

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YANMA VERİMİ YAKLAŞIMIYLA
İKİLİ ÇEVİRİM ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emre KARAMAN

Anabilim Dalı : Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği

Programı : Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği

HAZİRAN 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YANMA VERİMİ YAKLAŞIMIYLA
İKİLİ ÇEVİRİM ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Emre KARAMAN
(508051006)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 28 Nisan 2009
Tezin Savunulduğu Tarih : 03 Haziran 2009**

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT (İTÜ)
Doç. Dr. Hakan AKYILDIZ (İTÜ)**

HAZİRAN 2009

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, yanma verimi yaklaşımı esas alınarak ikili ideal çevrimde (dual cycle) verim analizi yapılmış, MATLAB tabanlı bir bilgisayar programı ile sıkıştırma oranı, elde edilen iş, yanma verimi, ısı verim gibi parametrelerin türetilmesine dayalı çevrim simülasyonu üzerinde çalışılmıştır. Yapılan bu parametrik analiz neticesinde, bahse konu temel parametrelerin birbirlerine etkileşimi grafikler aracılığı ile incelenmiş ve elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır.

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

Mayıs 2009

Emre KARAMAN
Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SEMBOL LİSTESİ	vii
ŞEKİL VE ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖZET.....	xi
SUMMARY	xiii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. İDEAL HAVA ÇEVİRİMLERİ.....	7
3.1 İdeal Hava Çevrimlerine Genel Bakış.....	7
3.2 Otto İdeal Çevrimi.....	8
3.3 Diesel İdeal Çevrimi.....	12
3.4 İkili (Dual) İdeal Çevrim.....	13
4. TERSİNMEZ İKİLİ ÇEVİRİM ANALİZİ	15
5. BİLGİSAYAR PROGRAMI.....	23
5.1 Programın Çalışma Prensipleri.....	22
5.2 Programda Kullanılan Sabit Değerler ve Değer Aralıkları	22
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	27
6.1 Sıkıştırma Oranı – Yanma Verimi Arasındaki İlişkiler	27
6.1.1 Sıkıştırma verimine bağlı ilişki	27
6.1.2 Azami çevrim sıcaklığına bağlı ilişki.....	28
6.1.3 Hava - yakıt oranına bağlı ilişki.....	29
6.2 Sıkıştırma Oranı – İş Arasındaki İlişkiler.....	30
6.2.1 Sıkıştırma verimine bağlı ilişki	30
6.2.2 Azami çevrim sıcaklığına bağlı ilişki.....	31
6.2.3 Yanma verimine bağlı ilişki.....	32
6.3 Sıkıştırma Oranı – Isıl Verim Arasındaki İlişkiler	33
6.3.1 Sıkıştırma verimine bağlı ilişki	33
6.3.2 Azami çevrim sıcaklığına bağlı ilişki.....	34
6.3.3 Yanma verimine bağlı ilişki.....	35
6.4 Isıl Verim – İş Arasındaki İlişkiler.....	36
6.4.1 Sıkıştırma verimine bağlı ilişki	36
6.4.2 Azami çevrim sıcaklığına bağlı ilişki.....	37
6.4.3 Yanma verimine bağlı ilişki.....	38
6.5 Sıkıştırma Oranı – Yakıt Dönüşüm Verimi Arasındaki İlişkiler.....	39
6.5.1 Sıkıştırma verimine bağlı ilişki	39
6.5.2 Azami çevrim sıcaklığına bağlı ilişki.....	40
6.5.3 Yanma verimine bağlı ilişki.....	41
6.6 İş – Yakıt Dönüşüm Verimi Arasındaki İlişkiler	42
6.6.1 Sıkıştırma verimine bağlı ilişki	42
6.6.2 Azami çevrim sıcaklığına bağlı ilişki.....	43
6.6.3 Yanma verimine bağlı ilişki.....	44

6.7 İş – Yanma Verimi Arasındaki İlişkiler	45
6.7.1 Sıkıştırma verimine bağlı, genişleme verimi = 0.8 durumundaki ilişki	45
6.7.2 Sıkıştırma verimine bağlı, genişleme verimi = 1.0 durumundaki ilişki	46
6.8 Sıkıştırma Oranı – Kesme Oranı Arasındaki İlişkiler	47
6.9 Sıkıştırma Oranı – Basınç Oranı Arasındaki İlişkiler.....	48
6.10 Genel Değerlendirme ve Öneriler	49
KAYNAKLAR.....	53
ÖZGEÇMİŞ.....	55

SEMBOL LİSTESİ

P	: Basınç
V	: Hacim
T	: Sıcaklık
S	: Entropi
$T_{\max}$	: Çevrim azami sıcaklığı
$Q_{\text{yakıt}}$	: Bir çevrim boyunca sisteme sağlanan yakıt enerjisi
m_f	: Yakıt kütleli debisi
m_a	: Hava kütleli debisi
Q_{LHV}	: Yakıt alt ısı değeri
α	: Kimyasal enerji faktörü
λ	: Hava fazlalık katsayısı
η_{yanma}	: Yanma verimi
Q_{giren}	: Sisteme giren yakıt enerjisi
c_{v0}	: Havanın sabit hacimdeki özgül ısısı
c_{p0}	: Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı
r	: Sıkıştırma oranı
η_c	: izantropik sıkıştırma verimi
η_e	: İzantropik genişleme verimi
r_c	: Kesme oranı
r_p	: Basınç oranı
W	: İş
η_{th}	: Isıl verim
η_{ydv}	: Yakıt dönüşüm verimi

