exhaust Systems, İ.T.U.

[36] **BENSON, R.S.; HORLOCK, J.H.;WINTERBONE, D.H.,** 1982. The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, Vol. 1, Clarendon Press, Oxford.

[37] **BENSON, R.S.; HORLOCK, J.H.;WINTERBONE, D.H.,** 1982. The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, Vol. 2, Clarendon Press, Oxford.

[38] **WOODS, W.A.,** 1987. One Dimensional Compressible Unsteady Flow, A Set of Notes Assembled for Lectures Given at Shanghai Jiac Tong University.

[39] **SAĞ, O.K.,** 1979. Investigation of Pressure Fluctiations on the Computer Simulated Model of the Steering Pipe of a Medium Speed Diesel Engine, Institut Fur Schiffsmaschinen Universitat Hannover.

[40] **SAĞ, O.K.**, 1979. Investigation of Pressure Fluctiations on the Computer Simulated Model of a Pipe, Institut Fur Schiffsmaschinen Universitat Hannover.

[41] **HOWELL, J.R.; BUCKİUS, R.O.,** 1987. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 1st Edition, McGraw-Hill Inc., New York.

[42] **KENNETH, W.,** 1995. Advanced Thermodynamics For Engineers, McGraw-Hill Inc., New York.

[43] **BEJAN, A.,** 1988. Advanced Engineering Thermodynamics, 2nd Edition, John Wiley Sons Inc., New York.

[44] **BENSON, R.S.; WHITEHOUSE, N.D.** 1979. Internal Combustion Engines, Vol.1, Pergamon Press, Oxford.

[45] **BENSON, R.S.; WHITEHOUSE, N.D.** 1979. Internal Combustion Engines, Vol.2, Pergamon Press, Oxford.

[46] **MTU** Diesel Engine 16V 396 TB83 Description Manual.

EK-A

PROGRAM GİRİŞ DATASI

```
10  4.0   720.00
 1  1  1  1  1  1
  .980  14.700   1.000   293.00  1.40     10.000     31.667
 8  32   0   0   1
64  32   294
 6   1
   .4240   4   .1300   .1300   .005000  893.0   6
   .0600   2   .0500   .0500   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .2000   3   .1300   .1300   .005000  893.0   4
   .0600   2   .0500   .0500   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .2000   3   .1300   .1300   .005000  893.0   4
   .0600   2   .0500   .0500   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .2000   3   .1300   .1300   .005000  893.0   4
   .0600   2   .0500   .0500   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .2000   3   .1300   .1300   .005000  893.0   4
   .0600   2   .0500   .0500   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .2000   3   .1300   .1300   .005000  893.0   4
   .0600   2   .0500   .0500   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .2000   3   .1300   .1300   .005000  893.0   4
   .0600   2   .0500   .0500   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  893.0   4
   .4240   4   .1510   .1510   .005000  300.0   6
   .0600   2   .0500   .0500   .005000  300.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .2000   3   .1510   .1510   .005000  300.0   4
   .0600   2   .0500   .0500   .005000  300.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .2000   3   .1510   .1510   .005000  300.0   4
   .0600   2   .0500   .0500   .005000  300.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .1000   2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .2000   3   .1510   .1510   .005000  300.0   4
   .0600   2   .0500   .0500   .005000  300.0   4
```

EK-A

```
   .1000  2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .1000  2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .2000  3   .1510   .1510   .005000  300.0   4
   .0600  2   .0500   .0500   .005000  300.0   4
   .1000  2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .1000  2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .2000  3   .1510   .1510   .005000  300.0   4
   .0600  2   .0500   .0500   .005000  300.0   4
   .1000  2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .1000  2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .2000  3   .1510   .1510   .005000  300.0   4
   .0600  2   .0500   .0500   .005000  300.0   4
   .1000  2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .1000  2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .2000  3   .1510   .1510   .005000  300.0   4
   .0600  2   .0500   .0500   .005000  300.0   4
   .1000  2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
   .1000  2   .0566   .0566   .005000  300.0   4
2.700  938.00 1.34  3.200  330.00 1.39  2.000
 1  12.00  .1650  1
  2  2
  2  2
  2  2
  2  2
  2  2
  2  2
  2  2
  2  2
 .1850   .3410  1.5700
  89.40  407.10  330.80  601.00  601.00
  5      0.0    4.010   402.00  10
  2   135.0    4.010   402.00  10
  8   180.0    4.010   402.00  10
  3   315.0    4.010   402.00  10
  4   405.0    4.010   402.00  10
  6   450.0    4.010   402.00  10
  1   585.0    4.010   402.00  10
  7   630.0    4.010   402.00  10
   62     64
  126   128
   54     56
  118   120
   46     48
  110   112
   38     40
  102   104
   30     32
   94     96
   22     24
   86     88
   14     16
   78     80
    6      8
   70     72
  600.00   .000466400  708.0   80.0
  600.00   .000466400  708.0   80.0
  600.00   .000466400  708.0   80.0
  600.00   .000466400  708.0   80.0
  600.00   .000466400  708.0   80.0
```

EK-A

```
 600.00   .000466400  708.0   80.0
 600.00   .000466400  708.0   80.0
 600.00   .000466400  708.0   80.0
 .260   .660    .388E-10   42800.00     .900
10   7   .990   .867
    .00      .00
 12.00   21.00
 22.00   54.00
 32.00   73.00
 42.00   85.00
 52.00   90.00
 72.00   95.00
10.0
1.000  50
     .0    .00000000       .00000000
    2.4    .00000335       .00000335
    4.9    .00000696       .00000696
   11.9    .00001799       .00001799
   21.9    .00003544       .00003544
   27.9    .00004834       .00004834
   31.9    .00006035       .00006035
   37.9    .00008969       .00008969
   41.9    .00011524       .00011524
   47.9    .00017348       .00017348
   49.9    .00019304       .00019304
   51.9    .00021939       .00021939
   57.9    .00031266       .00031266
   61.9    .00038117       .00038117
   65.9    .00045574       .00045574
   75.9    .00062921       .00062921
   82.3    .00072955       .00072955
   88.8    .00082244       .00082244
   93.6    .00088289       .00088289
  101.6    .00096539       .00096539
  106.1    .00098534       .00098534
  112.1    .00100561       .00100561
  124.1    .00103759       .00103759
  132.1    .00105479       .00105479
  140.1    .00106480       .00106480
  152.1    .00106976       .00106976
  164.1    .00106537       .00106537
  176.1    .00105090       .00105090
  184.1    .00103375       .00103375
  196.1    .00100413       .00100413
  208.1    .00096026       .00096026
  216.1    .00088191       .00088191
  224.1    .00078869       .00078869
  232.1    .00068283       .00068283
  246.4    .00046544       .00046544
  259.6    .00025182       .00025182
  267.6    .00015938       .00015938
  273.6    .00010890       .00010890
  275.6    .00009665       .00009665
  279.6    .00007223       .00007223
  283.6    .00005795       .00005795
  289.6    .00004160       .00004160
  296.8    .00002819       .00002819
  303.2    .00001747       .00001747
  305.8    .00001340       .00001340
```

EK-A

308.3	.00000933	.00000933
310.9	.00000532	.00000532
313.5	.00000180	.00000180
314.8	.00000015	.00000015
317.7	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000321	.00000321
4.9	.00000669	.00000669
7.5	.00001180	.00001180
9.7	.00001757	.00001757
14.2	.00003627	.00003627
18.2	.00005302	.00005302
20.2	.00006719	.00006719
22.2	.00008700	.00008700
24.2	.00010686	.00010686
26.2	.00012679	.00012679
28.7	.00015179	.00015179
34.2	.00023828	.00023828
40.2	.00034194	.00034194
46.2	.00045858	.00045858
50.2	.00053490	.00053490
57.9	.00065817	.00065817
69.4	.00076567	.00076567
82.3	.00082267	.00082267
106.3	.00087447	.00087447
114.3	.00087929	.00087929
118.3	.00088055	.00088055
122.3	.00088117	.00088117
126.3	.00088151	.00088151
142.3	.00087843	.00087843
154.3	.00086850	.00086850
162.3	.00085540	.00085540
166.3	.00084710	.00084710
170.3	.00083809	.00083809
182.3	.00079161	.00079161
194.3	.00073866	.00073866
196.7	.00072232	.00072232
199.7	.00069286	.00069286
203.7	.00064625	.00064625
209.2	.00057601	.00057601
216.2	.00046450	.00046450
222.2	.00036848	.00036848
228.6	.00026430	.00026430
233.6	.00020036	.00020036
237.4	.00015285	.00015285
240.0	.00012506	.00012506
243.8	.00009545	.00009545
247.8	.00006475	.00006475
249.8	.00005201	.00005201
252.8	.00004086	.00004086
256.8	.00002603	.00002603
258.8	.00001863	.00001863
262.8	.00001145	.00001145
266.8	.00000501	.00000501
270.2	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	

EK-A

.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000335	.00000335
4.9	.00000696	.00000696
11.9	.00001799	.00001799
21.9	.00003544	.00003544
27.9	.00004834	.00004834
31.9	.00006035	.00006035
37.9	.00008969	.00008969
41.9	.00011524	.00011524
47.9	.00017348	.00017348
49.9	.00019304	.00019304
51.9	.00021939	.00021939
57.9	.00031266	.00031266
61.9	.00038117	.00038117
65.9	.00045574	.00045574
75.9	.00062921	.00062921
82.3	.00072955	.00072955
88.8	.00082244	.00082244
93.6	.00088289	.00088289
101.6	.00096539	.00096539
106.1	.00098534	.00098534
112.1	.00100561	.00100561
124.1	.00103759	.00103759
132.1	.00105479	.00105479
140.1	.00106480	.00106480
152.1	.00106976	.00106976
164.1	.00106537	.00106537
176.1	.00105090	.00105090
184.1	.00103375	.00103375
196.1	.00100413	.00100413
208.1	.00096026	.00096026
216.1	.00088191	.00088191
224.1	.00078869	.00078869
232.1	.00068283	.00068283
246.4	.00046544	.00046544
259.6	.00025182	.00025182
267.6	.00015938	.00015938
273.6	.00010890	.00010890
275.6	.00009665	.00009665
279.6	.00007223	.00007223
283.6	.00005795	.00005795
289.6	.00004160	.00004160
296.8	.00002819	.00002819
303.2	.00001747	.00001747
305.8	.00001340	.00001340
308.3	.00000933	.00000933
310.9	.00000532	.00000532
313.5	.00000180	.00000180
314.8	.00000015	.00000015
317.7	.00000000	.00000000

10.0

1.000 50

.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000321	.00000321
4.9	.00000669	.00000669
7.5	.00001180	.00001180
9.7	.00001757	.00001757
14.2	.00003627	.00003627
18.2	.00005302	.00005302

EK-A

20.2	.00006719	.00006719
22.2	.00008700	.00008700
24.2	.00010686	.00010686
26.2	.00012679	.00012679
28.7	.00015179	.00015179
34.2	.00023828	.00023828
40.2	.00034194	.00034194
46.2	.00045858	.00045858
50.2	.00053490	.00053490
57.9	.00065817	.00065817
69.4	.00076567	.00076567
82.3	.00082267	.00082267
106.3	.00087447	.00087447
114.3	.00087929	.00087929
118.3	.00088055	.00088055
122.3	.00088117	.00088117
126.3	.00088151	.00088151
142.3	.00087843	.00087843
154.3	.00086850	.00086850
162.3	.00085540	.00085540
166.3	.00084710	.00084710
170.3	.00083809	.00083809
182.3	.00079161	.00079161
194.3	.00073866	.00073866
196.7	.00072232	.00072232
199.7	.00069286	.00069286
203.7	.00064625	.00064625
209.2	.00057601	.00057601
216.2	.00046450	.00046450
222.2	.00036848	.00036848
228.6	.00026430	.00026430
233.6	.00020036	.00020036
237.4	.00015285	.00015285
240.0	.00012506	.00012506
243.8	.00009545	.00009545
247.8	.00006475	.00006475
249.8	.00005201	.00005201
252.8	.00004086	.00004086
256.8	.00002603	.00002603
258.8	.00001863	.00001863
262.8	.00001145	.00001145
266.8	.00000501	.00000501
270.2	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000335	.00000335
4.9	.00000696	.00000696
11.9	.00001799	.00001799
21.9	.00003544	.00003544
27.9	.00004834	.00004834
31.9	.00006035	.00006035
37.9	.00008969	.00008969
41.9	.00011524	.00011524
47.9	.00017348	.00017348
49.9	.00019304	.00019304
51.9	.00021939	.00021939
57.9	.00031266	.00031266
61.9	.00038117	.00038117

EK-A

65.9	.00045574	.00045574
75.9	.00062921	.00062921
82.3	.00072955	.00072955
88.8	.00082244	.00082244
93.6	.00088289	.00088289
101.6	.00096539	.00096539
106.1	.00098534	.00098534
112.1	.00100561	.00100561
124.1	.00103759	.00103759
132.1	.00105479	.00105479
140.1	.00106480	.00106480
152.1	.00106976	.00106976
164.1	.00106537	.00106537
176.1	.00105090	.00105090
184.1	.00103375	.00103375
196.1	.00100413	.00100413
208.1	.00096026	.00096026
216.1	.00088191	.00088191
224.1	.00078869	.00078869
232.1	.00068283	.00068283
246.4	.00046544	.00046544
259.6	.00025182	.00025182
267.6	.00015938	.00015938
273.6	.00010890	.00010890
275.6	.00009665	.00009665
279.6	.00007223	.00007223
283.6	.00005795	.00005795
289.6	.00004160	.00004160
296.8	.00002819	.00002819
303.2	.00001747	.00001747
305.8	.00001340	.00001340
308.3	.00000933	.00000933
310.9	.00000532	.00000532
313.5	.00000180	.00000180
314.8	.00000015	.00000015
317.7	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000321	.00000321
4.9	.00000669	.00000669
7.5	.00001180	.00001180
9.7	.00001757	.00001757
14.2	.00003627	.00003627
18.2	.00005302	.00005302
20.2	.00006719	.00006719
22.2	.00008700	.00008700
24.2	.00010686	.00010686
26.2	.00012679	.00012679
28.7	.00015179	.00015179
34.2	.00023828	.00023828
40.2	.00034194	.00034194
46.2	.00045858	.00045858
50.2	.00053490	.00053490
57.9	.00065817	.00065817
69.4	.00076567	.00076567
82.3	.00082267	.00082267
106.3	.00087447	.00087447
114.3	.00087929	.00087929

EK-A

118.3	.00088055	.00088055
122.3	.00088117	.00088117
126.3	.00088151	.00088151
142.3	.00087843	.00087843
154.3	.00086850	.00086850
162.3	.00085540	.00085540
166.3	.00084710	.00084710
170.3	.00083809	.00083809
182.3	.00079161	.00079161
194.3	.00073866	.00073866
196.7	.00072232	.00072232
199.7	.00069286	.00069286
203.7	.00064625	.00064625
209.2	.00057601	.00057601
216.2	.00046450	.00046450
222.2	.00036848	.00036848
228.6	.00026430	.00026430
233.6	.00020036	.00020036
237.4	.00015285	.00015285
240.0	.00012506	.00012506
243.8	.00009545	.00009545
247.8	.00006475	.00006475
249.8	.00005201	.00005201
252.8	.00004086	.00004086
256.8	.00002603	.00002603
258.8	.00001863	.00001863
262.8	.00001145	.00001145
266.8	.00000501	.00000501
270.2	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000335	.00000335
4.9	.00000696	.00000696
11.9	.00001799	.00001799
21.9	.00003544	.00003544
27.9	.00004834	.00004834
31.9	.00006035	.00006035
37.9	.00008969	.00008969
41.9	.00011524	.00011524
47.9	.00017348	.00017348
49.9	.00019304	.00019304
51.9	.00021939	.00021939
57.9	.00031266	.00031266
61.9	.00038117	.00038117
65.9	.00045574	.00045574
75.9	.00062921	.00062921
82.3	.00072955	.00072955
88.8	.00082244	.00082244
93.6	.00088289	.00088289
101.6	.00096539	.00096539
106.1	.00098534	.00098534
112.1	.00100561	.00100561
124.1	.00103759	.00103759
132.1	.00105479	.00105479
140.1	.00106480	.00106480
152.1	.00106976	.00106976
164.1	.00106537	.00106537
176.1	.00105090	.00105090

EK-A

184.1	.00103375	.00103375
196.1	.00100413	.00100413
208.1	.00096026	.00096026
216.1	.00088191	.00088191
224.1	.00078869	.00078869
232.1	.00068283	.00068283
246.4	.00046544	.00046544
259.6	.00025182	.00025182
267.6	.00015938	.00015938
273.6	.00010890	.00010890
275.6	.00009665	.00009665
279.6	.00007223	.00007223
283.6	.00005795	.00005795
289.6	.00004160	.00004160
296.8	.00002819	.00002819
303.2	.00001747	.00001747
305.8	.00001340	.00001340
308.3	.00000933	.00000933
310.9	.00000532	.00000532
313.5	.00000180	.00000180
314.8	.00000015	.00000015
317.7	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000321	.00000321
4.9	.00000669	.00000669
7.5	.00001180	.00001180
9.7	.00001757	.00001757
14.2	.00003627	.00003627
18.2	.00005302	.00005302
20.2	.00006719	.00006719
22.2	.00008700	.00008700
24.2	.00010686	.00010686
26.2	.00012679	.00012679
28.7	.00015179	.00015179
34.2	.00023828	.00023828
40.2	.00034194	.00034194
46.2	.00045858	.00045858
50.2	.00053490	.00053490
57.9	.00065817	.00065817
69.4	.00076567	.00076567
82.3	.00082267	.00082267
106.3	.00087447	.00087447
114.3	.00087929	.00087929
118.3	.00088055	.00088055
122.3	.00088117	.00088117
126.3	.00088151	.00088151
142.3	.00087843	.00087843
154.3	.00086850	.00086850
162.3	.00085540	.00085540
166.3	.00084710	.00084710
170.3	.00083809	.00083809
182.3	.00079161	.00079161
194.3	.00073866	.00073866
196.7	.00072232	.00072232
199.7	.00069286	.00069286
203.7	.00064625	.00064625
209.2	.00057601	.00057601

EK-A

216.2	.00046450	.00046450
222.2	.00036848	.00036848
228.6	.00026430	.00026430
233.6	.00020036	.00020036
237.4	.00015285	.00015285
240.0	.00012506	.00012506
243.8	.00009545	.00009545
247.8	.00006475	.00006475
249.8	.00005201	.00005201
252.8	.00004086	.00004086
256.8	.00002603	.00002603
258.8	.00001863	.00001863
262.8	.00001145	.00001145
266.8	.00000501	.00000501
270.2	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000335	.00000335
4.9	.00000696	.00000696
11.9	.00001799	.00001799
21.9	.00003544	.00003544
27.9	.00004834	.00004834
31.9	.00006035	.00006035
37.9	.00008969	.00008969
41.9	.00011524	.00011524
47.9	.00017348	.00017348
49.9	.00019304	.00019304
51.9	.00021939	.00021939
57.9	.00031266	.00031266
61.9	.00038117	.00038117
65.9	.00045574	.00045574
75.9	.00062921	.00062921
82.3	.00072955	.00072955
88.8	.00082244	.00082244
93.6	.00088289	.00088289
101.6	.00096539	.00096539
106.1	.00098534	.00098534
112.1	.00100561	.00100561
124.1	.00103759	.00103759
132.1	.00105479	.00105479
140.1	.00106480	.00106480
152.1	.00106976	.00106976
164.1	.00106537	.00106537
176.1	.00105090	.00105090
184.1	.00103375	.00103375
196.1	.00100413	.00100413
208.1	.00096026	.00096026
216.1	.00088191	.00088191
224.1	.00078869	.00078869
232.1	.00068283	.00068283
246.4	.00046544	.00046544
259.6	.00025182	.00025182
267.6	.00015938	.00015938
273.6	.00010890	.00010890
275.6	.00009665	.00009665
279.6	.00007223	.00007223
283.6	.00005795	.00005795
289.6	.00004160	.00004160

EK-A

296.8	.00002819	.00002819
303.2	.00001747	.00001747
305.8	.00001340	.00001340
308.3	.00000933	.00000933
310.9	.00000532	.00000532
313.5	.00000180	.00000180
314.8	.00000015	.00000015
317.7	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000321	.00000321
4.9	.00000669	.00000669
7.5	.00001180	.00001180
9.7	.00001757	.00001757
14.2	.00003627	.00003627
18.2	.00005302	.00005302
20.2	.00006719	.00006719
22.2	.00008700	.00008700
24.2	.00010686	.00010686
26.2	.00012679	.00012679
28.7	.00015179	.00015179
34.2	.00023828	.00023828
40.2	.00034194	.00034194
46.2	.00045858	.00045858
50.2	.00053490	.00053490
57.9	.00065817	.00065817
69.4	.00076567	.00076567
82.3	.00082267	.00082267
106.3	.00087447	.00087447
114.3	.00087929	.00087929
118.3	.00088055	.00088055
122.3	.00088117	.00088117
126.3	.00088151	.00088151
142.3	.00087843	.00087843
154.3	.00086850	.00086850
162.3	.00085540	.00085540
166.3	.00084710	.00084710
170.3	.00083809	.00083809
182.3	.00079161	.00079161
194.3	.00073866	.00073866
196.7	.00072232	.00072232
199.7	.00069286	.00069286
203.7	.00064625	.00064625
209.2	.00057601	.00057601
216.2	.00046450	.00046450
222.2	.00036848	.00036848
228.6	.00026430	.00026430
233.6	.00020036	.00020036
237.4	.00015285	.00015285
240.0	.00012506	.00012506
243.8	.00009545	.00009545
247.8	.00006475	.00006475
249.8	.00005201	.00005201
252.8	.00004086	.00004086
256.8	.00002603	.00002603
258.8	.00001863	.00001863
262.8	.00001145	.00001145
266.8	.00000501	.00000501

EK-A

270.2	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000335	.00000335
4.9	.00000696	.00000696
11.9	.00001799	.00001799
21.9	.00003544	.00003544
27.9	.00004834	.00004834
31.9	.00006035	.00006035
37.9	.00008969	.00008969
41.9	.00011524	.00011524
47.9	.00017348	.00017348
49.9	.00019304	.00019304
51.9	.00021939	.00021939
57.9	.00031266	.00031266
61.9	.00038117	.00038117
65.9	.00045574	.00045574
75.9	.00062921	.00062921
82.3	.00072955	.00072955
88.8	.00082244	.00082244
93.6	.00088289	.00088289
101.6	.00096539	.00096539
106.1	.00098534	.00098534
112.1	.00100561	.00100561
124.1	.00103759	.00103759
132.1	.00105479	.00105479
140.1	.00106480	.00106480
152.1	.00106976	.00106976
164.1	.00106537	.00106537
176.1	.00105090	.00105090
184.1	.00103375	.00103375
196.1	.00100413	.00100413
208.1	.00096026	.00096026
216.1	.00088191	.00088191
224.1	.00078869	.00078869
232.1	.00068283	.00068283
246.4	.00046544	.00046544
259.6	.00025182	.00025182
267.6	.00015938	.00015938
273.6	.00010890	.00010890
275.6	.00009665	.00009665
279.6	.00007223	.00007223
283.6	.00005795	.00005795
289.6	.00004160	.00004160
296.8	.00002819	.00002819
303.2	.00001747	.00001747
305.8	.00001340	.00001340
308.3	.00000933	.00000933
310.9	.00000532	.00000532
313.5	.00000180	.00000180
314.8	.00000015	.00000015
317.7	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000321	.00000321
4.9	.00000669	.00000669
7.5	.00001180	.00001180