ŞEKİL VE ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1 :	Otto çevrimine ait P – V ve T – S diyagramları.....	8
Şekil 3.2 :	Dört zamanlı benzinli motor çevrimi	10
Şekil 3.3 :	İki zamanlı benzinli motor çevrimi	11
Şekil 3.4 :	Diesel çevrimine ait P – V ve T – S diyagramları.....	12
Şekil 3.5 :	İkili çevrime ait P – V ve T – S diyagramları	13
Şekil 4.1 :	İkili çevrim Entropi – Sıcaklık grafiği	15
Şekil 5.1 :	Bilgisayar programı akış şeması.....	25
Şekil 6.1.1 :	Sıkıştırma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – Yanma Verimi ilişkisi ...	27
Şekil 6.1.2 :	Azami sıcaklığa göre, Sıkıştırma Oranı – Yanma Verimi ilişkisi.....	28
Şekil 6.1.3 :	Hava – yakıt karışım oranına göre, S.Oranı – Yanma Verimi ilişkisi... 29	
Şekil 6.2.1 :	Sıkıştırma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – İş ilişkisi	30
Şekil 6.2.2 :	Azami sıcaklığa göre, Sıkıştırma Oranı – İş ilişkisi	31
Şekil 6.2.3 :	Yanma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – İş ilişkisi	32
Şekil 6.3.1 :	Sıkıştırma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – Isıl Verim ilişkisi.....	33
Şekil 6.3.2 :	Azami sıcaklığa göre, Sıkıştırma Oranı – Isıl Verim ilişkisi	34
Şekil 6.3.3 :	Yanma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – Isıl Verim ilişkisi.....	35
Şekil 6.4.1 :	Sıkıştırma verimine göre, Isıl Verim – İş ilişkisi	36
Şekil 6.4.2 :	Azami sıcaklığa göre, Isıl Verim – İş ilişkisi	37
Şekil 6.4.3 :	Yanma verimine göre, Isıl Verim – İş ilişkisi	38
Şekil 6.5.1 :	Sıkıştırma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – Yakıt D. Verimi ilişkisi. 39	
Şekil 6.5.2 :	Azami sıcaklığa göre, Sıkıştırma Oranı – Yakıt D. Verimi ilişkisi.....	40
Şekil 6.5.3 :	Yanma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – Yakıt D. Verimi ilişkisi.....	41
Şekil 6.6.1 :	Sıkıştırma verimine göre, İş – Yakıt Dönüşüm Verimi ilişkisi.....	42
Şekil 6.6.2 :	Azami sıcaklığa göre, İş – Yakıt Dönüşüm Verimi ilişkisi.....	43
Şekil 6.6.3 :	Yanma verimine göre, İş – Yakıt Dönüşüm Verimi ilişkisi.....	44
Şekil 6.7.1 :	Sıkıştırma verimine göre, İş – Yanma Verimi ilişkisi ($\eta_e = 0.8$).....	45
Şekil 6.7.2 :	Sıkıştırma verimine göre, İş – Yanma Verimi ilişkisi ($\eta_e = 1.0$).....	46
Şekil 6.8 :	Sıkıştırma Oranı – Kesme Oranı ilişkisi.....	47
Şekil 6.9 :	Sıkıştırma Oranı – Basınç Oranı ilişkisi.....	48
Çizelge 4.1 :	Temel yakıtların özellikleri.	17
Çizelge 5.1 :	Bilgisayar programında alınan sabit değerler.....	24
Çizelge 5.2 :	Bilgisayar programında alınan döngüsel değerler.....	24

YANMA VERİMİ YAKLAŞIMIYLA İKİLİ ÇEVİRİM ANALİZİ

ÖZET

Buharlı makinelerin yerini alan içten yanmalı motorlar, icat edilmelerinden günümüze kadar gelişmeler göstermiş, üzerlerinde sayısız bilimsel araştırmalar yapılmıştır. Önceleri bu araştırmalar sadece güç yoğunluğunu artırma ve bakım giderlerini azaltma amaçlı olsa da, artan çevre kirliliği ve küresel ısınma gibi olgular yüzünden atık ısının ve egzoz gazlarının kontrolü gibi konuları da içermeye başlamıştır. Dolayısıyla önceleri sadece termodinamiğin birinci kanunu araştırmalara konu olurken, yüzyılımızda ikinci kanunun önemi artmış ve araştırmalarda önemli bir duruma gelmiştir. İdeal hava çevrimleri olgusu ışığında pek çok verim analizleri yapılmış, olabildiğince gerçek duruma yakın modellemelerle mühendislik problemlerine çözümler aranmıştır.

Bu düşünceden hareketle bu çalışmada sonlu zamanlı termodinamik ve verim analizleri ile daha önceden yapılmış çalışmalar incelenmiş ve bunlar 2. bölümde sunulmuştur. Takip eden bölümlerde modelleme aracı olan ideal hava çevrimleri üzerinde durulmuş, bu çalışmada model olarak kullanılan ikili ideal çevrim (dual cycle) teorisi anlatılmıştır. Sisteme enerji girişinin biri sabit hacimde, diğeri de sabit basınçta olmak üzere iki aşamalı olduğu kabul edilmiştir. Kullanılan teoriye göre, çevrimde kullanılabilen enerjinin, sisteme giren toplam enerjiye oranı yanma verimi olarak ifade edilmiştir. Bu yaklaşıma göre sisteme giren yakıtın tamamı yakılamamakta, bir kısmı kayıp olarak sistemden dışarı atılmaktadır.

Çalışmanın beşinci bölümünde, ikili ideal çevrim simülatörü olarak kullanılan MATLAB yazılımı, çalışma prensibi ve yapılan kabullerden bahsedilmiştir. Altıncı bölümde yapılan analizlerde ise sıkıştırma oranı, yanma verimi, tersinmez iş, ısı verim, basınç oranı ve kesme oranı gibi tanımların birbirleri üzerindeki etkileri incelenmiş ve sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

DUAL CYCLE ANALYSIS WITH COMBUSTION EFFICIENCY APPROACH

SUMMARY

Internal combustion engines which have superseded steam engines are being developed since they were invented and countless researches have been made about them. Previously, these researches only focused on increasing power/weight ratio and reducing maintenance costs. But after the importance of some facts like global warming and environmental pollution is realized, researchers became more interested in subjects like waste heat and exhaust gases control. Consequently, in previous researches the only concern was thermodynamics' first law. But when we come today, second law is becoming more and more important and takes its place in latest researches. Very large number of analysis have been made with an air standard cycle approach, and searched for solutions of engineering problems with using realistic models closest to the real operations.

As a consequence of this, in this work, previous researches about finite time thermodynamics and efficiency analysis are examined and given in chapter 2. In chapters that are followed, brief information about air standard cycles is given and detail information and calculations are given about air standard dual cycle theory which is used as a model in this thesis. It is assumed that fuel energy is supplied into two separate sessions as one with constant volume and the other is with constant pressure. According to the theory, a parameter called combustion efficiency is defined as a ratio between usable fuel energy and total fuel energy. With this point of view, energy that supplied to the system can not be used totally but some part of it becomes a waste.

In the fifth chapter of this work, information is given about the working principles of the MATLAB code that is used as a dual cycle simulator and also given the assumptions that are made. In analysis in sixth chapter, the relations of compression ratio, combustion efficiency, irreversible work, thermal efficiency, pressure ratio and cut-off ratio between each other has been examined and results are given by graphs.

1. GİRİŞ

Avrupa’da 18. yüzyılda sanayi devrimiyle beraber endüstri ve ulaşımda kullanılmaya başlanan buharlı makineler, fazla yer kaplamaları ve dolayısıyla düşük güç yoğunlukları nedeniyle 20. yüzyıl başlarında önemlerini giderek kaybetmişlerdir. Bunun sonucunda 1885 yılında Herbert AKROYD tarafından kaza sonucu kalay ve gaz yağı reaksiyonu ile meydana gelen bir patlamayla içten yanmalı motor fikri ortaya çıkmıştır. 1886 yılında ilk patenti alınan içten yanmalı motor fikrinin gerçek anlamda gelişmeye başlaması ise 1892 yılında Rudolf DIESEL’in bugün de kendi adını taşıyan motoru icat etmesidir. Giderek çalışma prensibinde gelişmeler gösteren ve günümüze dek kullanımını sürdüren bu motoru, benzinli motorlar gibi değişik içten yanmalı motorlar takip etmiştir.

İçten yanmalı motorların icadından sonra, artan üretici rekabetlerinin de katkısıyla bu motorlar üzerinde geliştirme çalışmaları hız kazanmıştır. Fakat 1950’li yıllara kadar sadece termodinamiğin birinci kanunu çerçevesinde yapılan bu çalışmalar, mümkün olan en küçük boyutta en büyük gücü elde etmek, yakıt tüketimlerini en aza indirmek ve onarım maliyetlerini düşürmek gibi konuları hedef almıştır. Fakat dünyada önemini giderek arttıran küresel ısınma olgusu, çevre kirliliği ve alınması gereken önlemler arttıkça, motor araştırmalarına atık ısının ve egzoz gazı değerlerinin kontrol altına alınması gibi yeni faktörler eklenmiştir. Sonuç olarak önceden sadece enerjinin korunumu ile ilgili olan termodinamiğin birinci kanunu üzerinde durulurken, giderek bu kanunun yanı sıra, entropi, kayıp enerji ve yararlı güç gibi kavramları da irdeleyen ikinci kanun önemini arttırmış ve araştırmalara hızla konu olmaya başlamıştır. İkinci kanuna göre hal değişimleri belli bir yönde gerçekleşmekte ve asla ters yönde gerçekleşmemektedir. Bu durum tersinmezliği ifade eder. Ayrıca bu kanuna göre hal değişimleri sırasında entropi üretimi daima artış eğilimindedir. Bunun sonucunda enerji dönüşümü sırasında mevcut enerjinin tamamı istenen enerjiye dönüşmez. Sonlu sıcaklık farkına bağlı olarak meydana gelen ısı transferi, sürtünme ve titreşim gibi nedenlerden ötürü bir miktar enerji, hal değişimi sırasında kayıp enerji olarak başka tür enerjilere dönüşmektedir. Dolayısıyla ikinci kanun üzerinde yapılan

Çalışmaların amacı, doğada var olan toplam enerjiyi en iyi şekilde kullanmak üzere, tersinmezliğı mümkün olan en alt seviyeye çekerek entropi üretimini azaltmak ve azami ölçüde faydalı iş ve enerji elde etmektir.

Güç üreten motorların büyük çoğunluğu bir termodinamik çevrime dayanır. Mühendislik uygulamalarının hemen hepsinde olduğu gibi, bu çevrimlerin çözümlemelerini yapmak zordur. Sürtünme olgusu ve denge haline ulaşmak için yeterli zaman olmaması gibi sorunlar nedeniyle yapılacak analizlerde belli kabuller ve basitleştirmeler yapılması lazım gelmektedir. Gerçek çevrim, içten tersinmezliklerden ve diğer karmaşıklıklardan arındırıldığı zaman, gerçek çevrime çok yakın olan fakat içten tersinir hal değişimlerinden oluşan bir çevrim elde edilir. Bu çevrime *ideal çevrim* adı verilir. Yapılan kabuller ışığında ortaya çıkan ideal çevrimler, mühendislere temel parametrelerin ayrıntılar içinde kaybolmadan yalın bir şekilde analiz edilmelerine olanak verir. Fakat bu analizleri yorumlarken dikkatli olmak esastır. Olayın basitleştirilmesinden doğacak yanlış sonuçlara varılmasından kaçınmak gerekir.