EK-A

9.7	.00001757	.00001757
14.2	.00003627	.00003627
18.2	.00005302	.00005302
20.2	.00006719	.00006719
22.2	.00008700	.00008700
24.2	.00010686	.00010686
26.2	.00012679	.00012679
28.7	.00015179	.00015179
34.2	.00023828	.00023828
40.2	.00034194	.00034194
46.2	.00045858	.00045858
50.2	.00053490	.00053490
57.9	.00065817	.00065817
69.4	.00076567	.00076567
82.3	.00082267	.00082267
106.3	.00087447	.00087447
114.3	.00087929	.00087929
118.3	.00088055	.00088055
122.3	.00088117	.00088117
126.3	.00088151	.00088151
142.3	.00087843	.00087843
154.3	.00086850	.00086850
162.3	.00085540	.00085540
166.3	.00084710	.00084710
170.3	.00083809	.00083809
182.3	.00079161	.00079161
194.3	.00073866	.00073866
196.7	.00072232	.00072232
199.7	.00069286	.00069286
203.7	.00064625	.00064625
209.2	.00057601	.00057601
216.2	.00046450	.00046450
222.2	.00036848	.00036848
228.6	.00026430	.00026430
233.6	.00020036	.00020036
237.4	.00015285	.00015285
240.0	.00012506	.00012506
243.8	.00009545	.00009545
247.8	.00006475	.00006475
249.8	.00005201	.00005201
252.8	.00004086	.00004086
256.8	.00002603	.00002603
258.8	.00001863	.00001863
262.8	.00001145	.00001145
266.8	.00000501	.00000501
270.2	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000335	.00000335
4.9	.00000696	.00000696
11.9	.00001799	.00001799
21.9	.00003544	.00003544
27.9	.00004834	.00004834
31.9	.00006035	.00006035
37.9	.00008969	.00008969
41.9	.00011524	.00011524
47.9	.00017348	.00017348
49.9	.00019304	.00019304

EK-A

51.9	.00021939	.00021939
57.9	.00031266	.00031266
61.9	.00038117	.00038117
65.9	.00045574	.00045574
75.9	.00062921	.00062921
82.3	.00072955	.00072955
88.8	.00082244	.00082244
93.6	.00088289	.00088289
101.6	.00096539	.00096539
106.1	.00098534	.00098534
112.1	.00100561	.00100561
124.1	.00103759	.00103759
132.1	.00105479	.00105479
140.1	.00106480	.00106480
152.1	.00106976	.00106976
164.1	.00106537	.00106537
176.1	.00105090	.00105090
184.1	.00103375	.00103375
196.1	.00100413	.00100413
208.1	.00096026	.00096026
216.1	.00088191	.00088191
224.1	.00078869	.00078869
232.1	.00068283	.00068283
246.4	.00046544	.00046544
259.6	.00025182	.00025182
267.6	.00015938	.00015938
273.6	.00010890	.00010890
275.6	.00009665	.00009665
279.6	.00007223	.00007223
283.6	.00005795	.00005795
289.6	.00004160	.00004160
296.8	.00002819	.00002819
303.2	.00001747	.00001747
305.8	.00001340	.00001340
308.3	.00000933	.00000933
310.9	.00000532	.00000532
313.5	.00000180	.00000180
314.8	.00000015	.00000015
317.7	.00000000	.00000000

10.0

1.000 50

.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000321	.00000321
4.9	.00000669	.00000669
7.5	.00001180	.00001180
9.7	.00001757	.00001757
14.2	.00003627	.00003627
18.2	.00005302	.00005302
20.2	.00006719	.00006719
22.2	.00008700	.00008700
24.2	.00010686	.00010686
26.2	.00012679	.00012679
28.7	.00015179	.00015179
34.2	.00023828	.00023828
40.2	.00034194	.00034194
46.2	.00045858	.00045858
50.2	.00053490	.00053490
57.9	.00065817	.00065817
69.4	.00076567	.00076567

EK-A

82.3	.00082267	.00082267
106.3	.00087447	.00087447
114.3	.00087929	.00087929
118.3	.00088055	.00088055
122.3	.00088117	.00088117
126.3	.00088151	.00088151
142.3	.00087843	.00087843
154.3	.00086850	.00086850
162.3	.00085540	.00085540
166.3	.00084710	.00084710
170.3	.00083809	.00083809
182.3	.00079161	.00079161
194.3	.00073866	.00073866
196.7	.00072232	.00072232
199.7	.00069286	.00069286
203.7	.00064625	.00064625
209.2	.00057601	.00057601
216.2	.00046450	.00046450
222.2	.00036848	.00036848
228.6	.00026430	.00026430
233.6	.00020036	.00020036
237.4	.00015285	.00015285
240.0	.00012506	.00012506
243.8	.00009545	.00009545
247.8	.00006475	.00006475
249.8	.00005201	.00005201
252.8	.00004086	.00004086
256.8	.00002603	.00002603
258.8	.00001863	.00001863
262.8	.00001145	.00001145
266.8	.00000501	.00000501
270.2	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000335	.00000335
4.9	.00000696	.00000696
11.9	.00001799	.00001799
21.9	.00003544	.00003544
27.9	.00004834	.00004834
31.9	.00006035	.00006035
37.9	.00008969	.00008969
41.9	.00011524	.00011524
47.9	.00017348	.00017348
49.9	.00019304	.00019304
51.9	.00021939	.00021939
57.9	.00031266	.00031266
61.9	.00038117	.00038117
65.9	.00045574	.00045574
75.9	.00062921	.00062921
82.3	.00072955	.00072955
88.8	.00082244	.00082244
93.6	.00088289	.00088289
101.6	.00096539	.00096539
106.1	.00098534	.00098534
112.1	.00100561	.00100561
124.1	.00103759	.00103759
132.1	.00105479	.00105479
140.1	.00106480	.00106480

EK-A

152.1	.00106976	.00106976
164.1	.00106537	.00106537
176.1	.00105090	.00105090
184.1	.00103375	.00103375
196.1	.00100413	.00100413
208.1	.00096026	.00096026
216.1	.00088191	.00088191
224.1	.00078869	.00078869
232.1	.00068283	.00068283
246.4	.00046544	.00046544
259.6	.00025182	.00025182
267.6	.00015938	.00015938
273.6	.00010890	.00010890
275.6	.00009665	.00009665
279.6	.00007223	.00007223
283.6	.00005795	.00005795
289.6	.00004160	.00004160
296.8	.00002819	.00002819
303.2	.00001747	.00001747
305.8	.00001340	.00001340
308.3	.00000933	.00000933
310.9	.00000532	.00000532
313.5	.00000180	.00000180
314.8	.00000015	.00000015
317.7	.00000000	.00000000
10.0		
1.000	50	
.0	.00000000	.00000000
2.4	.00000321	.00000321
4.9	.00000669	.00000669
7.5	.00001180	.00001180
9.7	.00001757	.00001757
14.2	.00003627	.00003627
18.2	.00005302	.00005302
20.2	.00006719	.00006719
22.2	.00008700	.00008700
24.2	.00010686	.00010686
26.2	.00012679	.00012679
28.7	.00015179	.00015179
34.2	.00023828	.00023828
40.2	.00034194	.00034194
46.2	.00045858	.00045858
50.2	.00053490	.00053490
57.9	.00065817	.00065817
69.4	.00076567	.00076567
82.3	.00082267	.00082267
106.3	.00087447	.00087447
114.3	.00087929	.00087929
118.3	.00088055	.00088055
122.3	.00088117	.00088117
126.3	.00088151	.00088151
142.3	.00087843	.00087843
154.3	.00086850	.00086850
162.3	.00085540	.00085540
166.3	.00084710	.00084710
170.3	.00083809	.00083809
182.3	.00079161	.00079161
194.3	.00073866	.00073866
196.7	.00072232	.00072232

EK-A

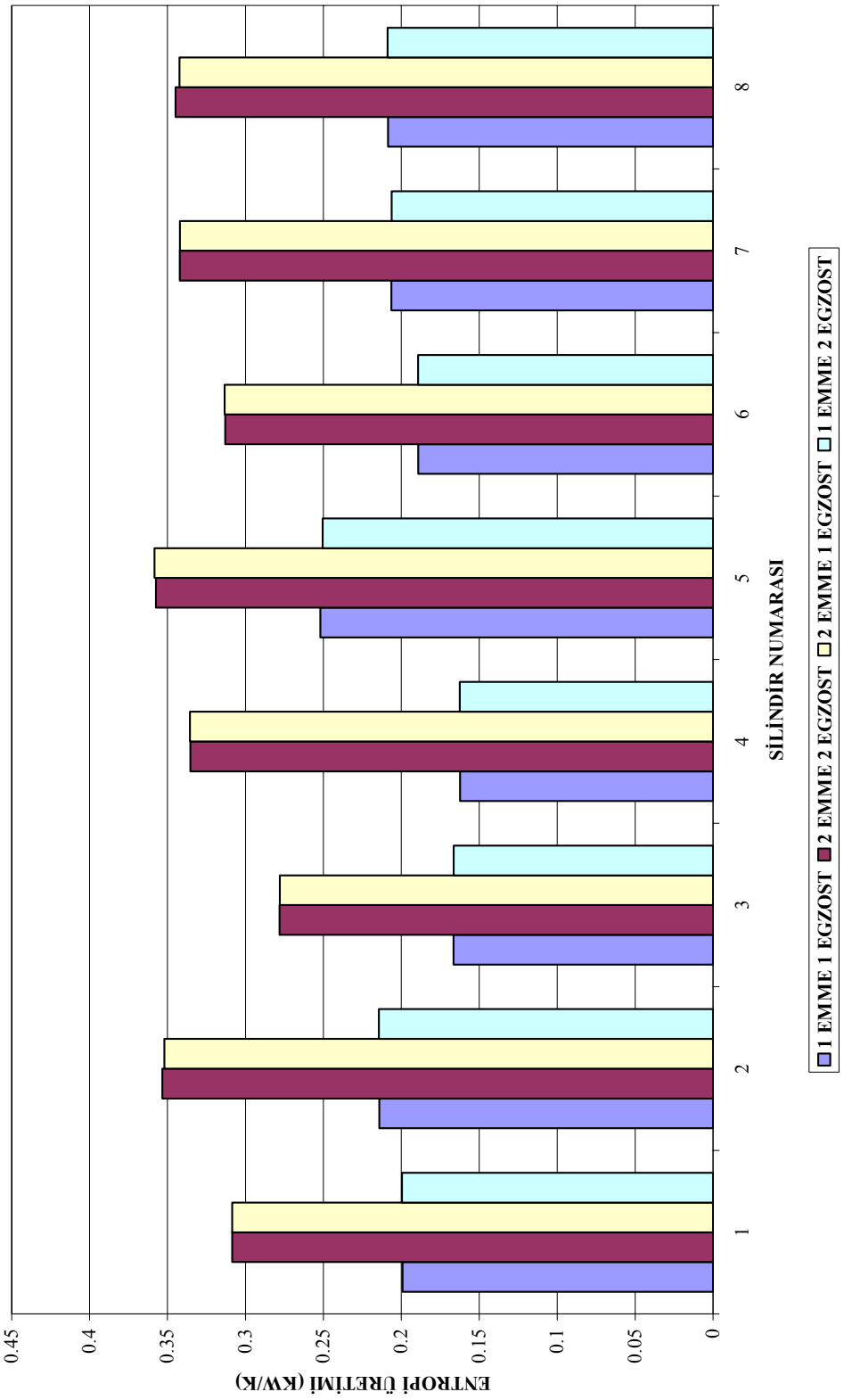
```
 199.7    .00069286      .00069286
 203.7    .00064625      .00064625
 209.2    .00057601      .00057601
 216.2    .00046450      .00046450
 222.2    .00036848      .00036848
 228.6    .00026430      .00026430
 233.6    .00020036      .00020036
 237.4    .00015285      .00015285
 240.0    .00012506      .00012506
 243.8    .00009545      .00009545
 247.8    .00006475      .00006475
 249.8    .00005201      .00005201
 252.8    .00004086      .00004086
 256.8    .00002603      .00002603
 258.8    .00001863      .00001863
 262.8    .00001145      .00001145
 266.8    .00000501      .00000501
 270.2    .00000000      .00000000

 3   2    3    9   0
 3   4    5    7   0
 3  10   11   17   0
 3  12   13   15   0
 3  18   19   25   0
 3  20   21   23   0
 3  26   27   33   0
 3  28   29   31   0
 3  34   35   41   0
 3  36   37   39   0
 3  42   43   49   0
 3  44   45   47   0
 3  50   51   57   0
 3  52   53   55   0
 2  58   59    0   0
 3  60   61   63   0
 3  66   67   73   0
 3  68   69   71   0
 3  74   75   81   0
 3  76   77   79   0
 3  82   83   89   0
 3  84   85   87   0
 3  90   91   97   0
 3  92   93   95   0
 3  98   99  105   0
 3 100  101  103   0
 3 106  107  113   0
 3 108  109  111   0
 3 114  115  121   0
 3 116  117  119   0
 2 122  123    0   0
 3 124  125  127   0
 65
  1.0  10   8   3
 5
 2
 8
 3
 4
 6
```

EK-A

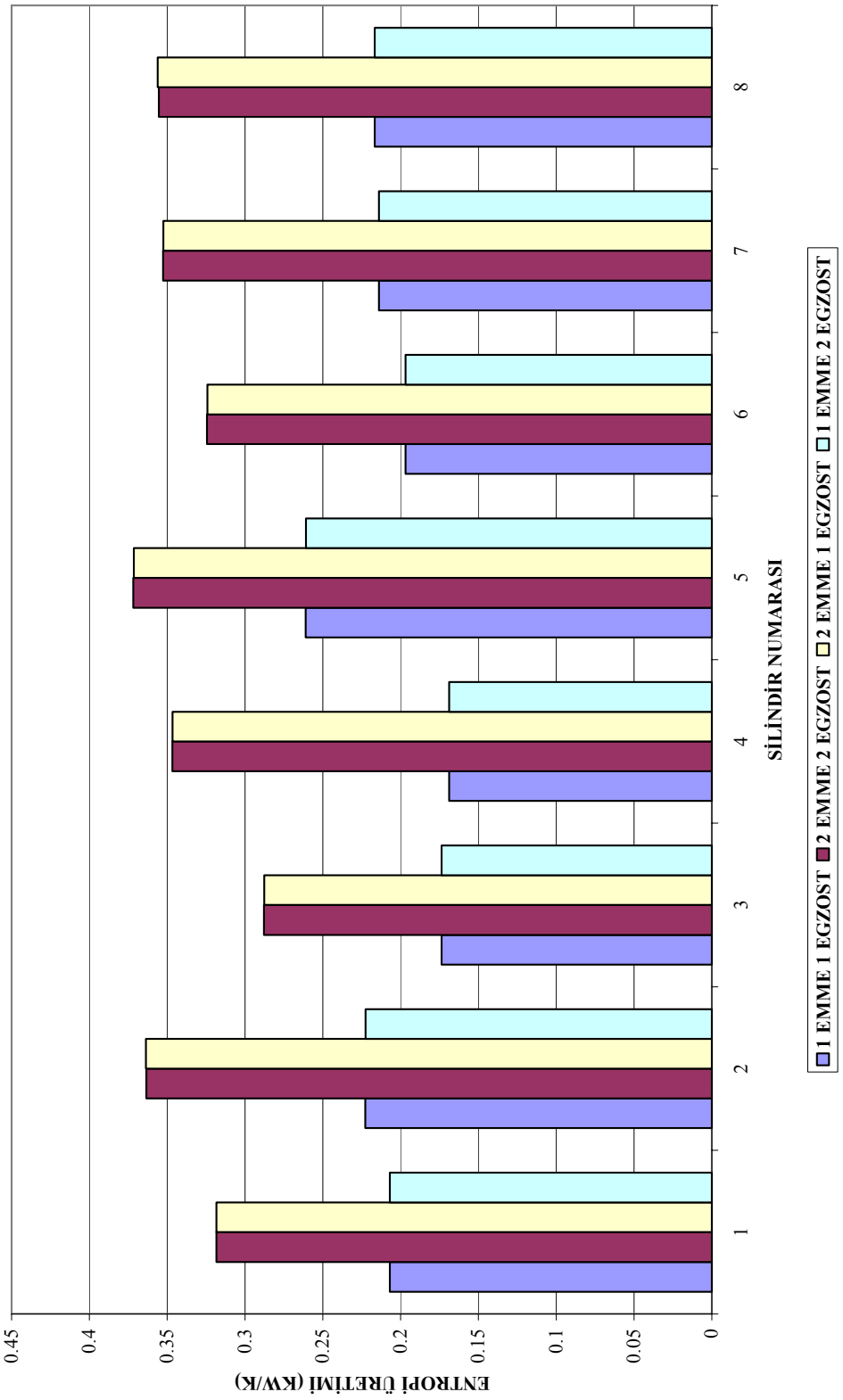
1
7
116
100
76

EK-B



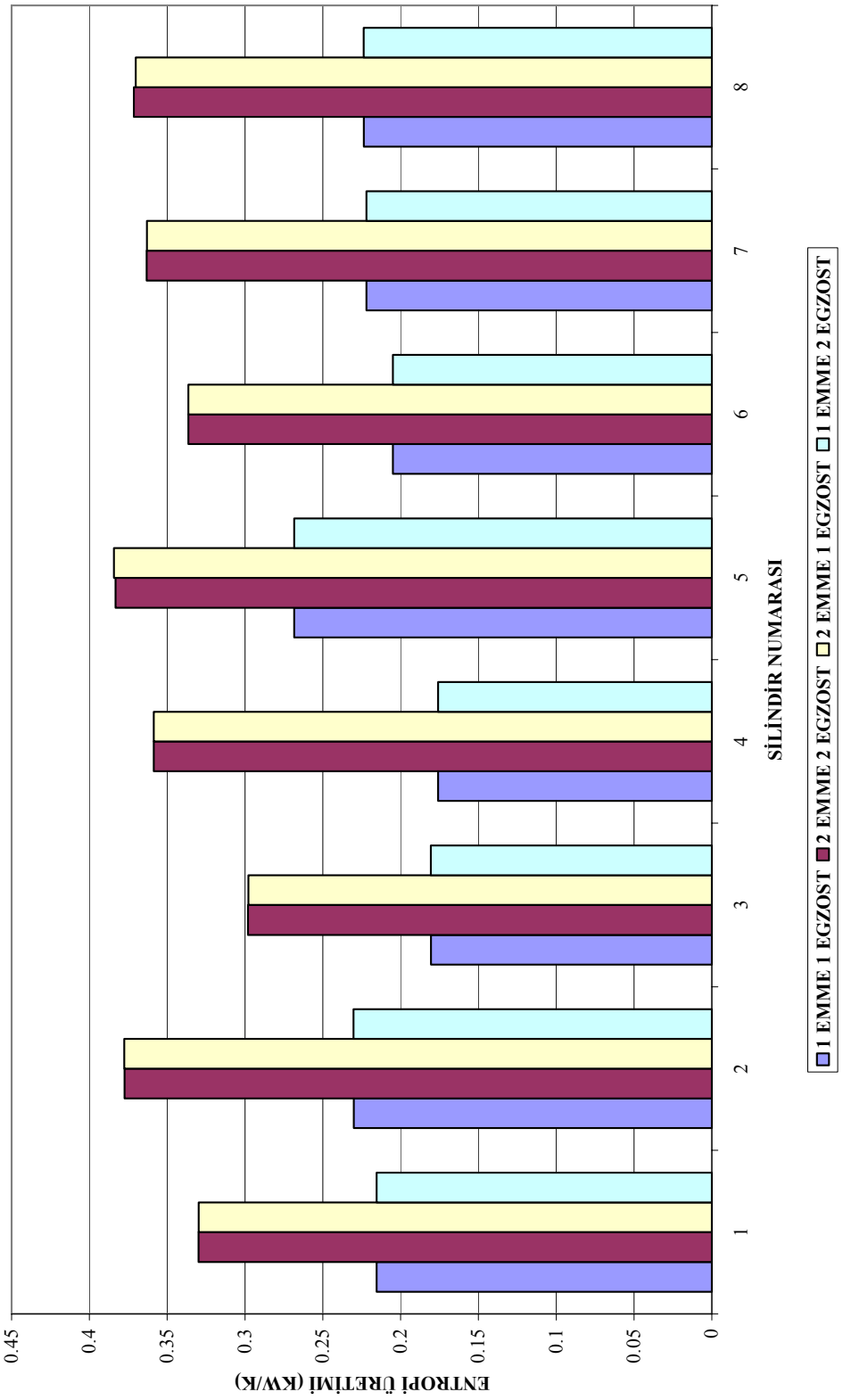
Şekil B.1: 1650 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi

EK-B



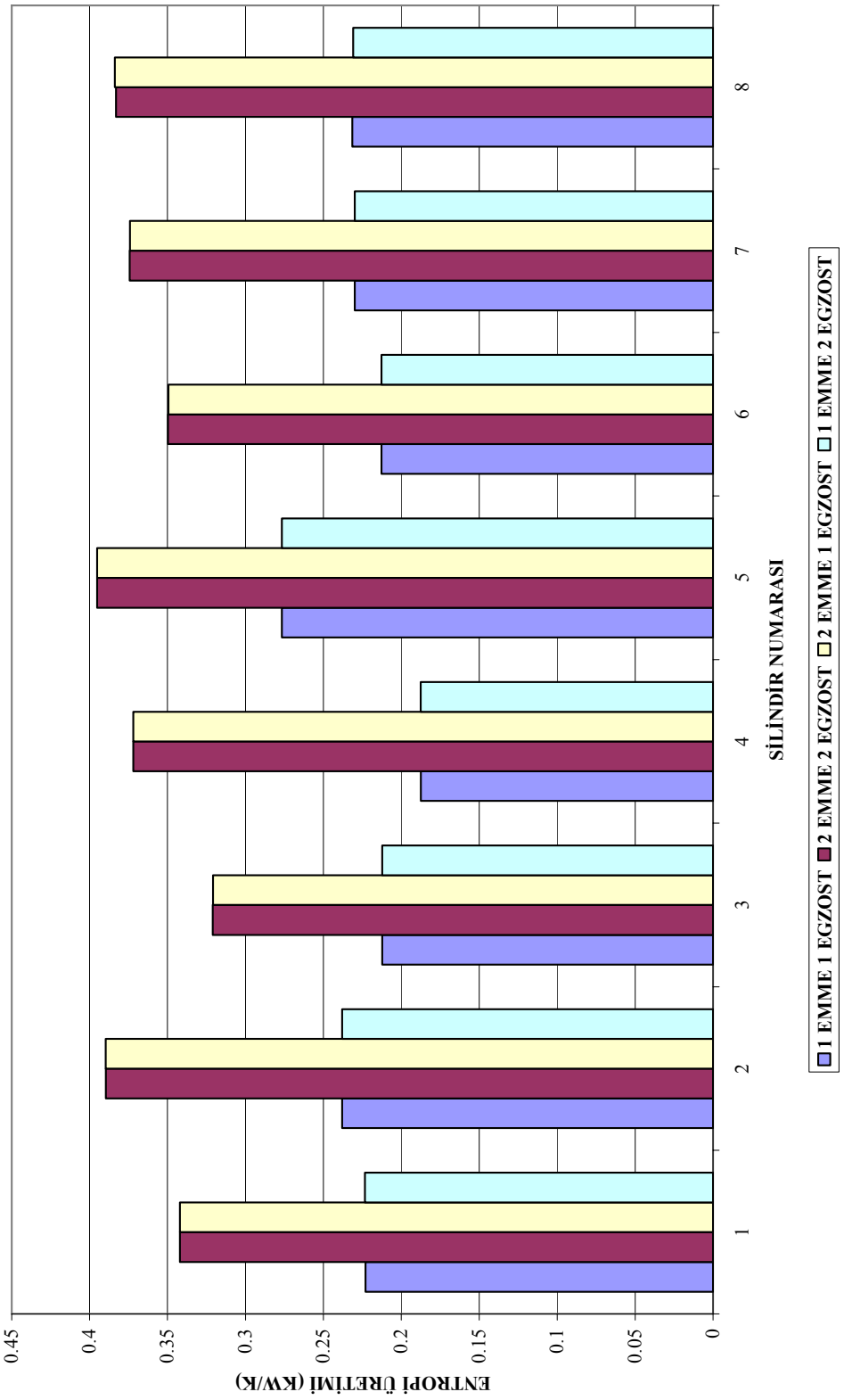
Şekil B.2: 1700 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi

EK-B



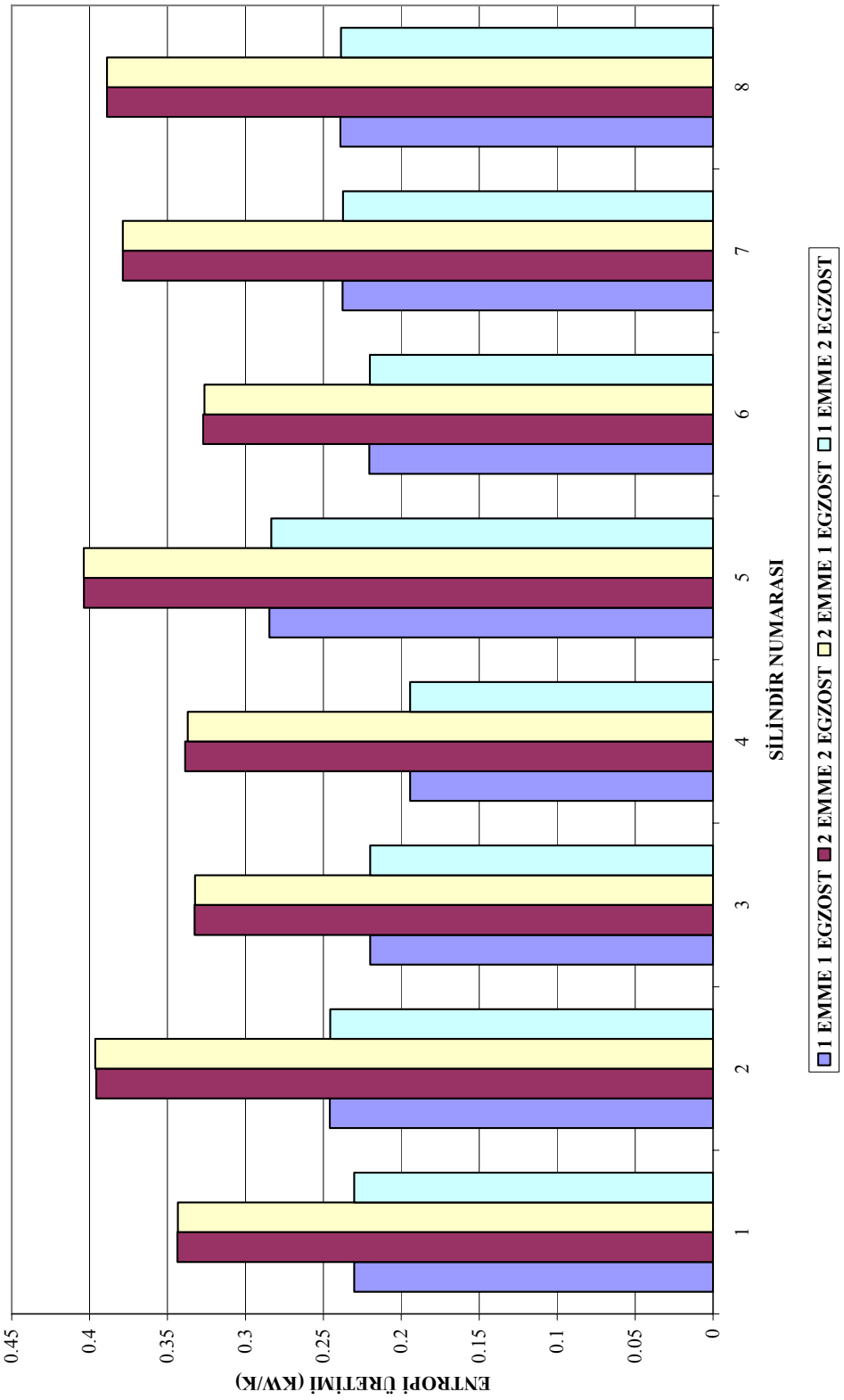
Şekil B.3: 1750 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi

EK-B



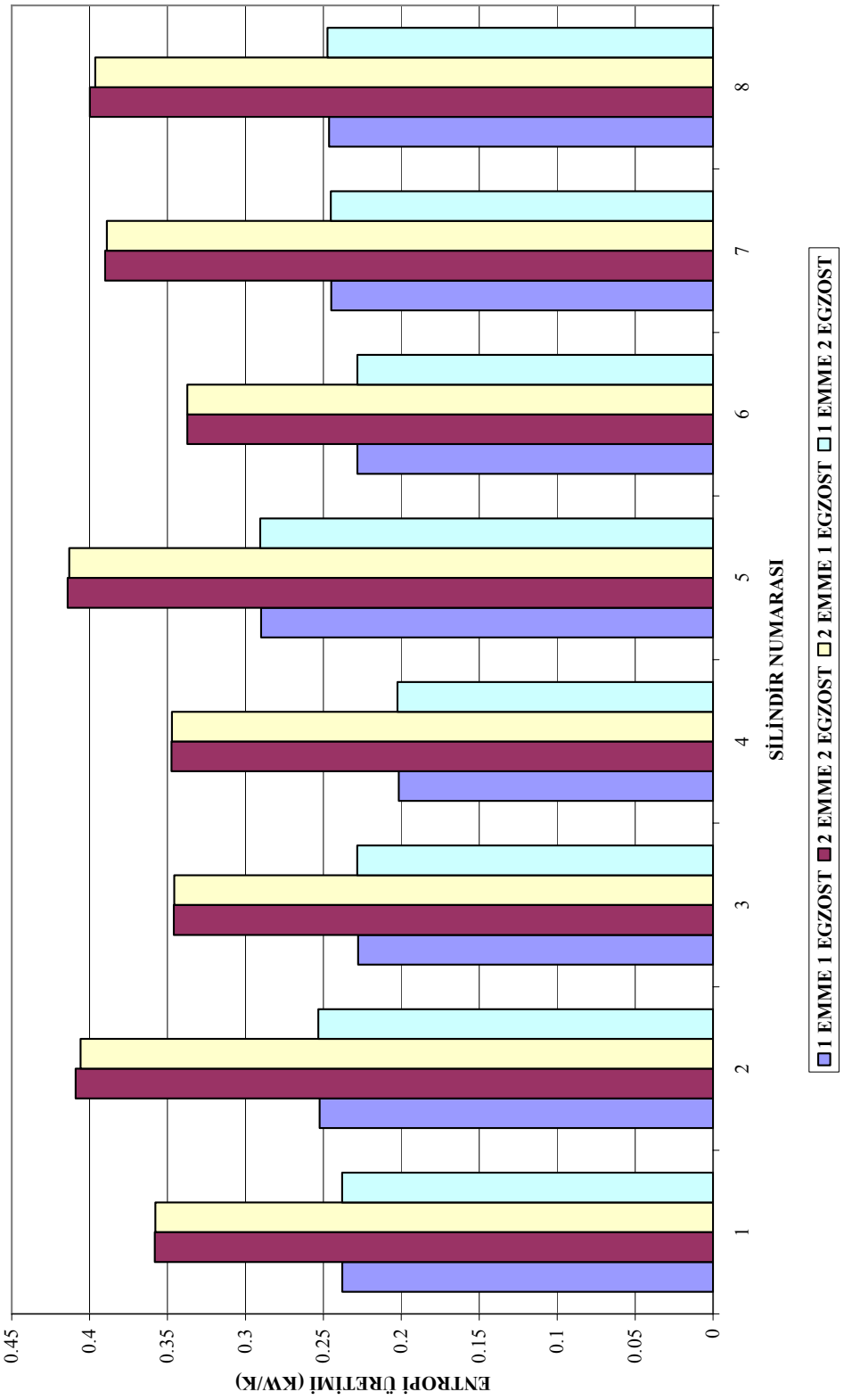
Şekil B.4: 1800 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi

EK-B



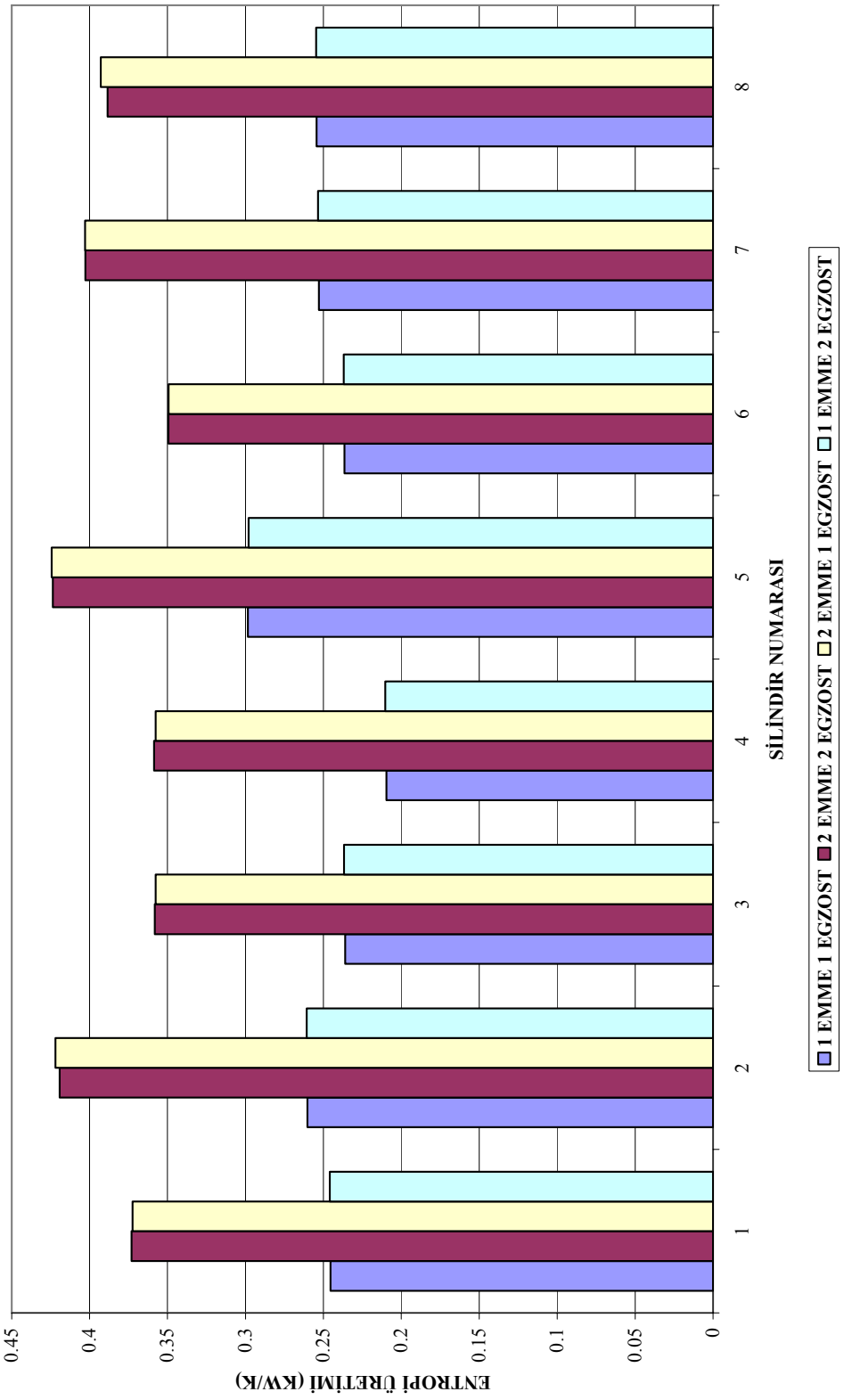
Şekil B.5: 1850 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi

EK-B

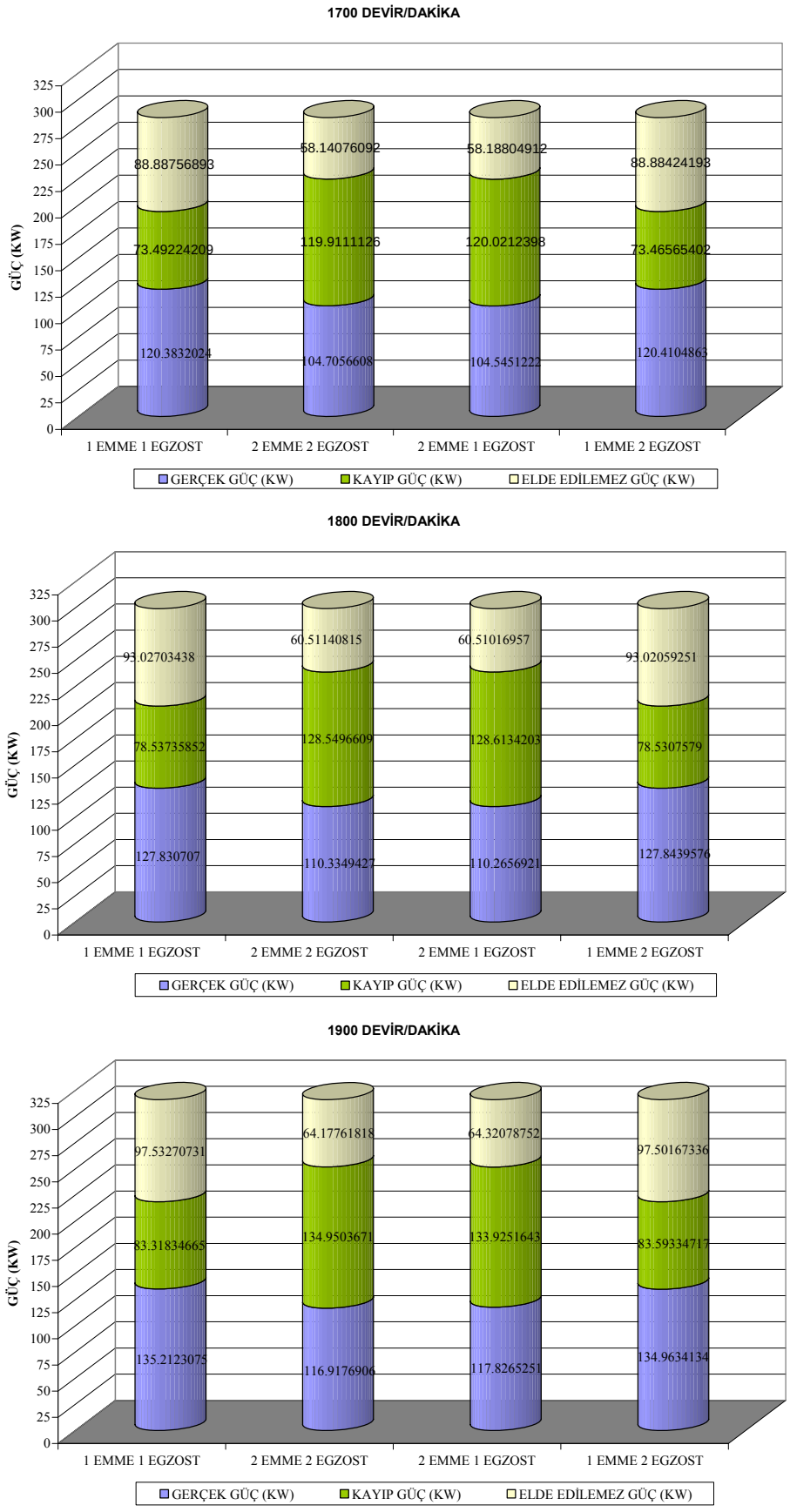


Şekil B.6: 1900 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi

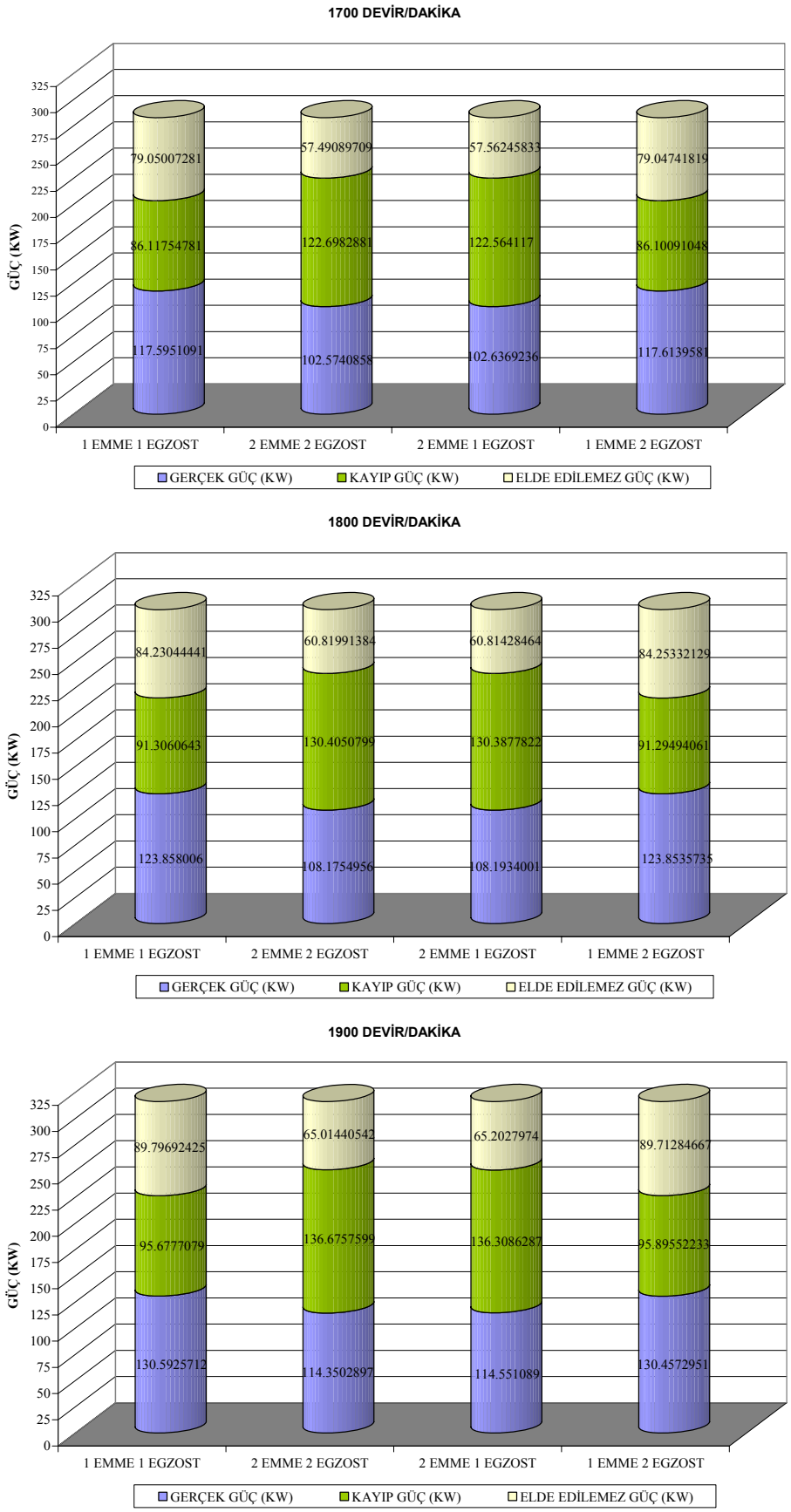
EK-B



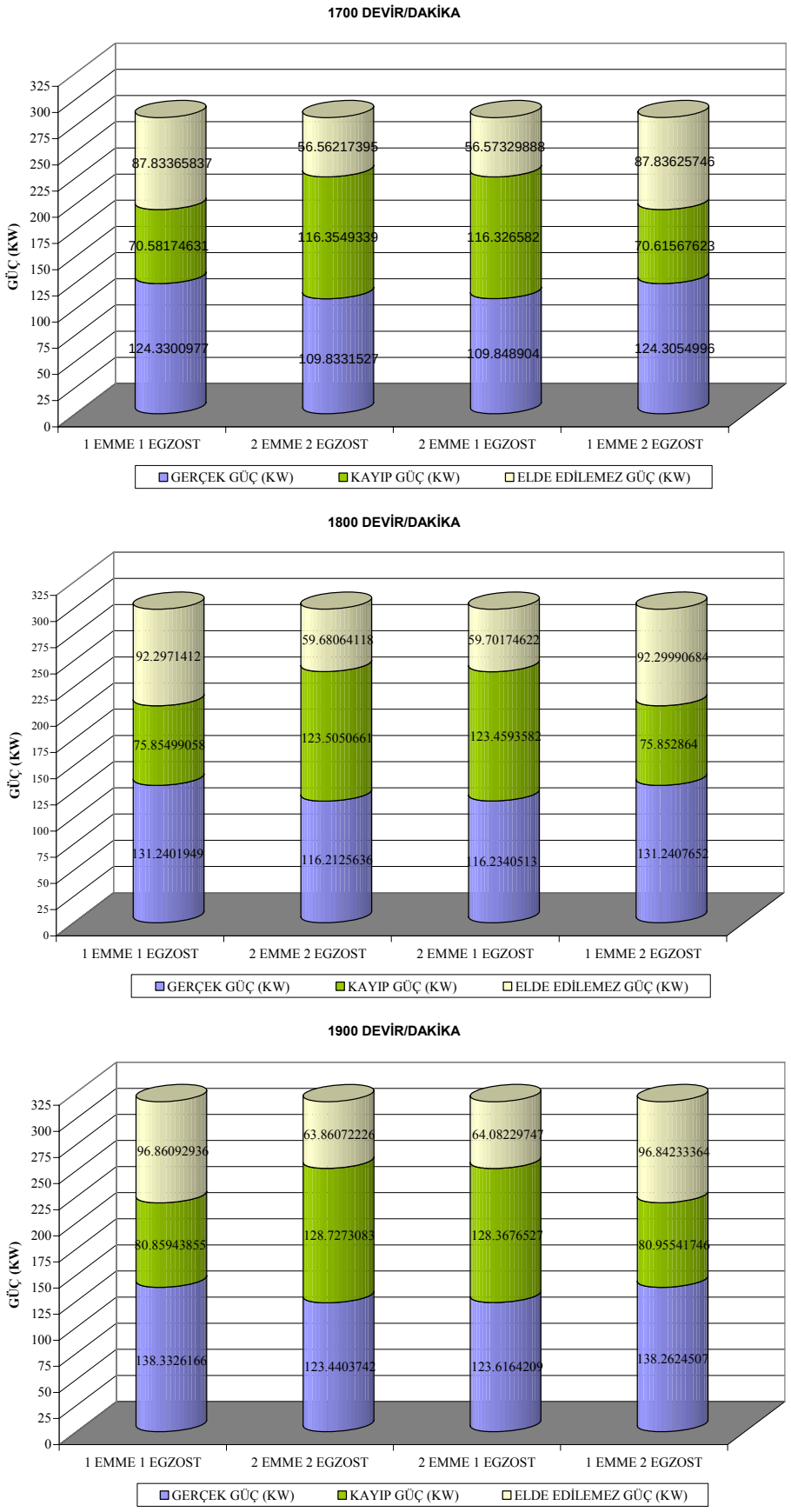
Şekil B.7: 1950 d/d Motor Devrinde Değişik Supap Sayılarındaki Tüm Silindirlerdeki Entropi Üretimi