Bu çalışmada, sistemde kullanılabilen yakıt enerjisinin çevrime giren toplam yakıt enerjisine oranı olarak tanımlanan yanma verimi yaklaşımı ile ikili ideal çevrim kabulleri altında çalışan bir motorun analizi, genişleme ve sıkıştırma süreçlerindeki tersinmezlikler de dikkate alınarak yapılmıştır. MATLAB programı ile hazırlanan bir simülasyon yazılımı kullanılarak, ısı verim, tersinmez iş, kesme oranı, basınç oranı ve yakıt dönüşüm verimi tanımları; izantropik sıkıştırma ve genişleme verimi, maksimum ve minimum çevrim sıcaklığı, yanma verimi ve hava – yakıt karışımı oranı parametrelerine bağlı olarak tanımlanmıştır. Analiz sonuçlarında bahse konu parametrelerin birbirlerine olan etkileşimleri irdelenmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

1980’li yıllardan sonra, içten yanmalı motorların analizinde birinci kanunun yetersiz kaldığının anlaşılmasıyla birlikte termodinamiğin ikinci kanunu üzerinde daha ayrıntılı ve geniş kapsamlı çalışmalar yapılmaya başlanmıştır. Çalışmaların artmasıyla beraber yeni fikirler ve teoriler ortaya atılmış, bunun sonucunda da bu yeni görüşler etrafında tartışmalar başlamıştır. Bu görüşlerden biri “sonlu zamanlı termodinamik”, bir başka deyişle “içten tersinir termodinamik” kavramıdır.

M. MOZURKEWICH ve STEPHEN BERRY [1] tarafından 1981 yılında yapılan çalışmada, ideal Otto çevrimi üzerinde verim analizi yapılmış, silindir içinde piston hareketleri optimize edilerek kayıpların azaltılabileceği ortaya konmuştur. Özellikle güç strokundaki piston hareketinin optimizasyonu ile içten yanmalı motorlarda %10’un üzerinde bir verim artışı sağlandığını açıklamışlardır.

Benzer bir çalışma dört yıl sonra, bu kez ideal Diesel çevrimi için KARL HEINZ HOFFMAN ve arkadaşları [2] tarafından ele alınmış ve tersinmezlikler incelenmiştir. Serbest ve zorlanmış piston hareketine ait ivmeler üzerinde çalışarak ve piston hareketlerini optimize ederek net iş çıkışı ve verim değerlerinde %10 gibi bir artış sağlanabileceğini ortaya koymuşlardır.

S.A.KLEIN [3], 1990 yılında yayınladığı makalesinde, sıkıştırma oranları, verim ve iş terimleri kapsamında Otto ve Diesel ideal çevrimleri üzerinde araştırmalar yapmıştır. İşi azami yapan sıkıştırma oranları incelendiğinde, aynı çalışma koşullarında ve ısı verimleri aynı iken, Diesel çevrimindeki değerlerin her zaman Otto çevrimindeki değerlerden yüksek olduğunu gözlemlemiştir. Kendisi ayrıca makalesinde kıvılcım ateşlemeli içten yanmalı motorlar için sıkıştırma oranı kadar önemli bir tasarım parametresi olan “erken ateşleme” (pre-ignition) teriminden de bahsetmiştir. Erken ateşleme olayında piston içindeki ortamın yüksek sıcaklığından dolayı bazen bujiler ateşlenmeden yakıt kendi kendine patlama yaratır. Bu durum pistonu sıkıştırma stroku sırasında ters yöne gitmeye zorlar ve büyük gerilmelere yol açar.

LINGEN CHEN ve arkadaşları [4,5] tarafından 1996 yılında yapılan çalışmada, sonlu zaman termodinamiği kapsamında, ideal Diesel çevrimi üzerinde performans analizi yapılmıştır. Net iş, güç, verim ve sıkıştırma oranı gibi parametreler üzerinde çalışarak, ısı transferi kayıplarını da hesaplara dâhil ederek grafikler elde edilmiştir. Benzer başka bir çalışmayı ise Otto çevrimi için tekrarlamışlar ve ilk çalışmadan yaklaşık sekiz ay sonra aynı analizi bu çevrime de uygulamışlardır.

MASARU ISHIDA [6], 1996 yılında yayınladığı çalışmasında, anlaşılması her zaman zor kabul edilen termodinamiğe yeni bir yaklaşım getirerek, temel bazı bilgiler vermiştir. Daha iyi anlaşılabilmesi için termodinamiği üç temel başlık altında incelemiş ve bunları; maddenin termodinamiği, işlem (değişim) termodinamiği ve sistem termodinamiği olarak açıklamıştır. Öznelden nesnele doğru giden bu yaklaşımla, entropi, ekserji ve enerji kavramları çerçevesinde termodinamiği yeniden tanımlamıştır.

IOSIF L. LEITES [7] tarafından yapılan çalışmada ise, ideal olmayan sistemlerde ekserji hesabı ve enerjinin korunması konuları üzerine çalışılmıştır. Kısmi molaliteli ekserji kavramından bahsedilmiş ve bu kavramın evresel (faz) ve kimyasal dönüşümlerdeki ekserji hesaplamasında uygun bir yöntem olduğu ortaya konmuştur. Kimyasal ve fiziksel süreçlerdeki ekserji hesaplarında herhangi bir farklılık olmadığı açıklanmıştır.

AKSEL ÖZTÜRK [8], 1996 yılında entropi kavramından bağımsız olarak termodinamik çalışmalar yapmış ve Clausius eşitsizliği haricinde yeni bir eşitsizlik üzerinden konuyu daha basit ve yalın olarak ele almıştır. Entropi kavramının öğrenciler için zor anlaşılmasından yola çıkarak ortaya koyduğu bu yeni eşitsizlik tanımında, Clausius'taki Q/T dönüşümü yerine kullanılabilir enerji ve iş kavramından faydalanmıştır. Bu çalışmanın temelinde entropi kavramı yerine, kullanılabilir enerji kavramı getirilmiştir.

ELIAS P. GYFTOPOULOS [9] 1996 yılında yaptığı çalışmada, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunun birbirinden tamamen bağımsız ve ayrı ayrı incelenmesi gereken kanunlar olduğuna karşı çıkmış, bir işlemi, süreci, termodinamik açıdan incelerken bu iki kanunun da beraber incelenmesi gerektiğini ortaya koymuştur. Bu kanunların birbirlerine göre üstün olmadığını, tam tersine birbirinin tamamlayıcısı

olduğunu açıklayarak, analizde, enerji dengesine ve entropi dengesine bakılmasının zorunluluğunu açıklamıştır.

JUNXING LIN ve arkadaşları [10], sonlu zamanlı termodinamik analizine bağlı olarak ideal ikili çevrim üzerinde çalışmış, özellikle silindir çeperinde oluşan ısı transferinden doğan kayıpları incelemişlerdir. Isı kayıplarını da dikkate alarak net iş, verim, sıkıştırma oranı ve basınç oranı arasındaki ilişkiler gözlemlenmiştir. İş parametresinin maksimizasyonu üzerinde incelemeler yapılmıştır.

SOUVIK BHATTACHARYYA [11], basitleştirilmiş tersinmez bir modeli Diesel ideal çevrimine uygulamış, genel ısı ve sürtünme kayıplarını eşdeğer bir sürtünme teriminde toplamıştır. Analizlerde çevrimin optimizasyonu, çıkış gücü ve ısı verim ile bunların sıkıştırma oranı ve kesme oranına göre değişimleri temel alınarak yapılmıştır. Daha gerçekçi bir yaklaşım için iç tersinmezlikler de incelenmiş, kayıplar; piston hızına lineer bağlı olarak değişen bir sürtünme terimi olarak tanımlanmıştır. Çalışmaların sonucunda kesme oranının belirli bir etkisine rastlanmamış, fakat sıkıştırma oranının belli değerlerinde verimi ve dolayısıyla gücü azami değerlere getirdiği gözlemlenmiştir.

MASARU ISHIDA [12] tarafından, yapılan bir diğer çalışmada, sistematik süreç tasarımının, yenilikçi sistem geliştirme, enerji verimliliğini artırma ve bunların yerel ve genel çevreye etkilerinin asgari seviyeye indirilmesinde önemli olduğunu vurgulamıştır. Bu çalışmaya göre süreç tasarımı üç temel fazdan oluşuyor ve bunlar; müşteri taleplerini karşılayan yeni bir anlayış, kavramın üretilmesi, detay yapının ve sistem elemanlarının (iş akışkanı gibi) belirlenmesi, tüm sistemin yapılandırılması, değerlendirilmesi ve geliştirilmesi için önerilerden oluşuyor. Ishida, çalışmasında yalnızca ilk fazı esas alarak, termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları üzerinden bir kavram tasarım üzerine teorik çalışmalar yapmıştır. Bu çerçevede termodinamik sistemde, belirlenmiş malzemeler ve enerjinin kaldırılmasını temel alan bir eşitsizlik türetmiştir. Bu eşitsizliğin sağlanamaması, fizibilite çalışmalarının durması olarak açıklanmıştır. Fakat elde edilen sonuca göre tersi durum oluşması, yani bu eşitsizliğin sağlanmasında da sistemin kurulabilir olması için yeterli tek şart ortaya çıkmış olmuyor. Kesin sonuç için yukarıda belirtilen diğer iki temele de başvurulması gerektiği çalışmanın sonunda açıklanmıştır.

ELIAS P. GYFTOPOULOS [13], bu alanda yayınlanmış daha önceki makalelere atıflarda bulunarak, sonlu zamanlı termodinamik kuramına karşı çıkan örnekler vermiştir. Hızlı meydana gelen süreçlerin, yavaş olanlara nazaran daha tersinir bir yapıda olduğu sonucuna ulaşmıştır.

G. ARAGÓN-GONZÁLEZ ve arkadaşları [14] tarafından 2000 yılında yapılan çalışmada, ideal Otto çevrimi üzerine analizler yapılmış, sıkıştırma ve genişleme işlemleri sırasındaki tersinmezlikler dikkate alınmıştır. Bu çevrim için azami tersinmez iş ve azami verim parametreleri, tersinir çevrimin izantropik verimleri ve limit sıcaklık değerleri cinsinden açıklanmıştır. Ayrıca sonlu zamanlı termodinamik açısından bu sonuçların Brayton çevrimine uygulanabilirliği de gösterilmiştir.

BİLAL A. AKASH [15], 2001 yılında ideal Diesel çevriminin termodinamik analizi üzerine bir çalışma yayınlamıştır. Çalışmada, çevrimdeki ısı verim ve iş parametreleri üzerindeki ısı transferi etkisi incelenmiş, silindir çeperlerindeki ısı kayıplarının ortalama sıcaklığa bağlı bir parametre olduğu düşünülmüştür. Makalede kesme oranı, hava giriş sıcaklığı, ısı transferi ve yanma sabitleri gibi parametrelerin de sonuçlara etkisi incelenmiştir.