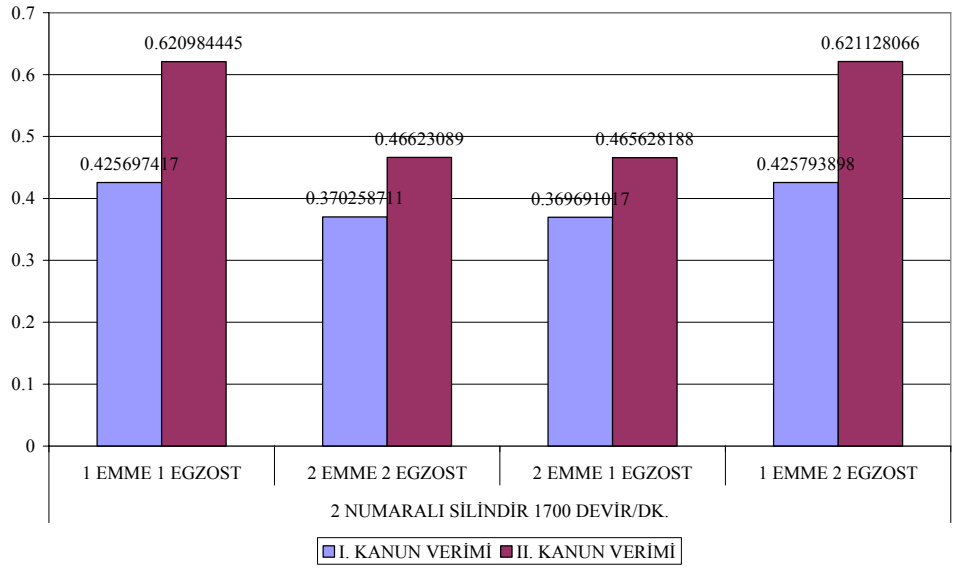
Şekil B.8: 2 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Güç Üzerindeki Etkisi

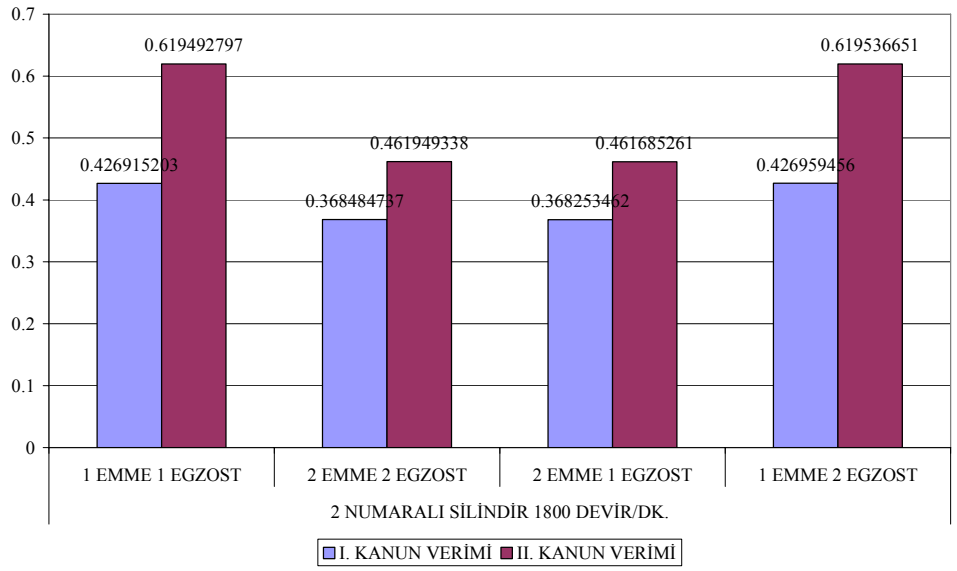


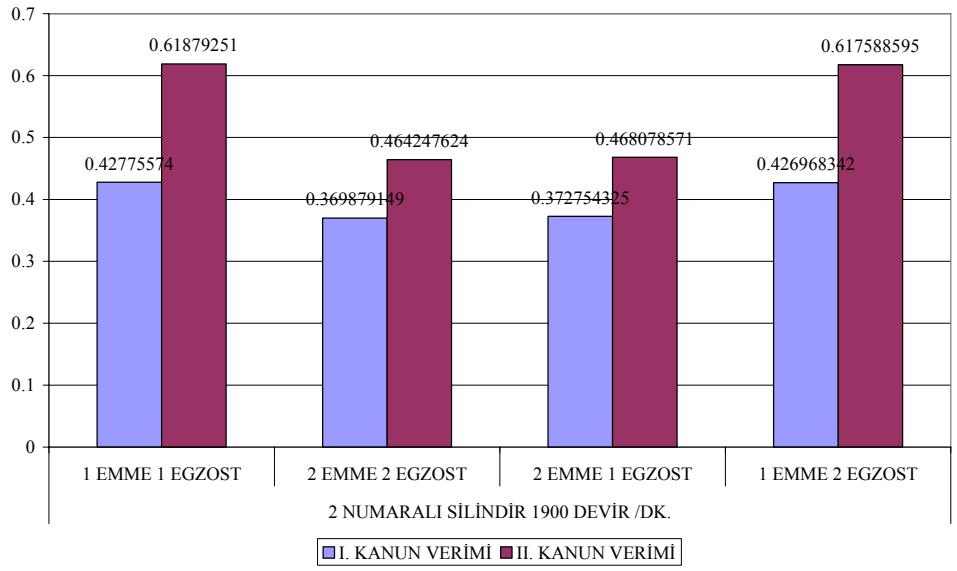
Şekil B.9: 5 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Güç Üzerindeki Etkisi



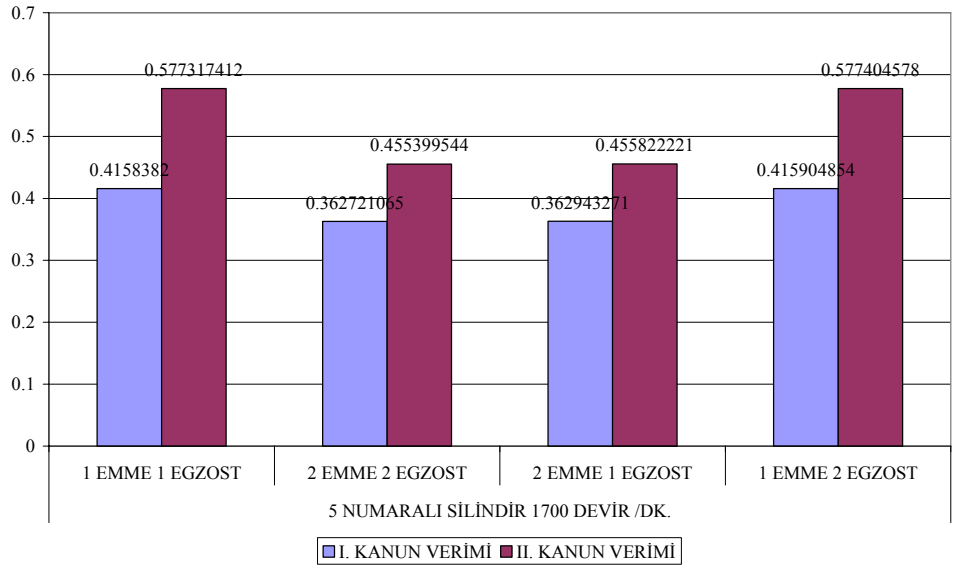
Şekil B.10: 7 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Güç Üzerindeki Etkisi

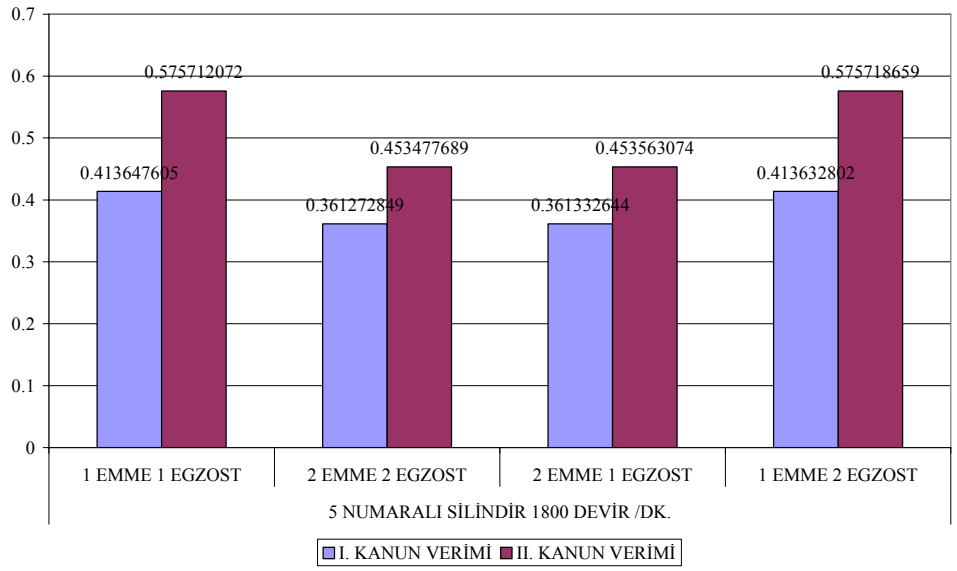


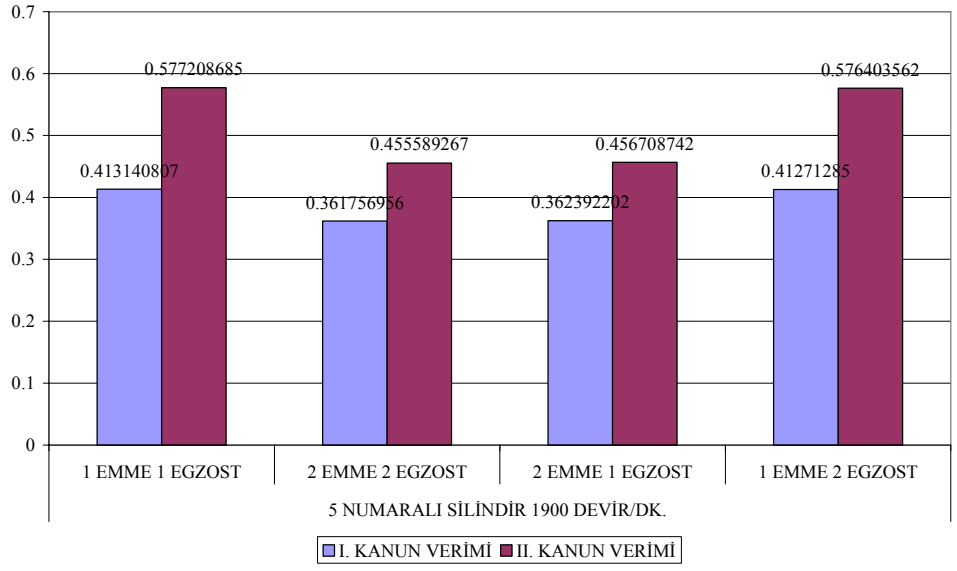




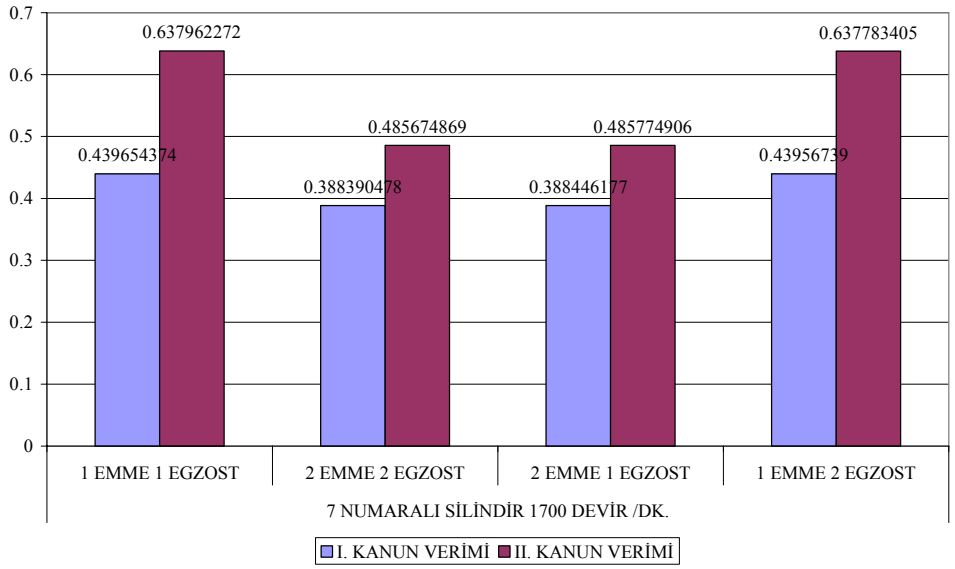
Şekil B.11: 2 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Verimler Üzerindeki Etkisi

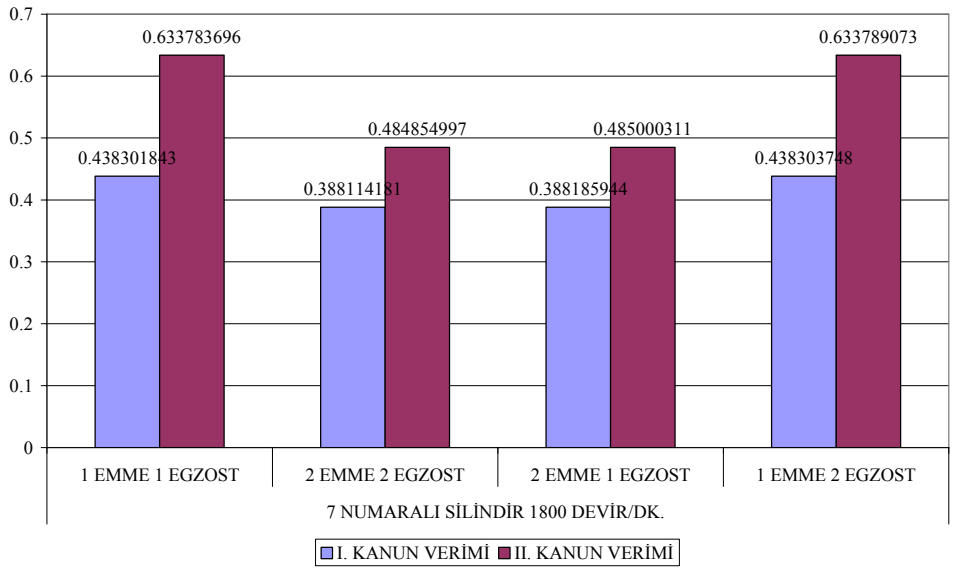


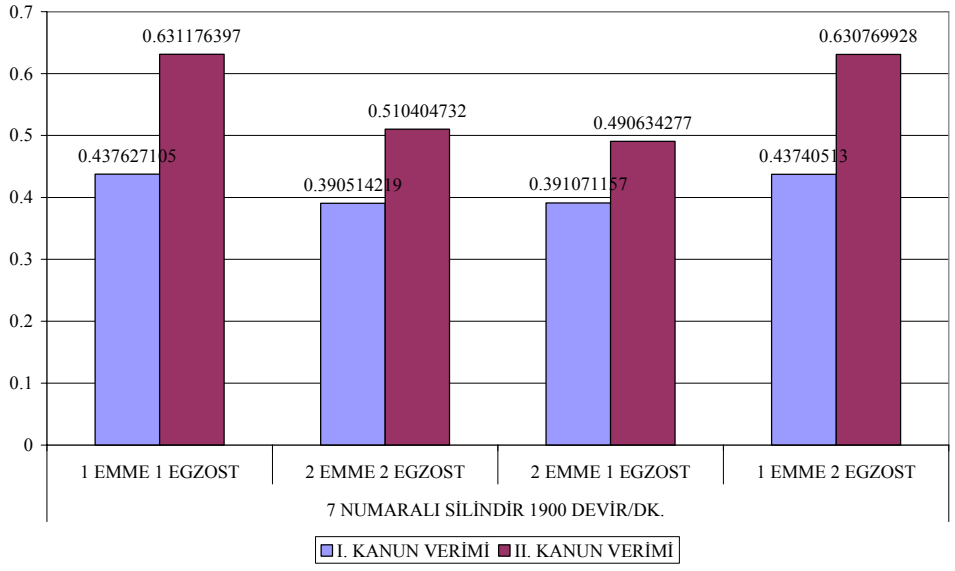




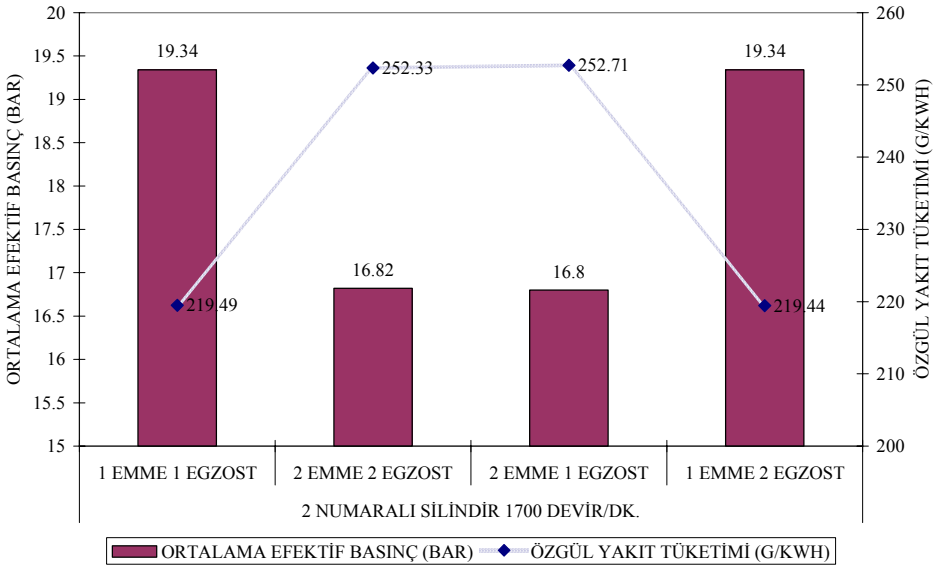
Şekil B.12: 5 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Verimler Üzerindeki Etkisi

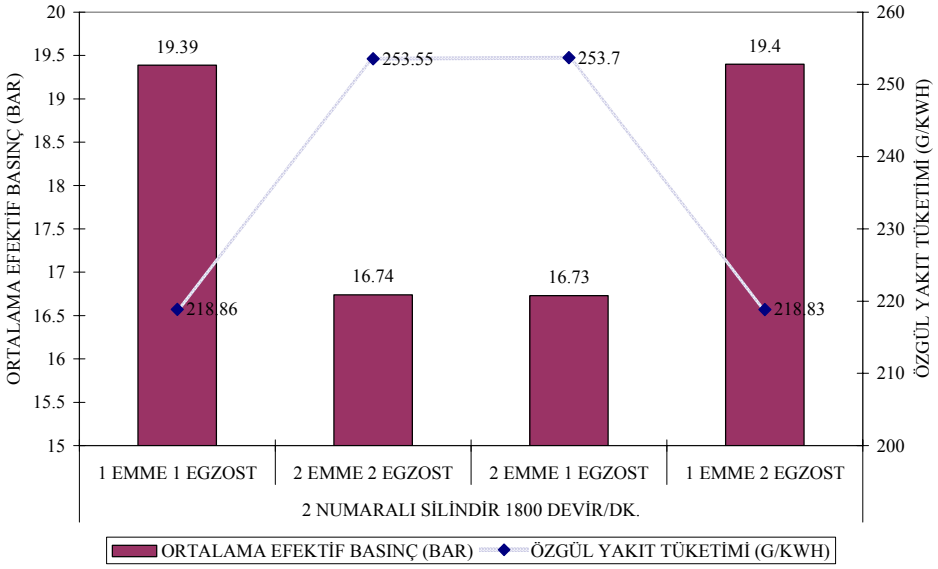


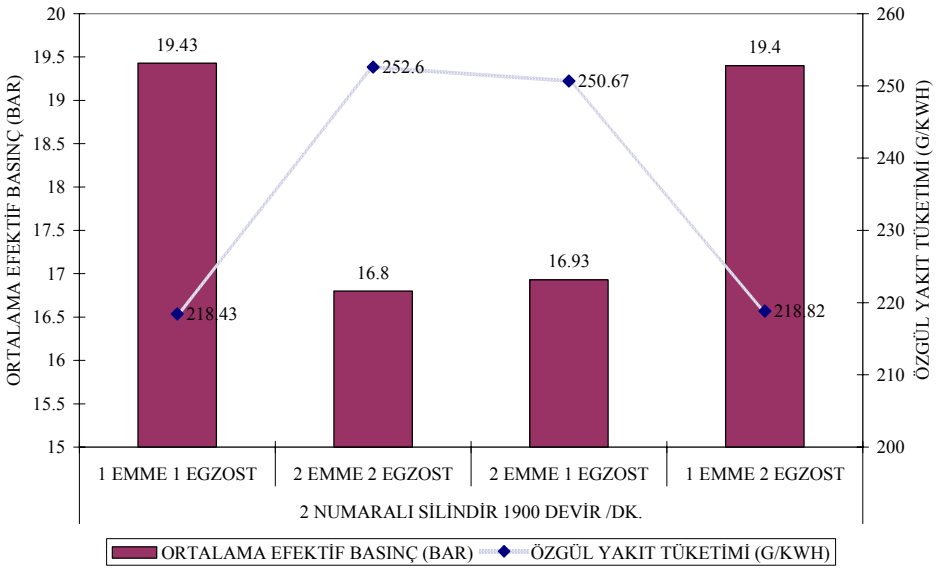




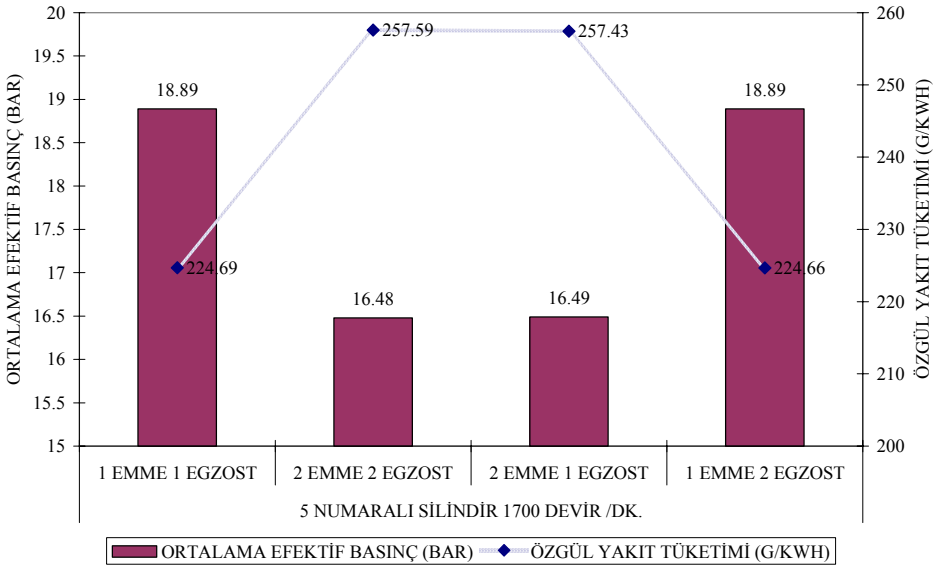
Şekil B.13: 7 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Verimler Üzerindeki Etkisi