YINGRU ZHAO ve arkadaşları [16], ideal Diesel çevrimi üzerinde performans analizi yapmıştır. İzantropik olmayan sıkıştırma ve genişleme süreçlerinin, ısı transferi ve sürtünme kayıplarının çevrim performansı üzerine etkileri grafik yöntemlerle açıklanmıştır. Basınç oranının güç çıkışı ve verime etkisi ile güç çıkışı – verim karakteristik eğrileri elde edilmiştir. Eğriler incelendiğinde güç çıkışı ve verim değerlerini azami yapan basınç oranı optimum değerleri incelenmiştir. Ayrıca çeşitli tersinmezlikler ile iş akışkanı azami sıcaklığının performans üzerindeki etkileri ortaya konmuştur.

LINGEN CHEN ve arkadaşları [17], ideal ikili (dual) çevrim üzerinde termodinamik performans analizi yapmışlardır. Analizlerinde ısı transferi ve sürtünme kayıpları ile iş akışkanının değişen özgül ısılarını dikkate almışlardır. Sayısal örneklemeler ile güç çıkışı ve sıkıştırma oranı, güç çıkışı ve çevrim verimi arasındaki ilişkiler ortaya konulmuştur. Sürtünme kayıpları ile değişken özgül ısıların tersinmez çevrim üzerindeki etkisi incelenmiş, elde edilen sonuçlara göre bu parametrelerin çevrim üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu açıklanmıştır.

3. İDEAL HAVA ÇEVİRİMLERİ

3.1 İdeal Hava Çevrimlerine Genel Bakış

İçten yanmalı motorların çalışma mantığı, yakıtın silindir içinde yanması ile oluşan ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüşmesi esasına dayanır. Fakat açığa çıkan ısı enerjisinin tamamı faydalı işe dönüşmez. Enerjinin bir kısmı, motorun soğutulması sırasında kaybolurken bir kısmı da egzoz gazları ile birlikte tahliye edilmektedir.

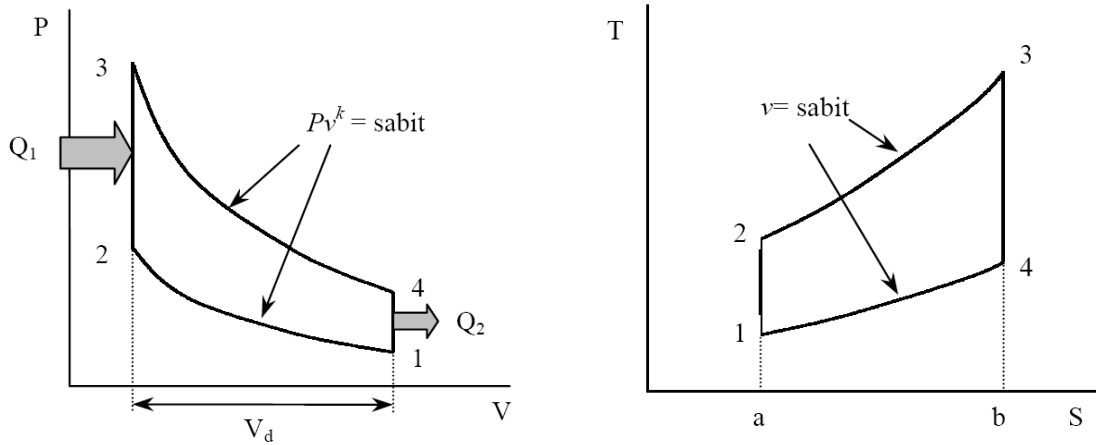
Güç üreten tüm motorlar termodinamik çevrim esasına göre çalışırlar. Fakat gerçek çevrimlerin termodinamik analizini yapmak kolay bir iş değildir. Mühendislik uygulamalarının çoğunda olduğu gibi bu tip analizlerde de bazı kabullere başvurulur ve ortaya konan daha basite indirgenmiş durum sonuçlarının değerlendirilmesi, gerçek durumun kavranmasında önemlidir. Bahse konu bu kabuller;

- ✓ Çevrimde iş yapan gazlar mükemmel gaz olarak kabul edilir ve iş yaptıkları sürece miktarları, fiziksel ve kimyasal özellikleri değişmemektedir.
- ✓ Özgül ısılar çoğu modelde sabit alınmasına rağmen, etkisinin ağırlık kazandığı durumlarda sıcaklığa bağlı dördüncü dereceden formüllerle de ifade edilebilirler.
- ✓ Sıkıştırma ve genişleme olayları tersinir ve adyabatik olarak meydana gelir. Yani ortam tamamen yalıtılmış kabul edilerek iş yapan gazlarla çeperler arasında ısı alışverişi olmaz. Bu kabul altında gerçekleşen sıkıştırma ve genişleme işlemleri izantropik işlemlerdir.
- ✓ Sıkıştırma ve genişleme periyodunda silindir duvarlarına olan ısı transferi ve piston sürtünmeleri dikkate alınacak olursa, işlem için politropik kabullenme yapılması gerekir.
- ✓ Yakıtın yanması ve yanma ürünlerinin tahliye edilmesi sabit hacimde veya sabit basınçta, ya da önce belirli bir süreç sabit hacimde geride kalan süreç ise sabit basınçta meydana gelir.

Bu kabuller altında çalışan termodinamik çevrime ideal çevrim adı verilir. Yapılan varsayımların sonucu olarak, ideal çevrim analizlerinden elde edilen sonuçlar gerçek motorların çalışma sonuçlarıyla uyuşmaz, ancak önemli bir yol gösterici özelliğe sahip olduğu da yadsınamaz. Bunun nedeni ise, gerçek motorlarda sıkıştırma ve genişleme süreçleri esnasında silindir içi gaz sıcaklıkları ile silindir çeperleri arasında çok fazla sıcaklık farkları olduğundan ısı kaybı olmasıdır. Ayrıca, yanma olayı da hiçbir zaman sabit basınçta ve sabit hacimde meydana gelmemektedir.

3.2 Otto Çevrimi

Otto çevrimi kıvılcım ateşlemeli pistonlu motorlar için ideal çevrimdir. (Bkz. Şekil 3.1). Fransız Beau de ROCHAS tarafından 1862 yılında geliştirilen bu çevrim, Alman A.Nicolaus OTTO tarafından 1876 yılında içten yanmalı motorlara başarı ile uygulandığından Otto çevrimi olarak bilinmektedir. Bu çevrim gerek dört stroklu ve gerekse iki stroklu benzin ve gaz motorlarında kullanılır. Yakıtın yanması sonucu oluşan ısı, sabit hacimde çevrime girer ve çevrim sonunda sabit hacimde dışarı atılır. Sıkıştırma ve genişleme ise izantropik hal değişimi şeklinde meydana gelmektedir.



Şekil 3.1: Otto çevrimine ait P – V ve T – S diyagramları

Basınç-hacim ($P-v$) ve sıcaklık-entropi ($T-s$) diyagramlarındaki temel süreçler aşağıdaki gibidir:

1-2 eğrisi sıkıştırma (adyabatik)

2-3 eğrisi yanma ($V=\text{sabit}$)

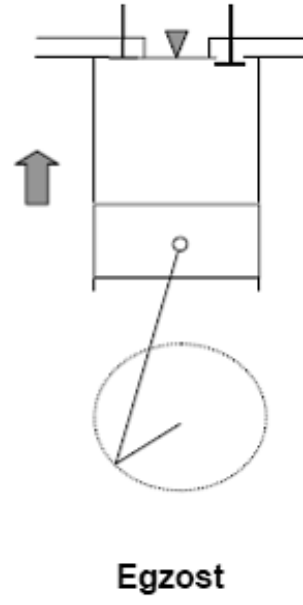
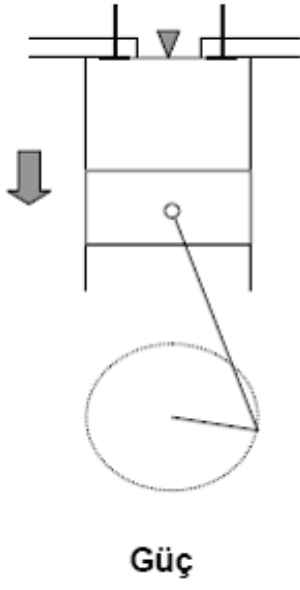
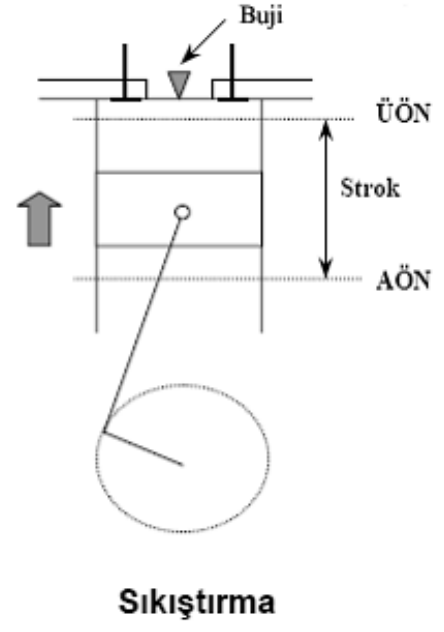
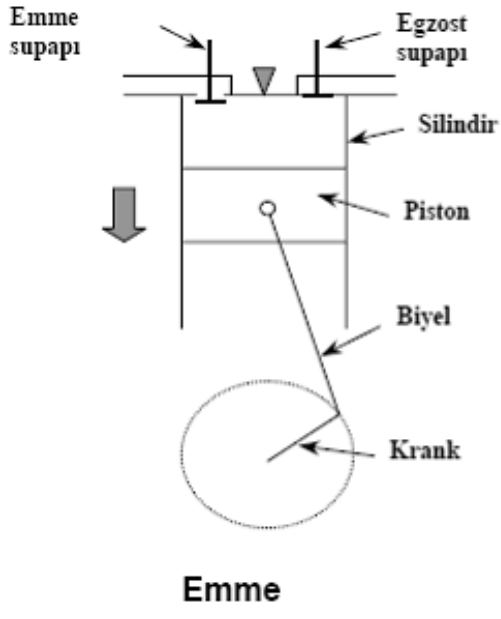
3-4 eğrisi genişleme (adyabatik)

4-1 eğrisi egzost gazlarının tahliyesi ($V=\text{sabit}$)