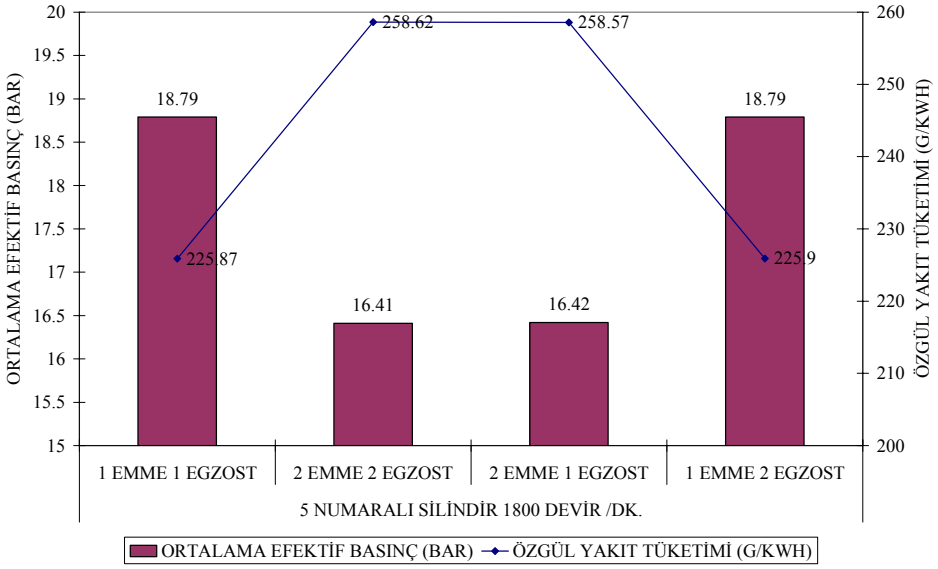


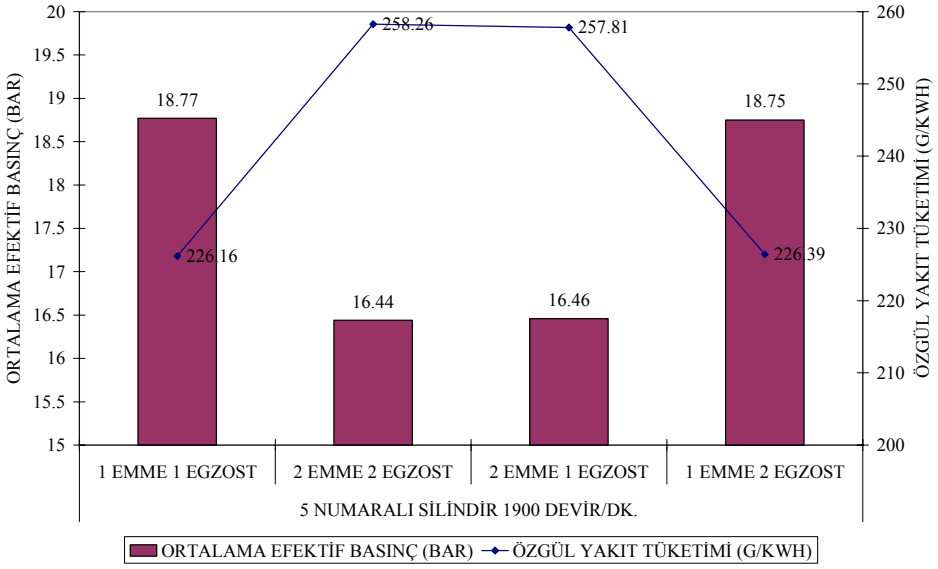




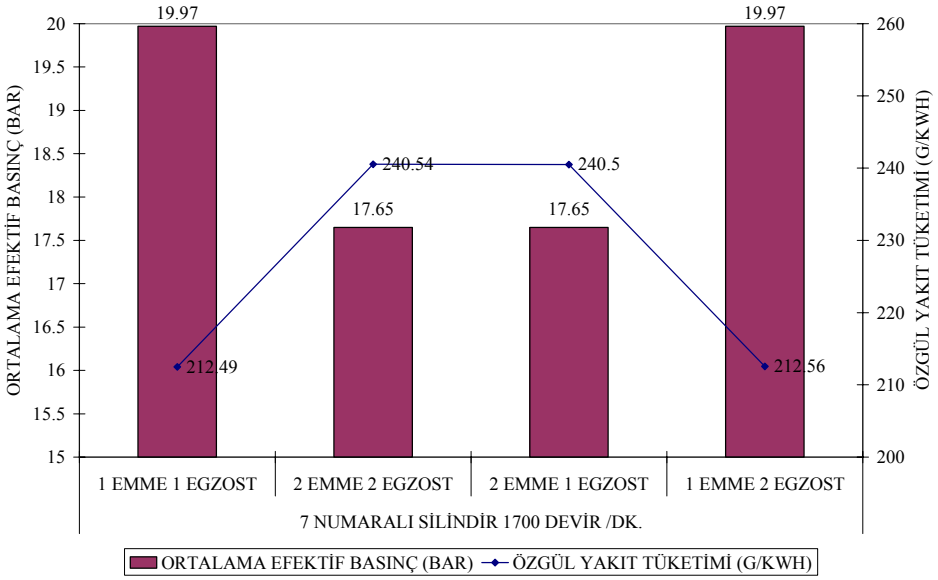
Şekil B.14: 2 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Yakıt Tüketimi ve Ortalama Efektif Basınç Üzerindeki Etkisi

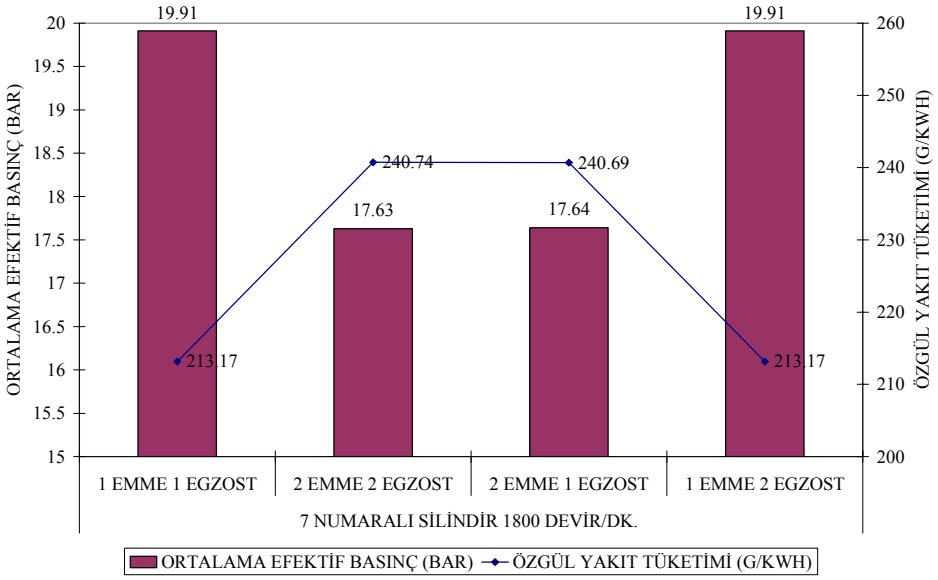


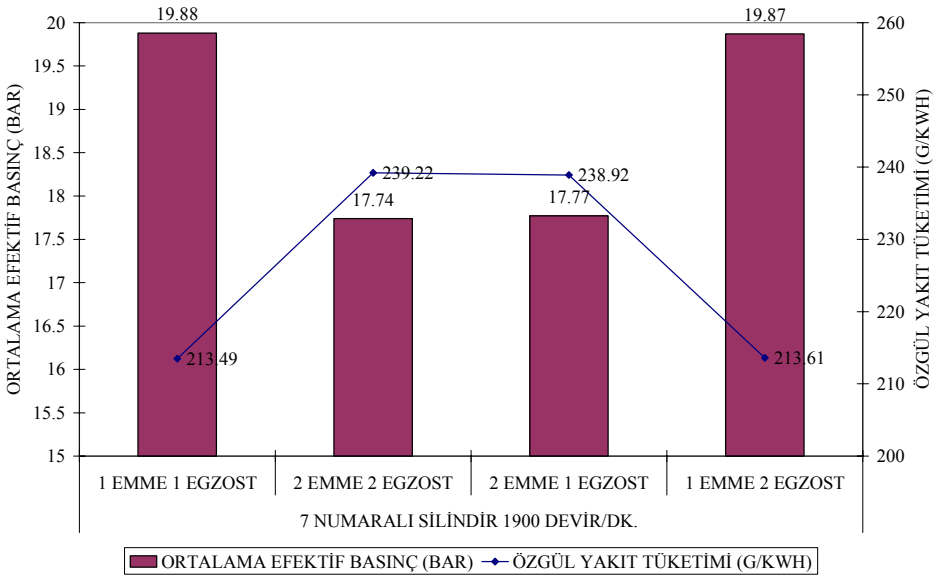




Şekil B.15: 5 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Yakıt Tüketimi ve Ortalama Efektif Basınç Üzerindeki Etkisi

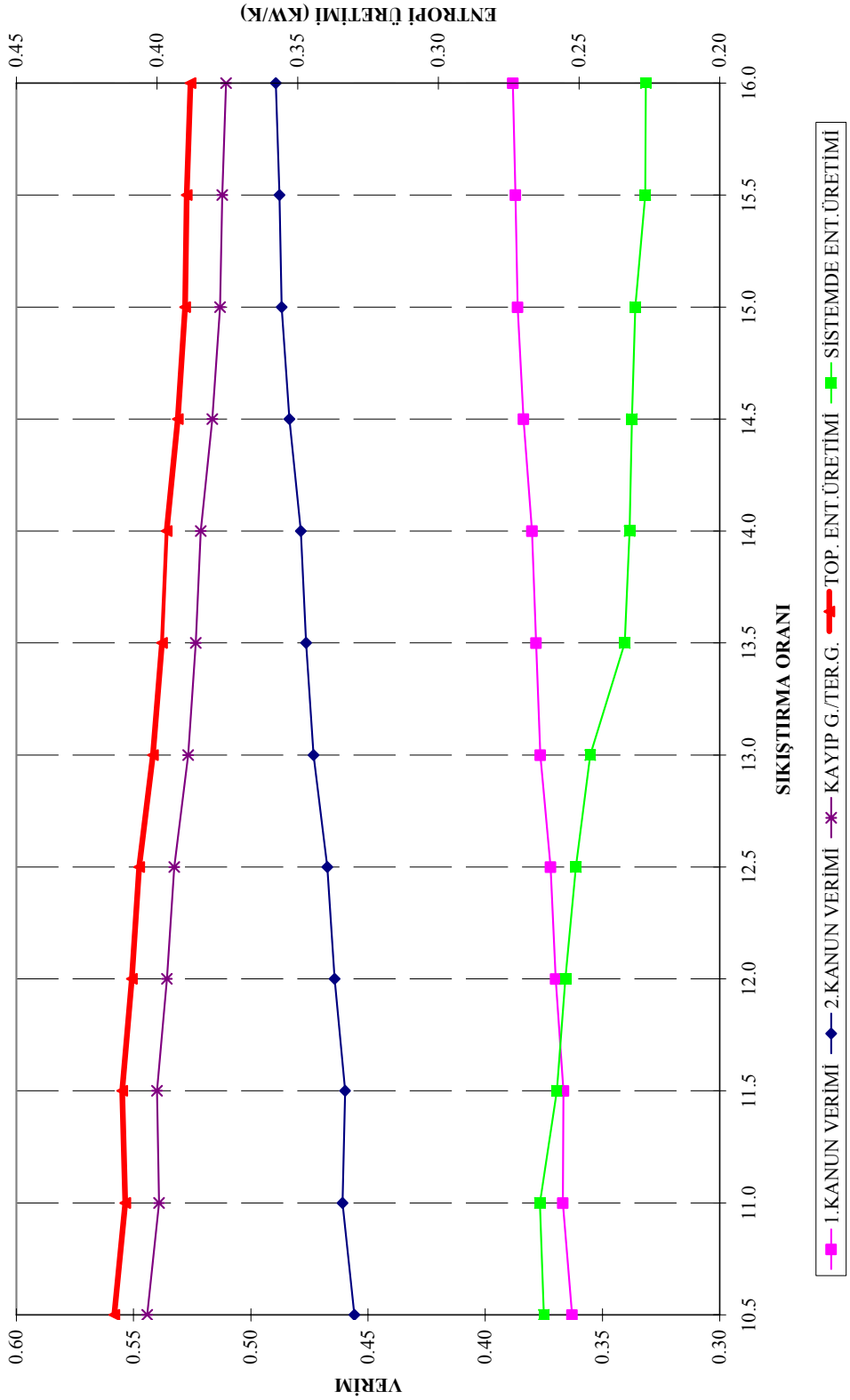






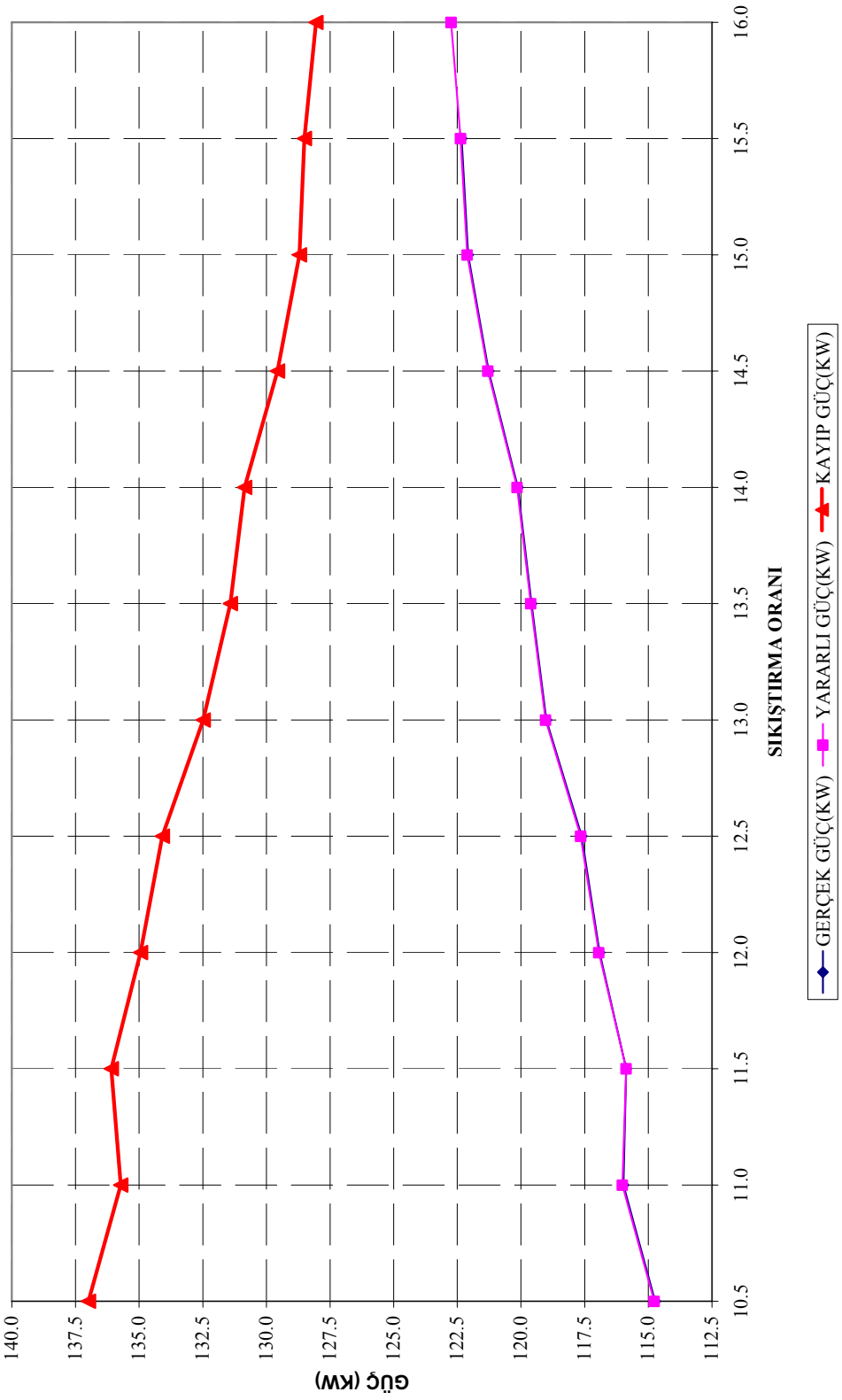
Şekil B.16: 7 Numaralı Silindirde Değişik Devirlerde Supap Sayısının Yakıt Tüketimi ve Ortalama Efektif Basınç Üzerindeki Etkisi

EK-C



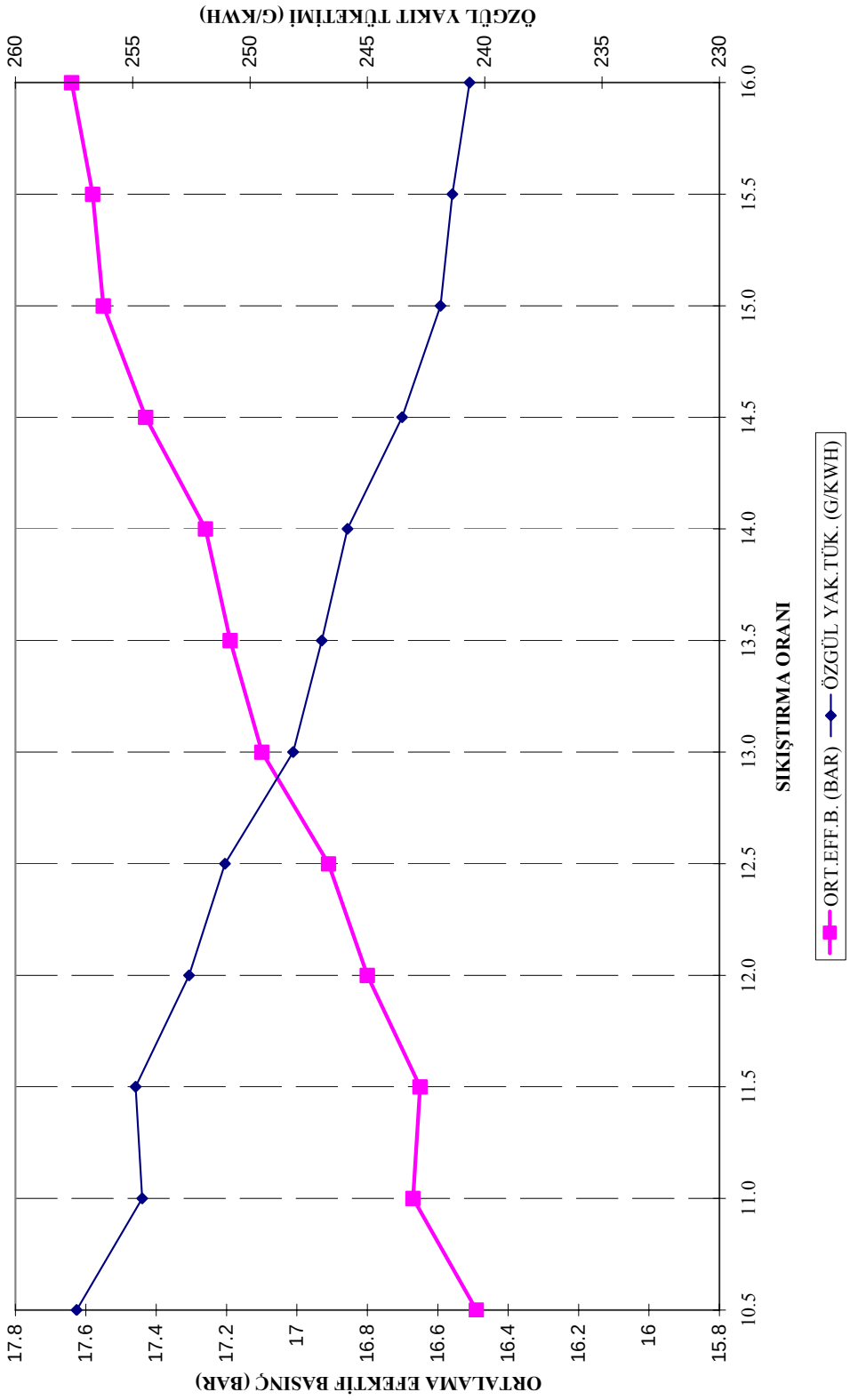
Şekil C.1: 4 Supaplı Motorda Sıkıştırma Oranının Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-C



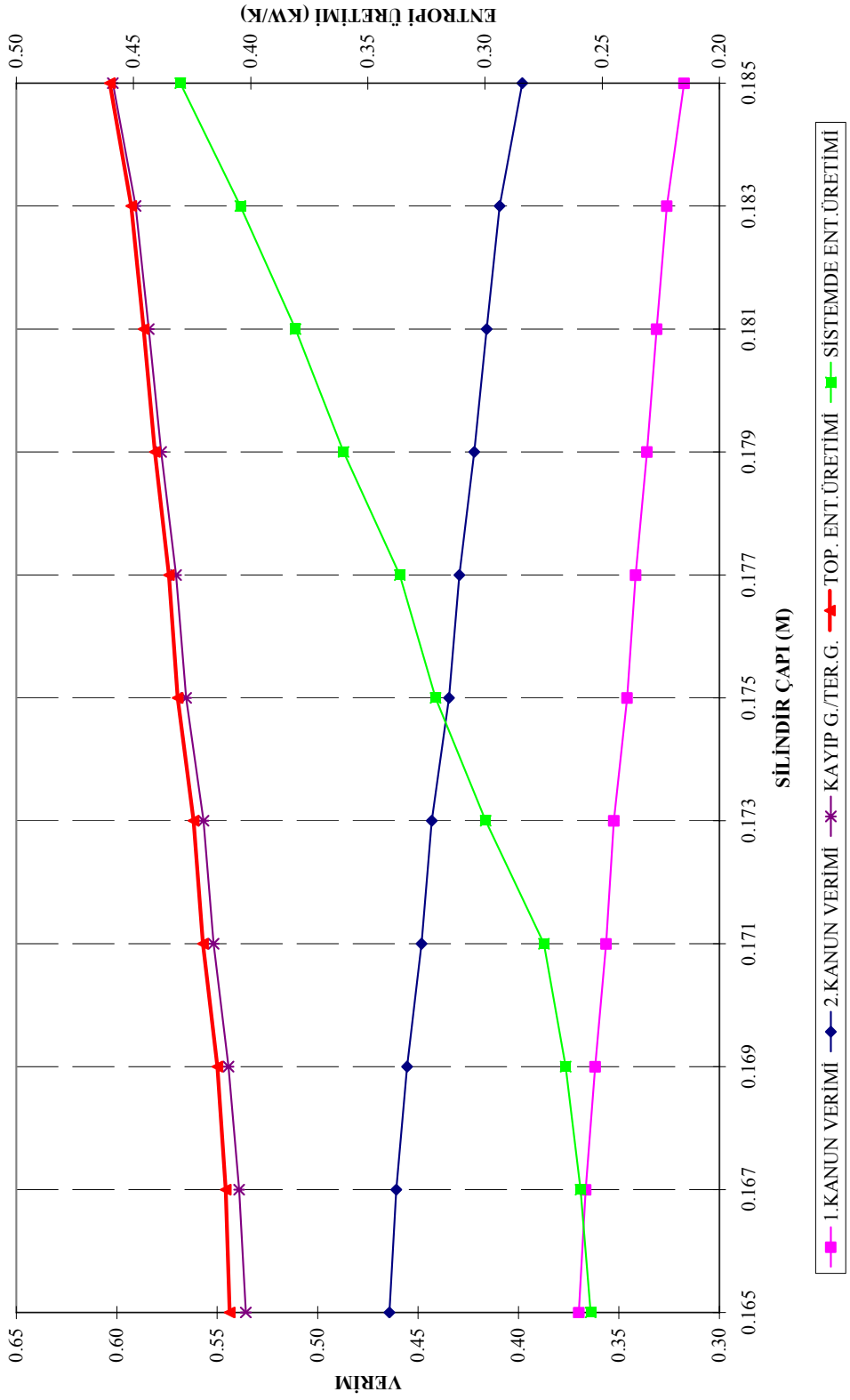
Şekil C.2: 4 Supaplı Motorda Sıkıştırma Oranının Güç Üzerindeki Etkileri-Silindir 2

EK-C



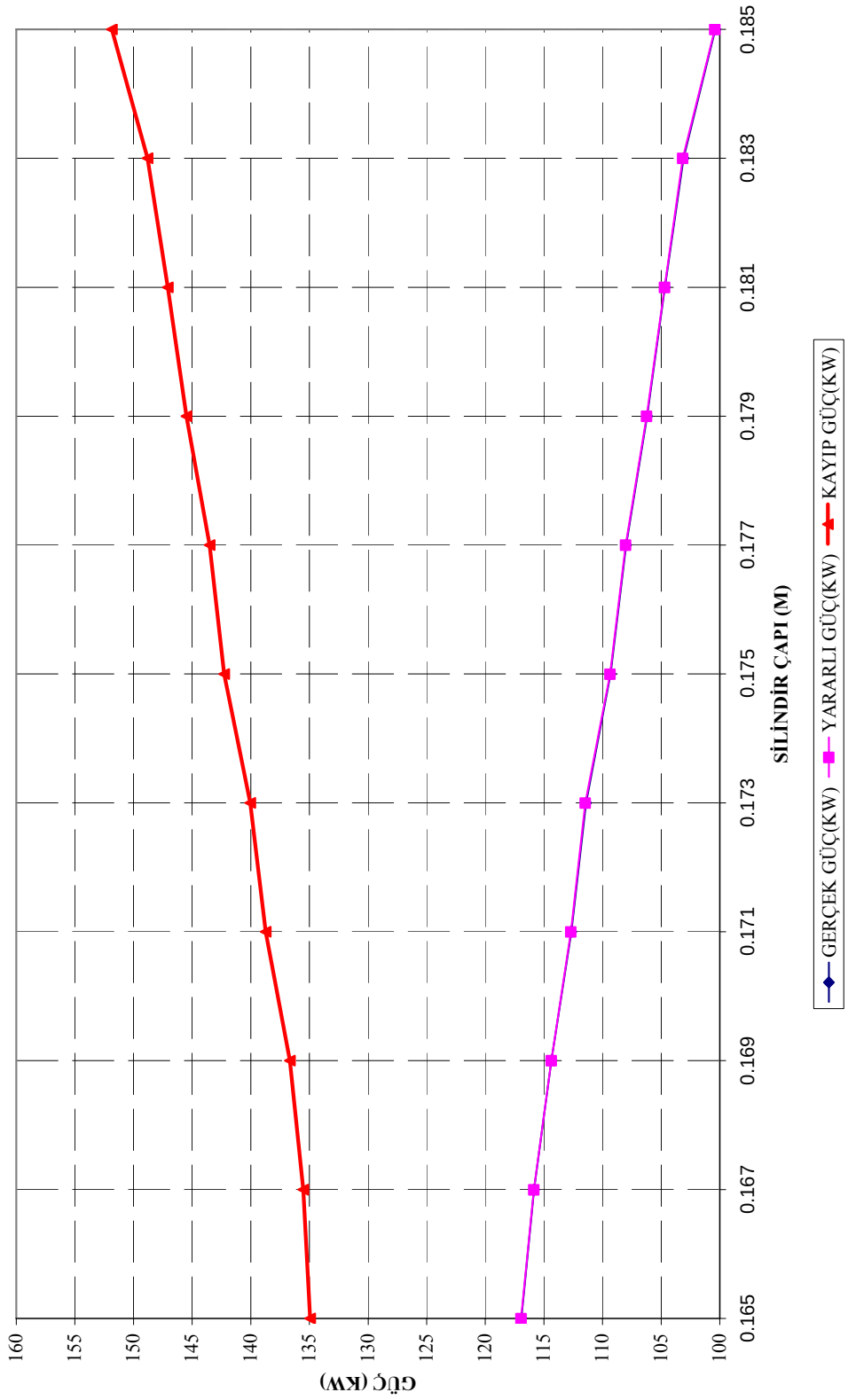
Şekil C.3: 4 Supaplı Motorda Sıkıştırma Oranının Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-D



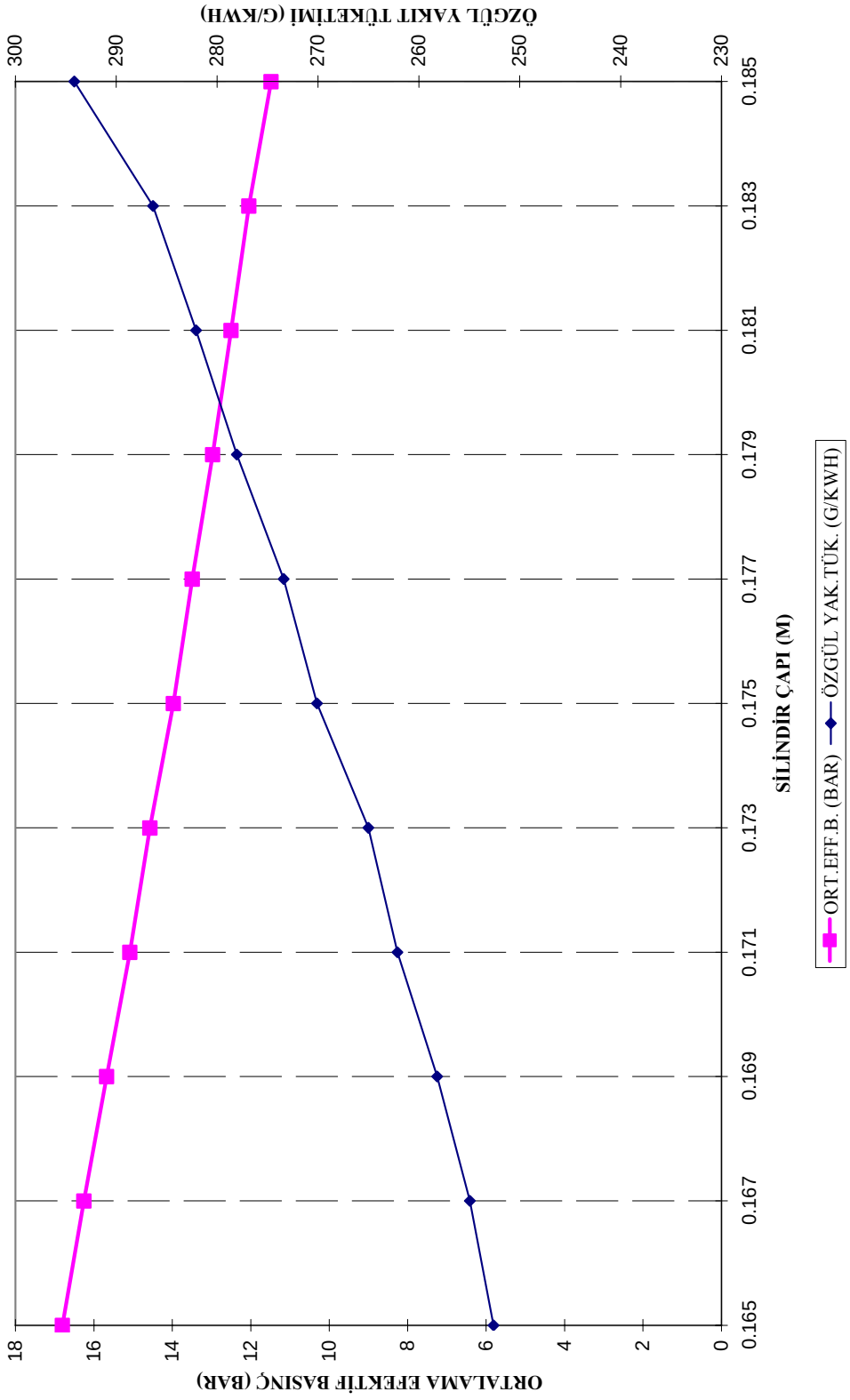
Şekil D.1: 4 Supaplı Motorda Silindir Çapının Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-D



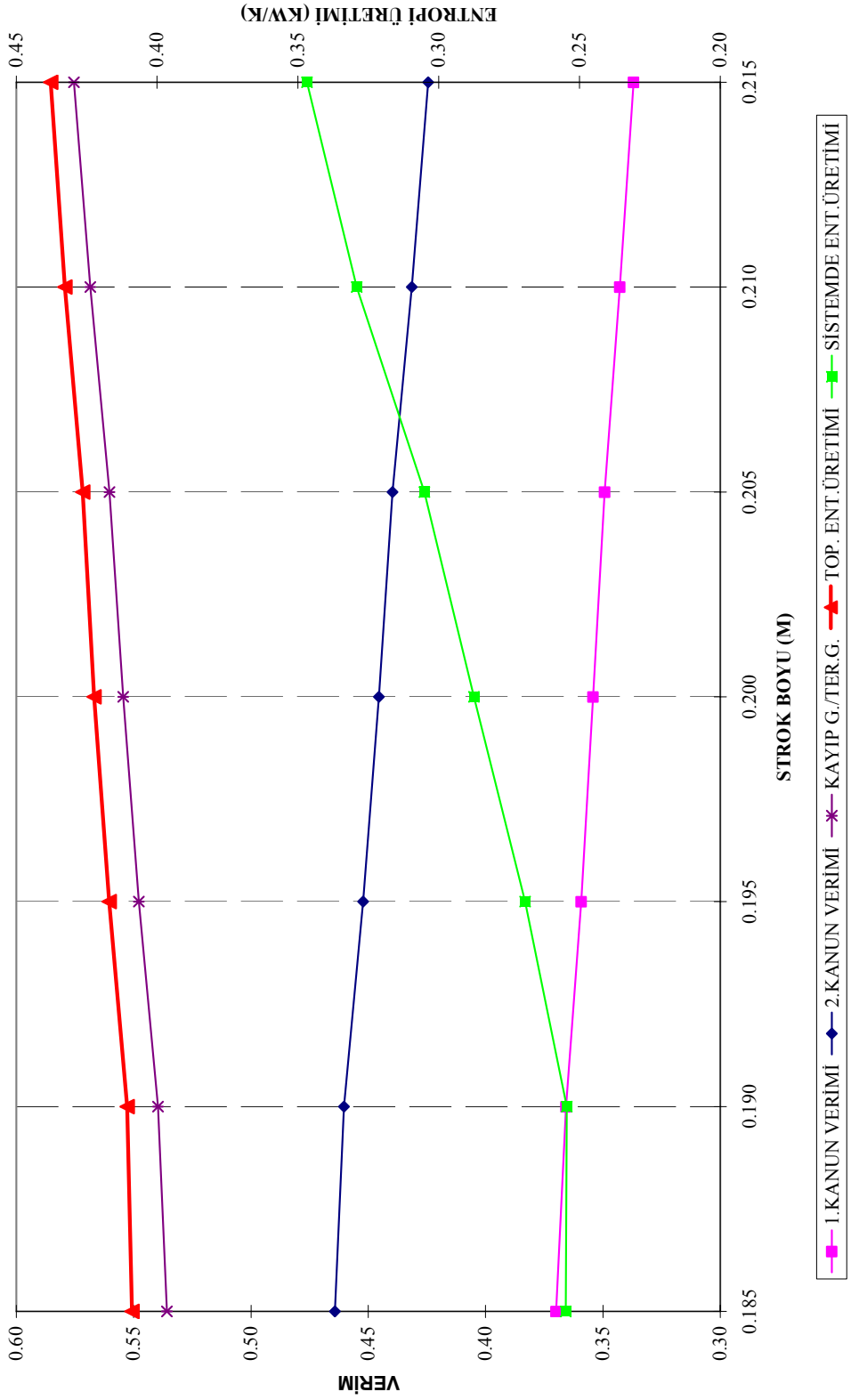
Şekil D.2: 4 Supaplı Motorda Silindir Çapının Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2

EK-D



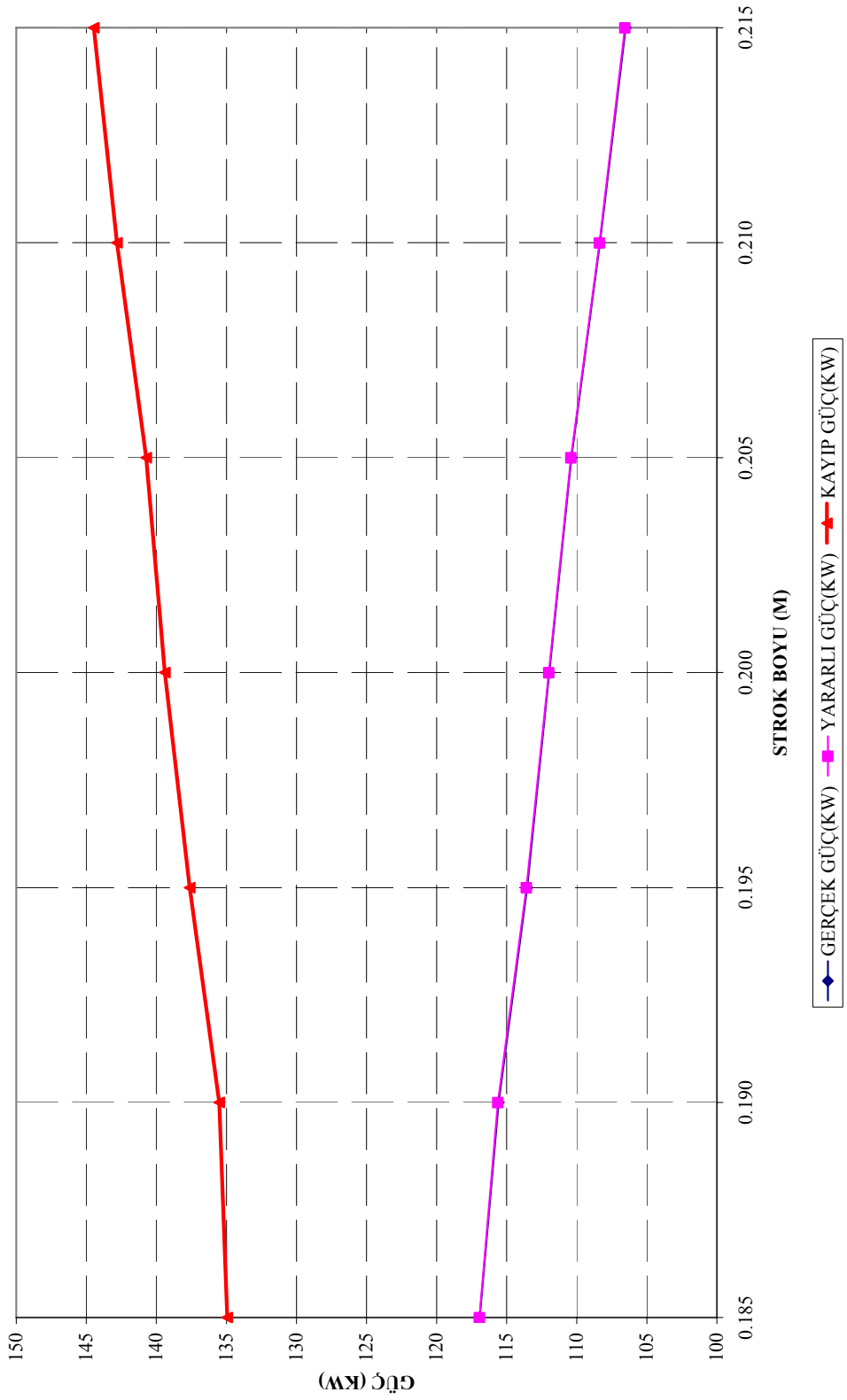
Şekil D.3: 4 Supaplı Motorda Silindir Çapının Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-E



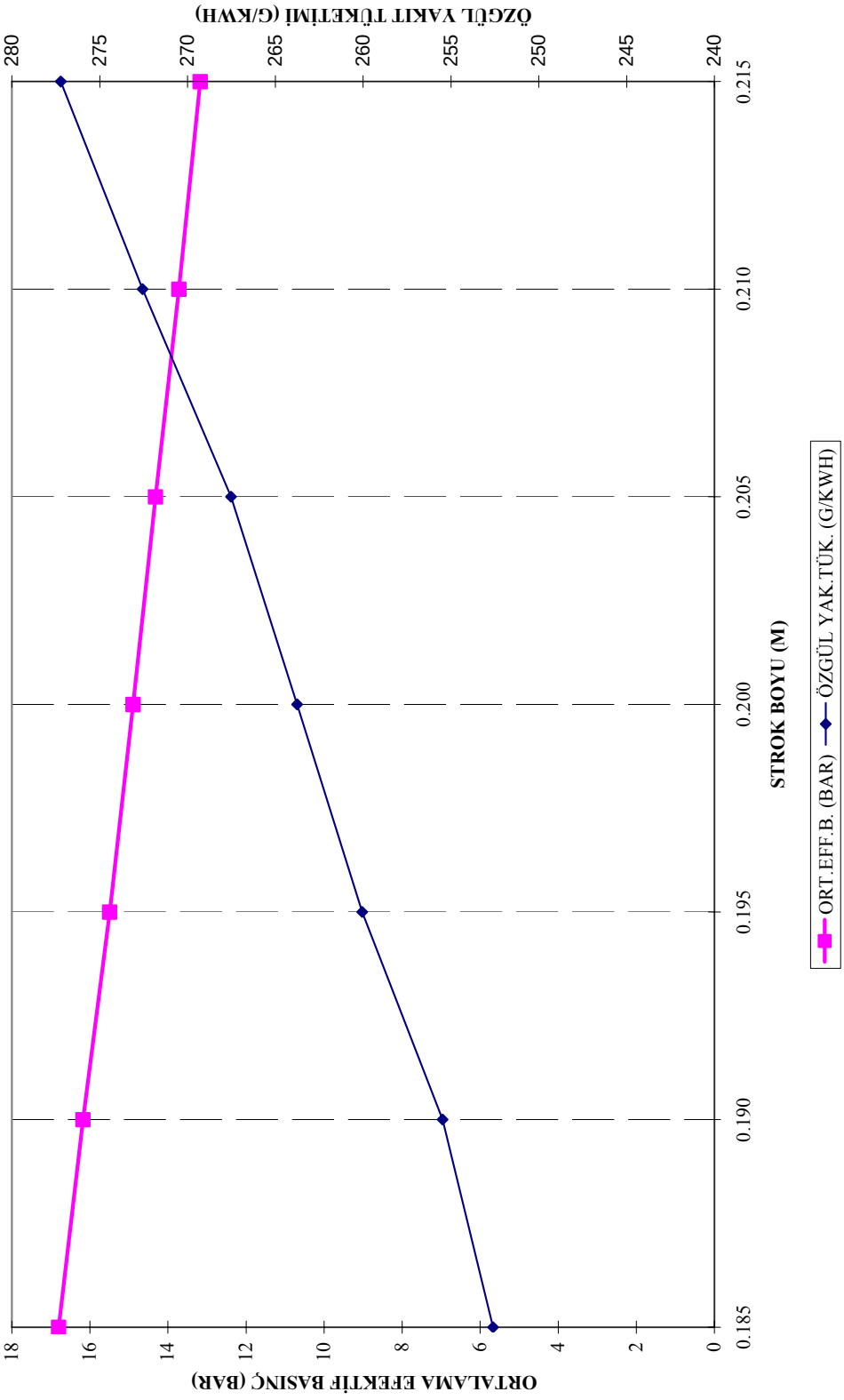
Şekil E.1: 4 Supaplı Motorda Strok Boyunun Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-E



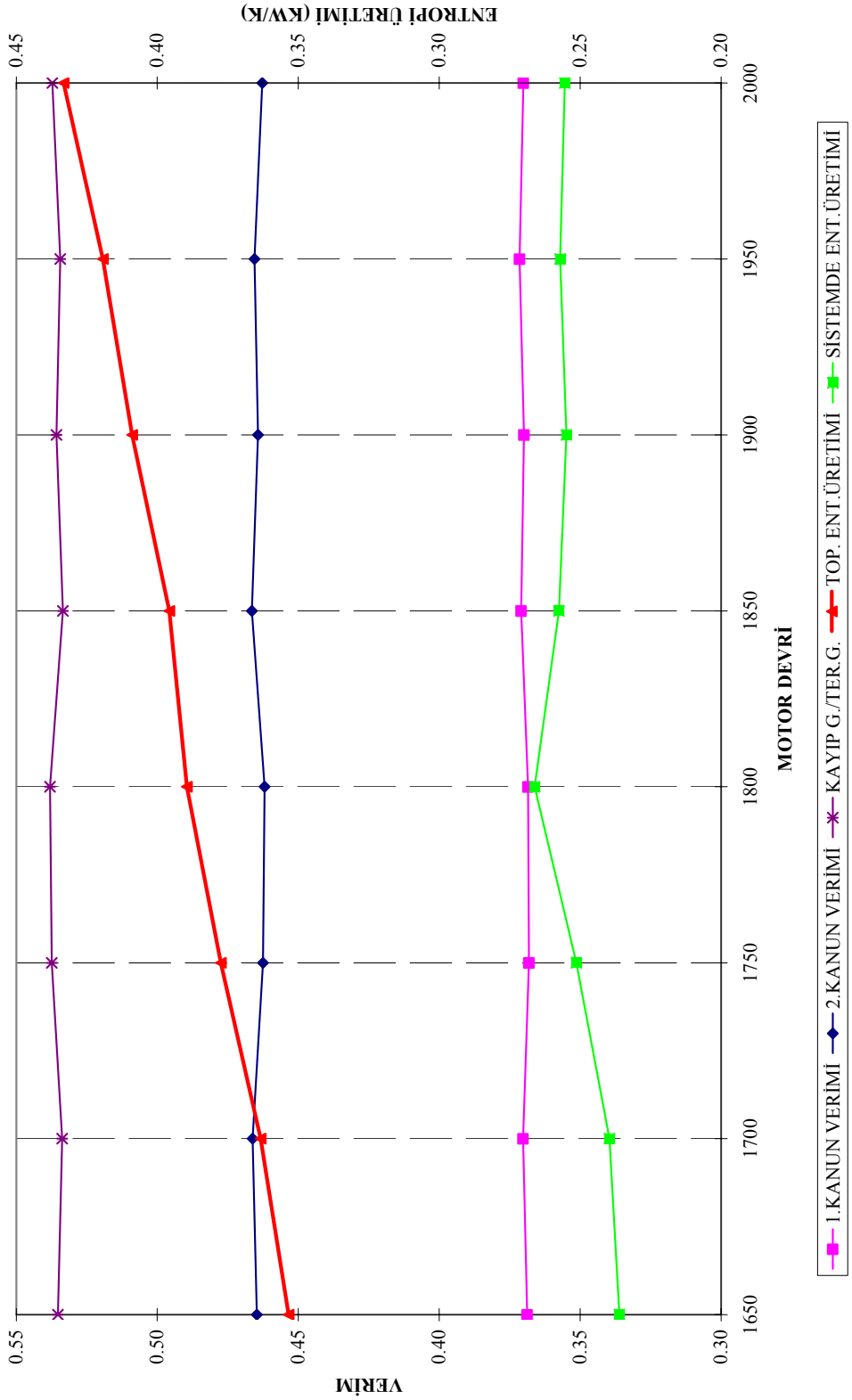
Şekil E.2: 4 Supaplı Motorda Strok Boyunun Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2

EK-E



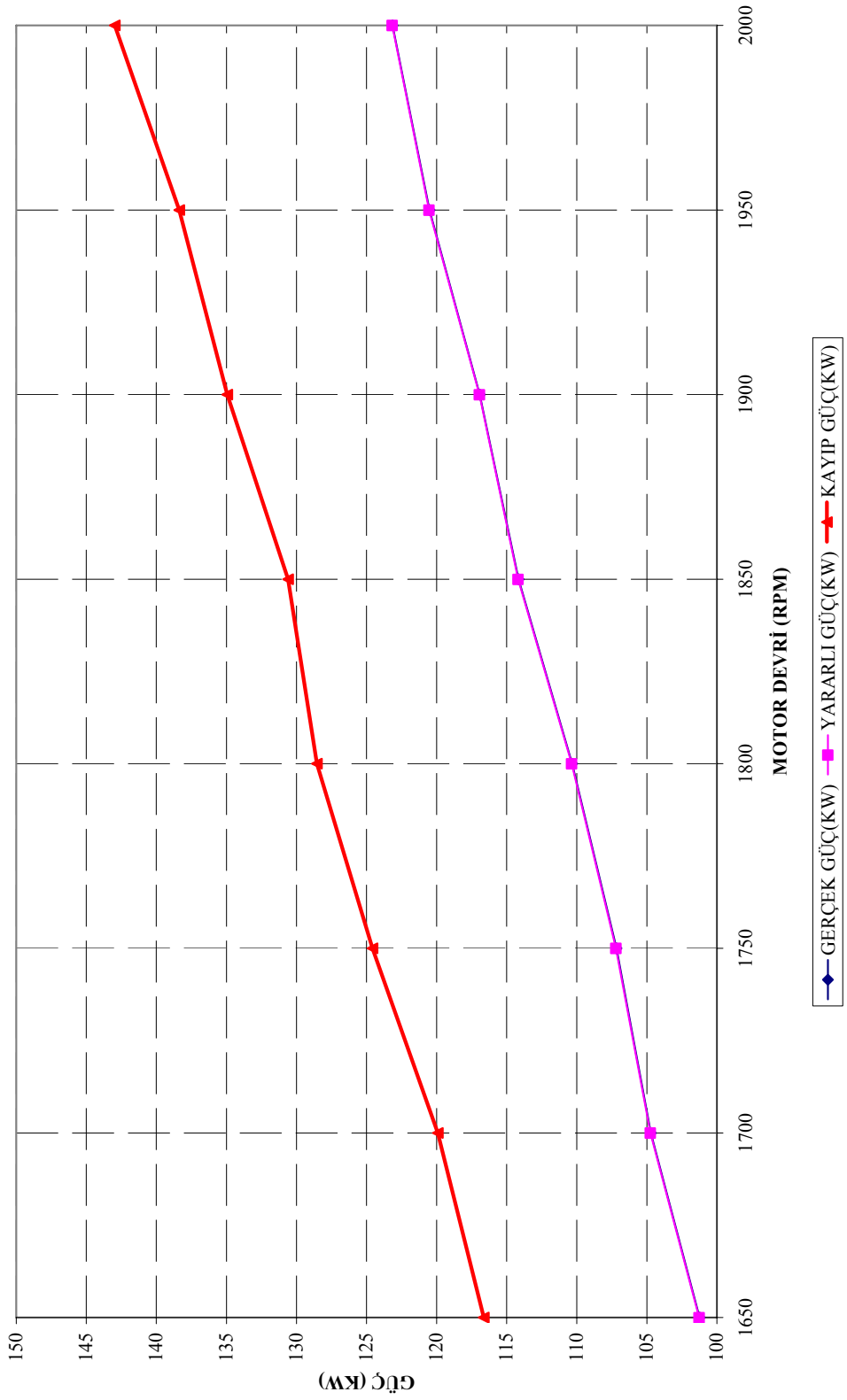
Şekil E.3: 4 Supaplı Motorda Strok Boyunun Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-F



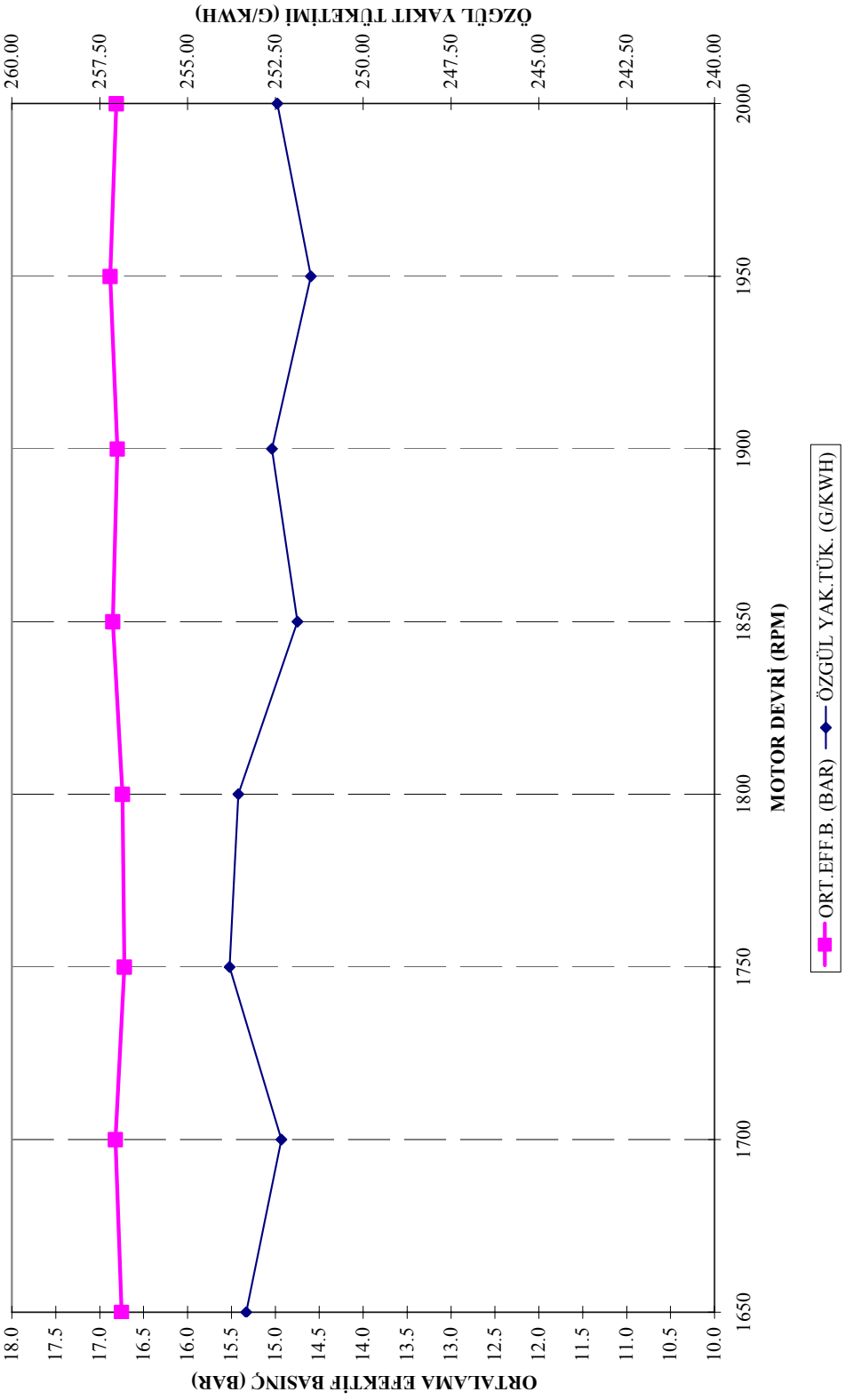
Şekil F.1: 4 Supaplı Motorda Motor Devrinin Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-F



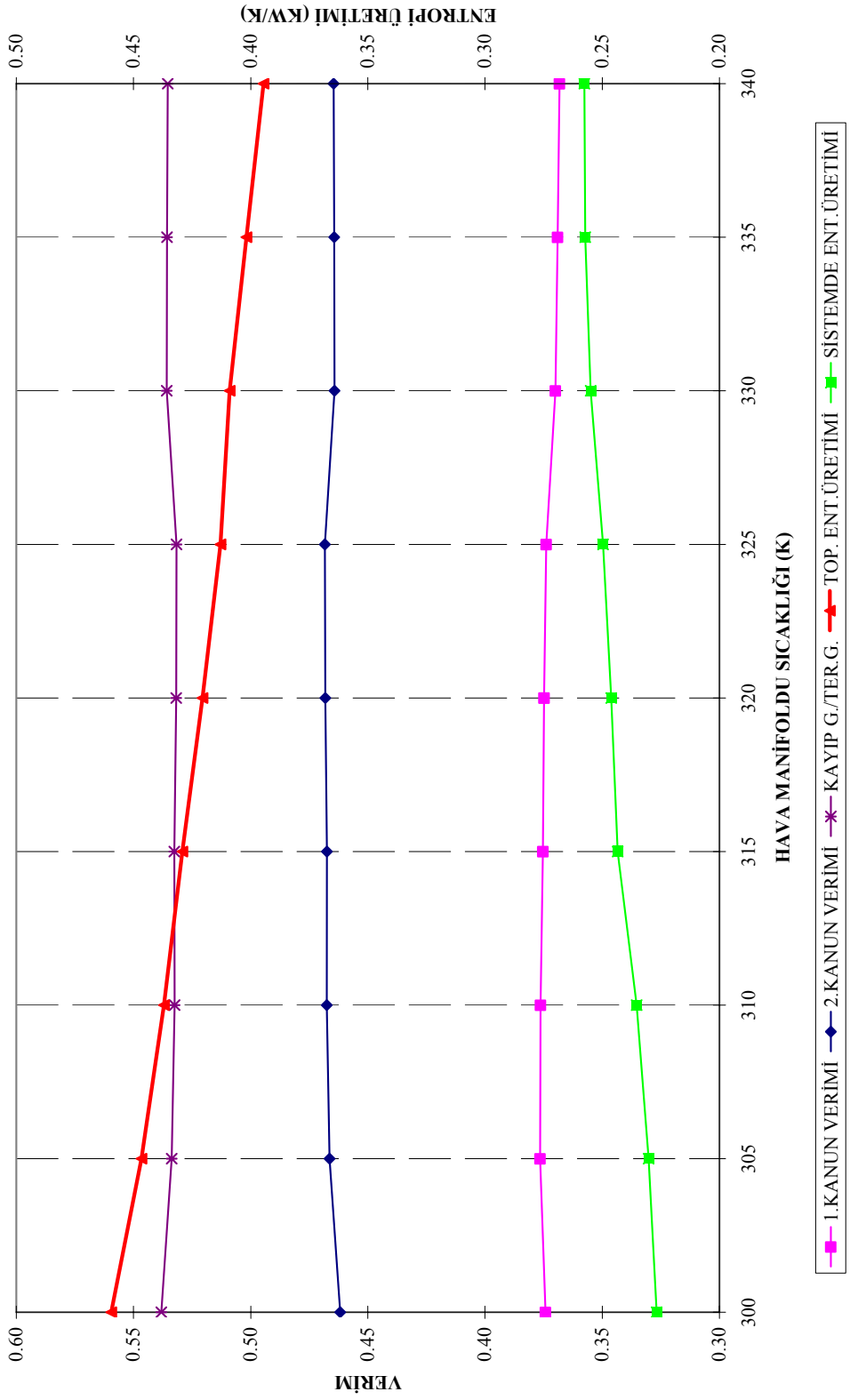
Şekil F.2: 4 Supaplı Motorda Motor Devrinin Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2

EK-F



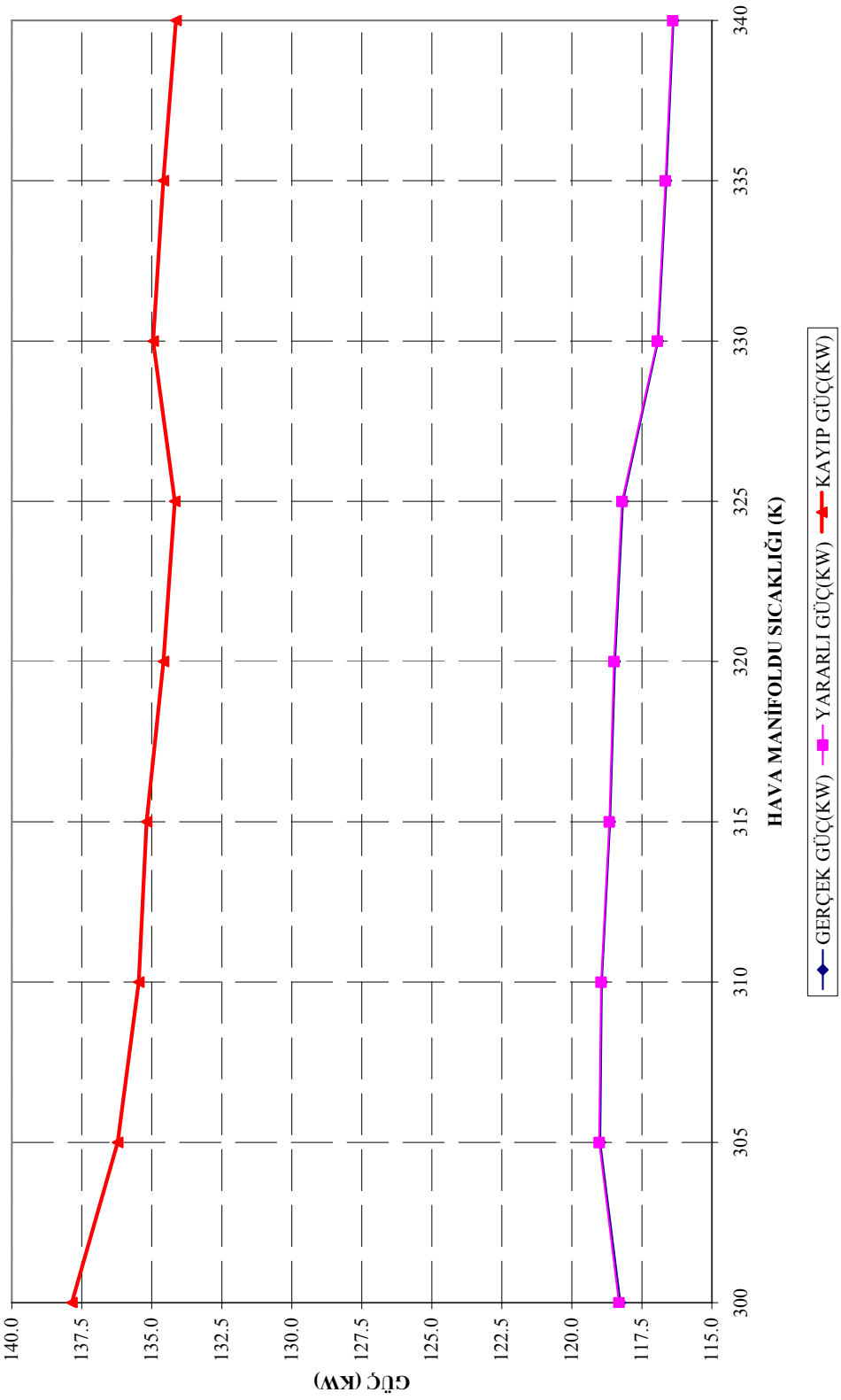
Şekil F.3: 4 Supaplı Motorda Motor Devrinin Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-G



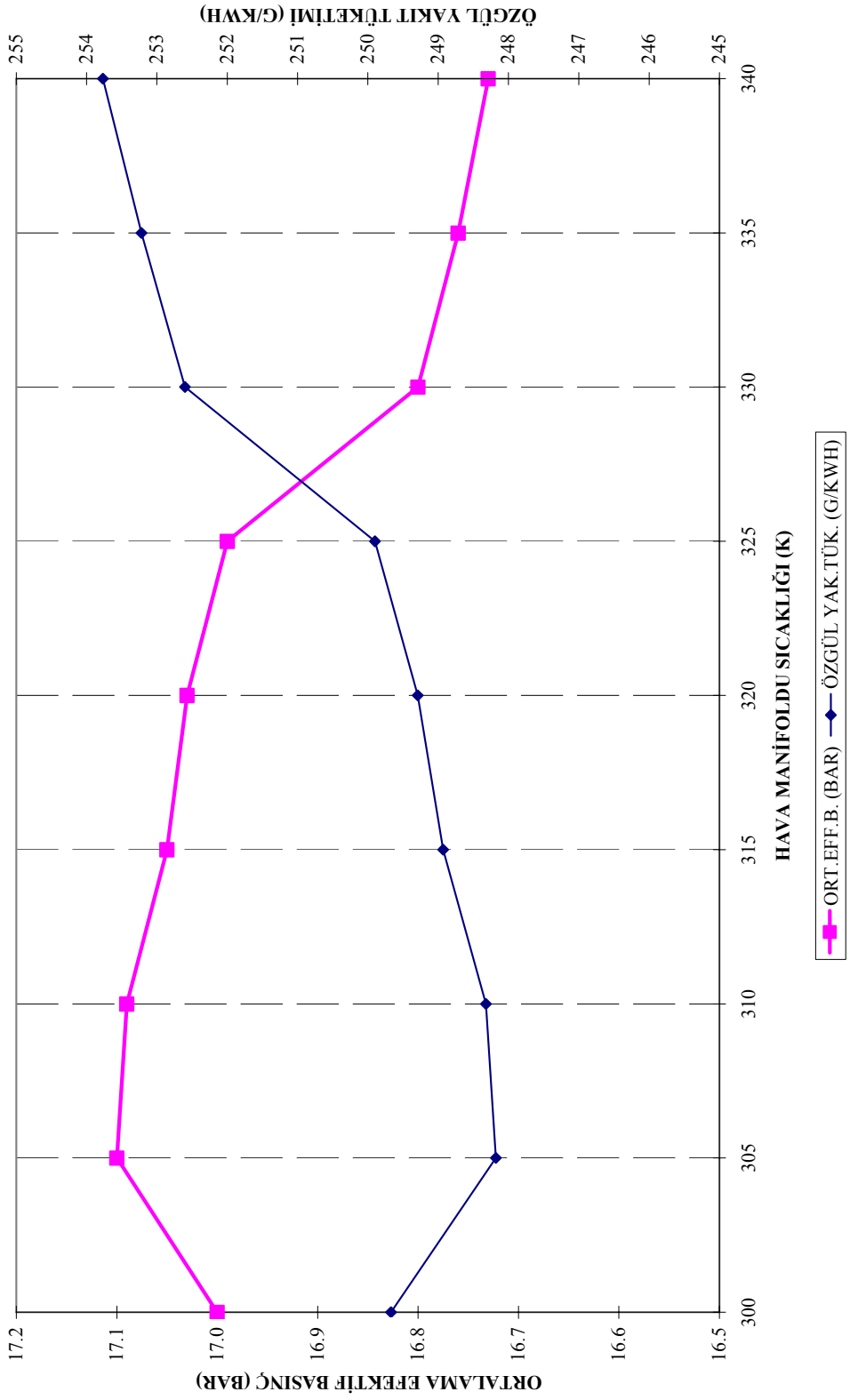
Şekil G.1: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Sıcaklığının Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-G



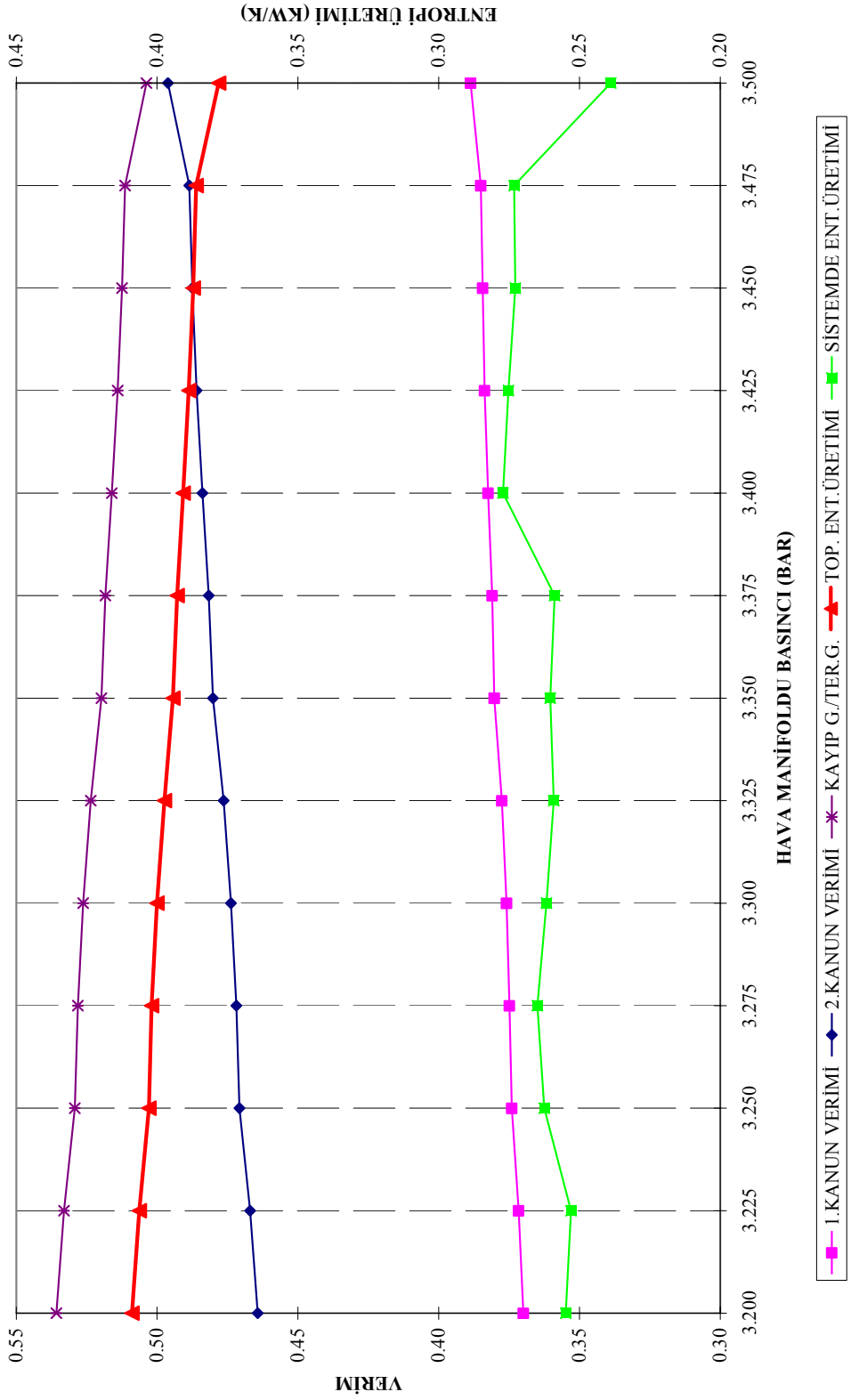
Şekil G.2: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Sıcaklığının Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2

EK-G



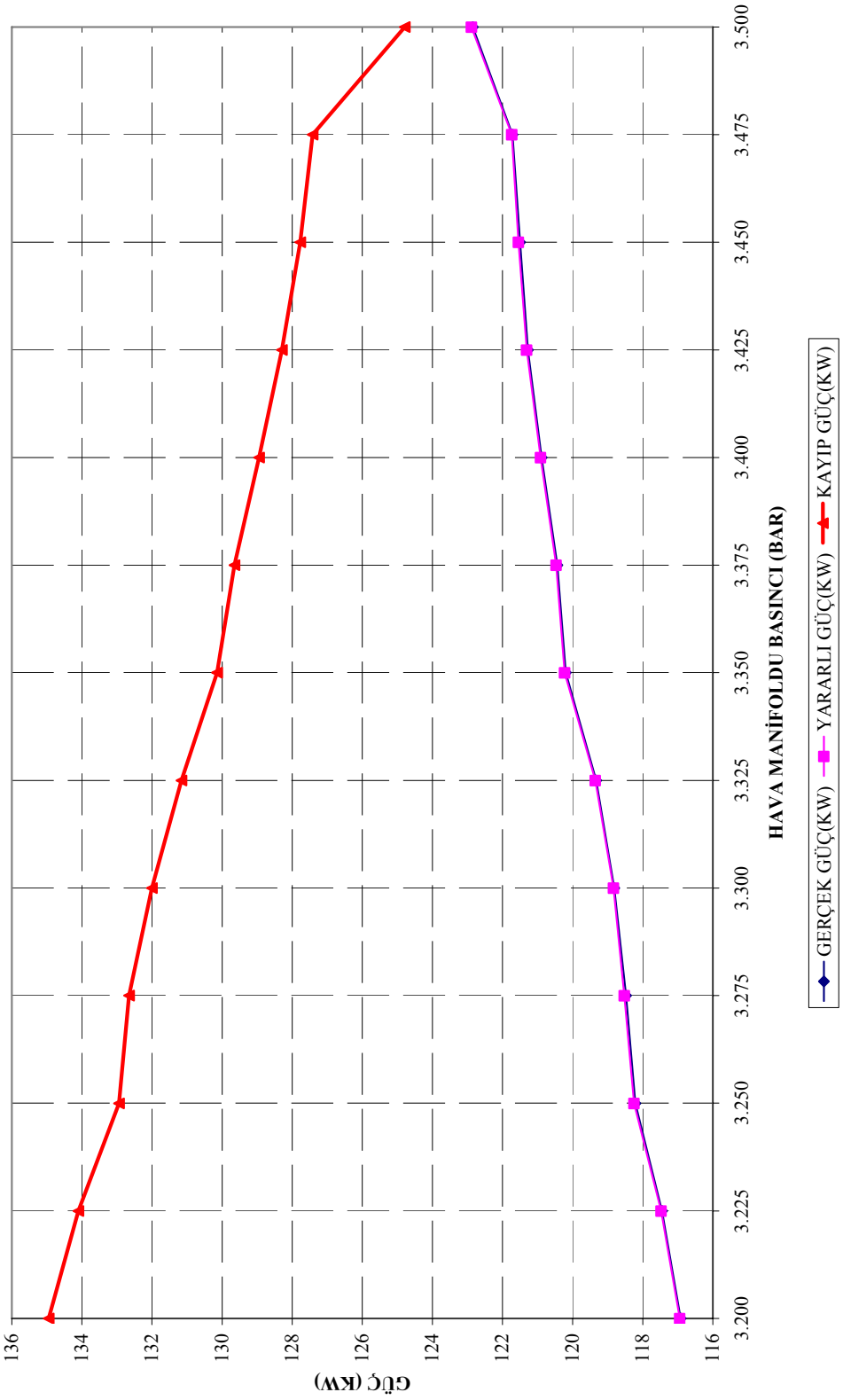
Şekil G.3: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Sıcaklığının Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-H



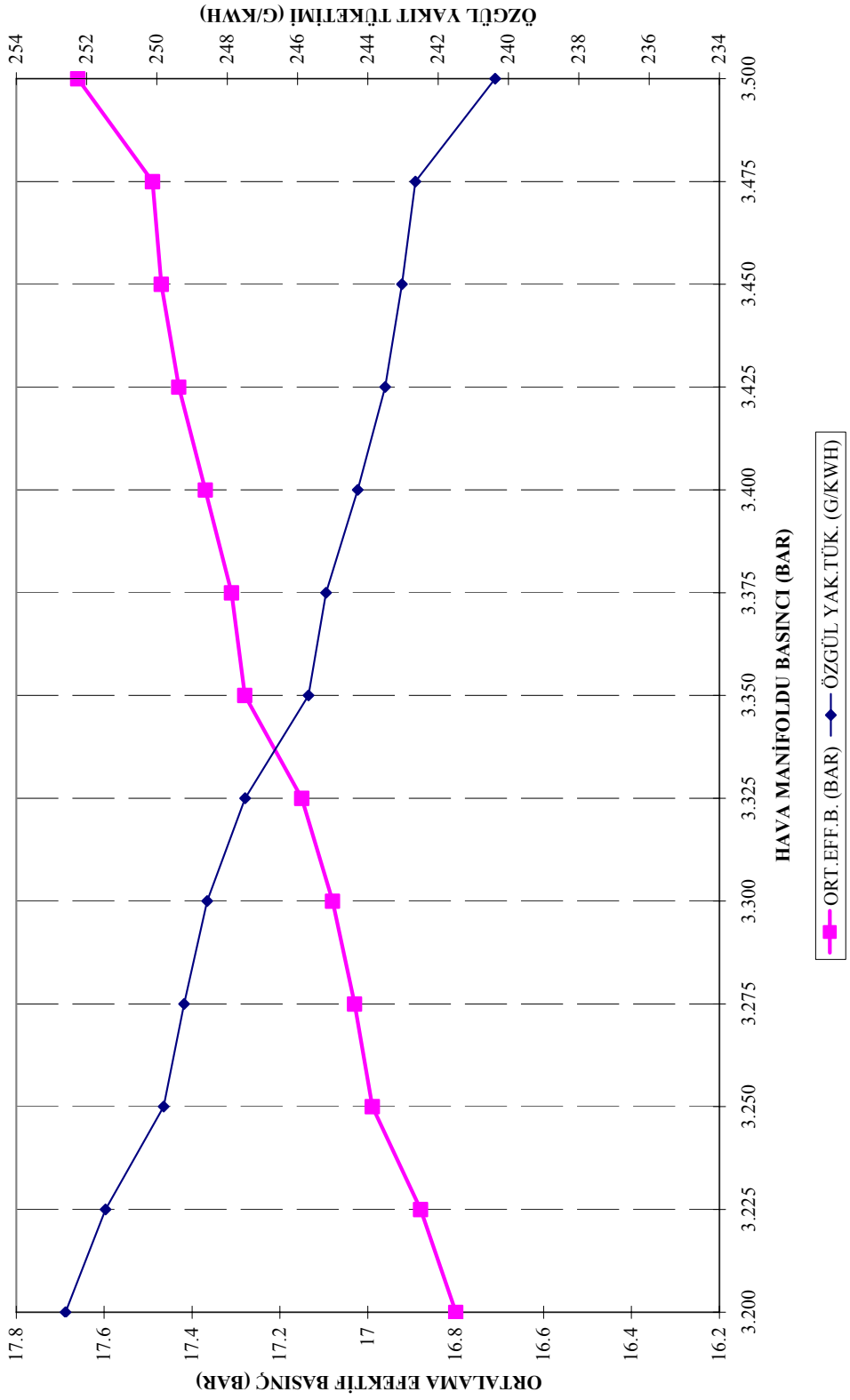
Şekil H.1: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Basıncının Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-H



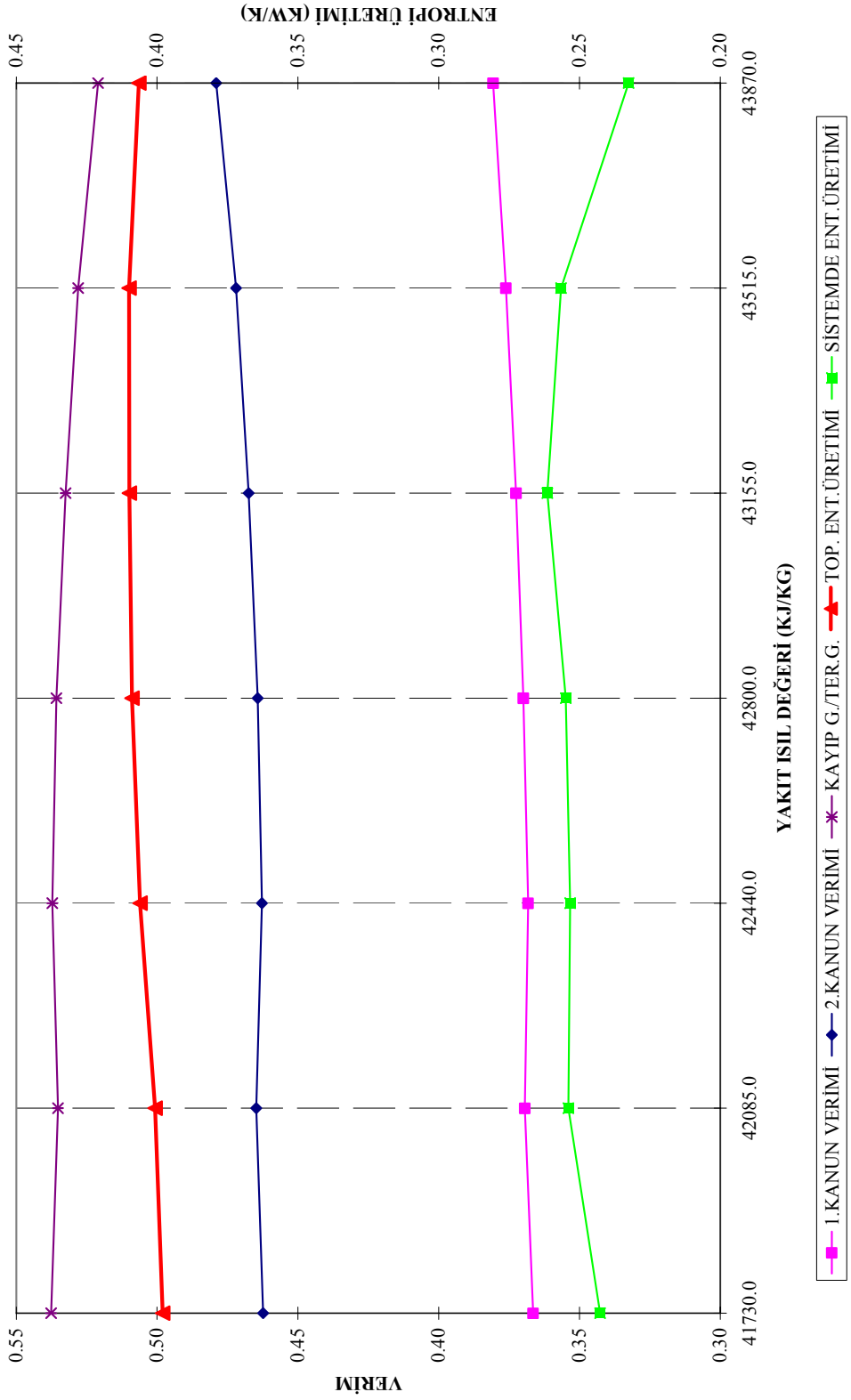
Şekil H.2: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Basıncının Güç Üzerindeki Etkileri- Silindir 2

EK-H



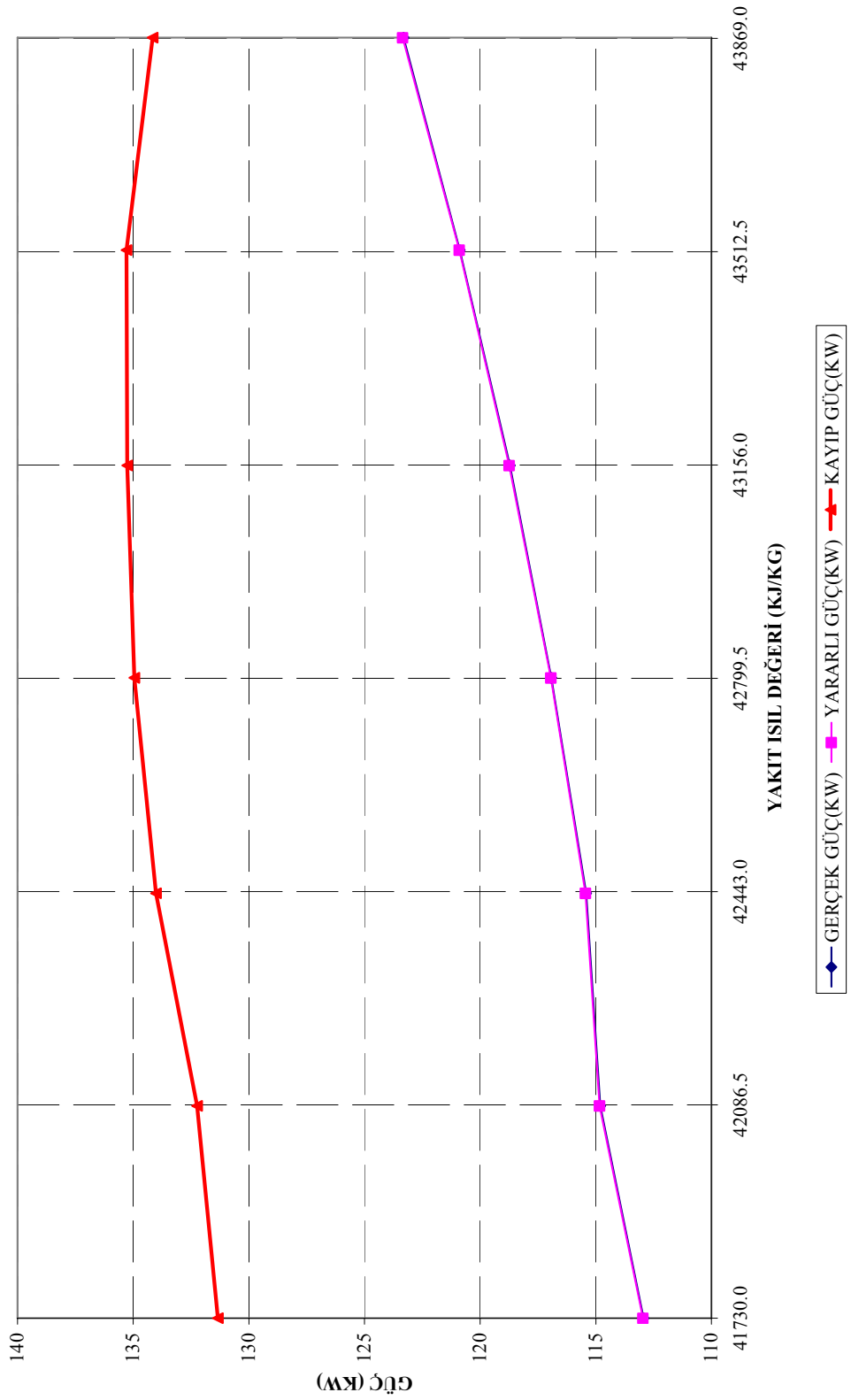
Şekil H.3: 4 Supaplı Motorda Hava Manifoldu Basıncının Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-I



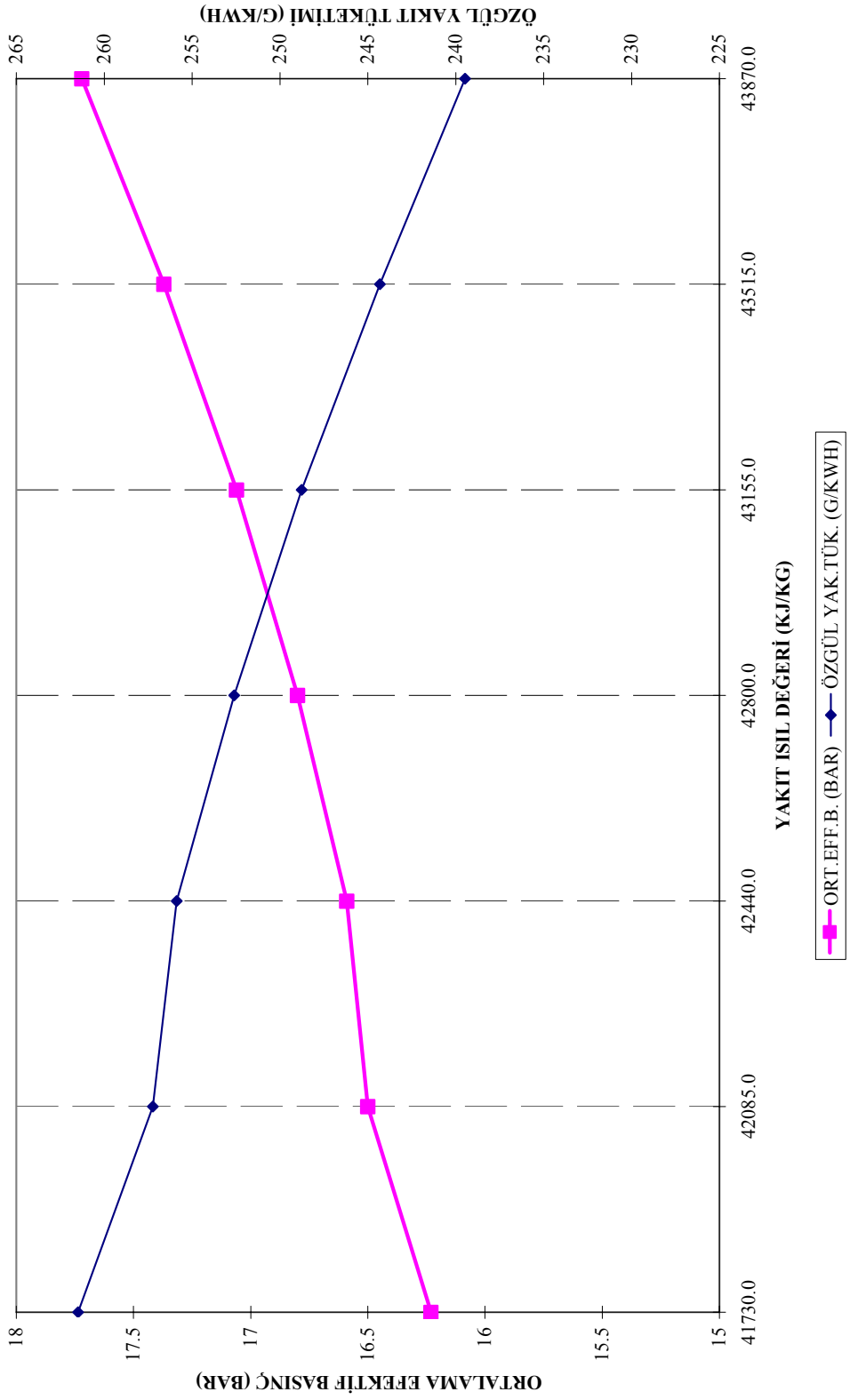
Şekil I.1: 4 Supaplı Motorda Yakıt Isıl Değerinin Entropi Üretimi ve Verimler Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

EK-I



Şekil I.2: 4 Supaplı Motorda Yakıt Isıl Değerinin Güç Üzerindeki Etkileri-Silindir 2

EK-I



Şekil I.3: 4 Supaplı Motorda Yakıt Isıl Değerinin Ortalama Efektif Basınç ve Özgül Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi- Silindir 2

ÖZGEÇMİŞ

Yunus TEKGÖZ, 9 Şubat 1980 tarihinde Eskişehir'de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Eskişehir'de tamamladıktan sonra 1993 yılında Deniz Lisesi'ne başladı. 1997 yılında Deniz Lisesi'nden ve 2001 yılında Deniz Harp Okulu'ndan 'Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisi' unvanı alarak 'Teğmen' rütbesiyle mezun oldu.

Deniz Harp Okulu'ndan mezun olduktan sonra Sahil Güvenlik Komutanlığı bağlısı SAR 33 ve KAAN 29 sınıfı botlarda II. Çarkçı ve Başçarkçı görevlerini tamamlayan Yunus TEKGÖZ, halen Deniz Harp Okulu Komutanlığı Deniz Bilimleri ve Mühendisliği Enstitüsüne bağlı olarak görevini sürdürmektedir.

Yunus TEKGÖZ evli olup, İngilizce ve Almanca bilmektedir.