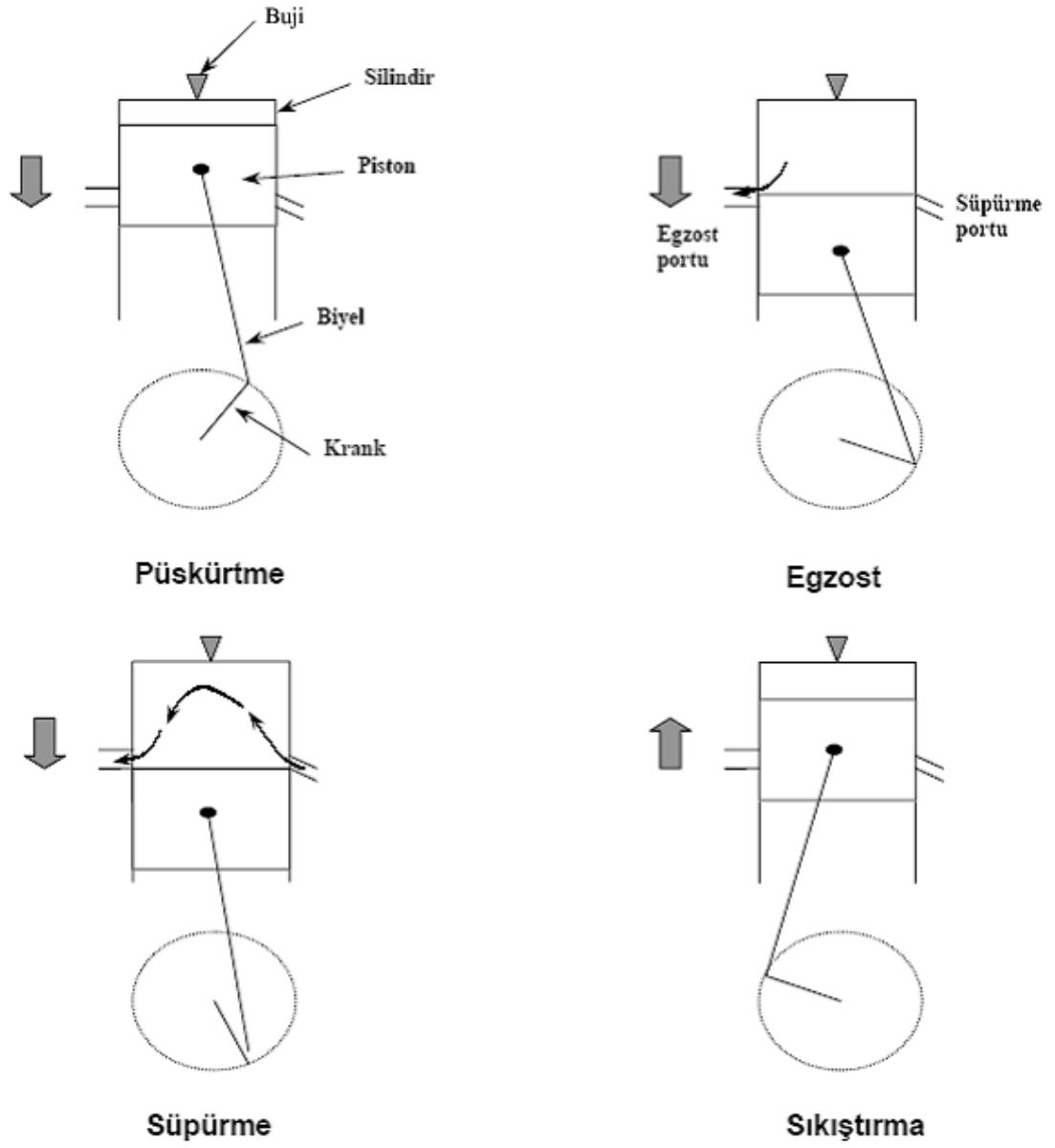
Tüm çevrim tersinirdir, dolayısıyla sıkıştırma ve genişleme süreçleri izantropiktir ($s=\text{sabit}$).

Bu prensiple çalışan dört zamanlı motorlarda başlangıçta emme ve egzoz sübapları kapalı iken piston “*alt ölü nokta*” adı verilen en alt konumdadır. Sıkıştırma stroku sırasında piston yukarı hareket ederek hava yakıt karışımını sıkıştırır. Piston, en üst konum olan ve “*üst ölü nokta*” adı verilen noktaya gelmeden az önce bujinin oluşturduğu kıvılcım karşımı ateşler, yanma başlar ve hızla gelişir. Bu sırada sistemin basınç ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı gazlar pistonu aşağıya doğru iter. Krank milinin dönmesini sağlar ve yararlı iş elde edilir. Bu strok “*genişleme*” veya “*güç stroku*” diye adlandırılır. Genişleme strokunun sonunda piston en alt konumdadır, birinci mekanik çevrim tamamlanmıştır ve silindir yanma sonu gazlarıyla doludur. Daha sonra piston yeniden yukarı doğru hareket eder, yanma sonu gazlarını egzoz sübabından dışarı atar. Bu strok “*egzoz stroku*” adını alır. Piston yeniden aşağıya doğru inerken emme sübabı açılır ve taze yakıt – hava karışımı silindir içine çekilir. Bu strokun adı da “*emme stroku*” olarak bilinir. (Bkz. Şekil 3.2)

İki zamanlı motorlarda ise yukarıda açıklanan dört süreç iki strokta gerçekleşir. (Bkz. Şekil 3.3). Bu stroklar bu kez güç stroku (genişleme) ve sıkıştırma stroku adını alır. Hava – yakıt karışımının silindir içine girişi ve yanma sonucu oluşan gazların tahliyesi, silindir duvarındaki deliklerden yapılır. Piston aşağıya doğru inerken (güç stroku sırasında), piston altında bulunan sızdırmaz karterdeki hava – yakıt karışımının basıncı artar. Bu esnada piston hareketi dolayısıyla silindir çeperinde ilk açılan delikten egzoz gazları tahliye edilir. Silindir aşağı doğru indikçe, basıncı artan hava – yakıt karışımı, yan bir kanaldan geçerek, egzoz deliğinden sonra açılan emme deliğinden silindir içine alınır. Bu sırada silindir içinde kalan egzoz gazları da dışarı süpürülmüş olur. Pistonun yukarı çıkışıyla da sıkışan hava – yakıt karışımı, bujinin ateşlenmesi ile patlama oluşturarak yeniden güç strokuna geçiş sağlar.



Şekil 3.2: Dört zamanlı benzinli motor çevrimi

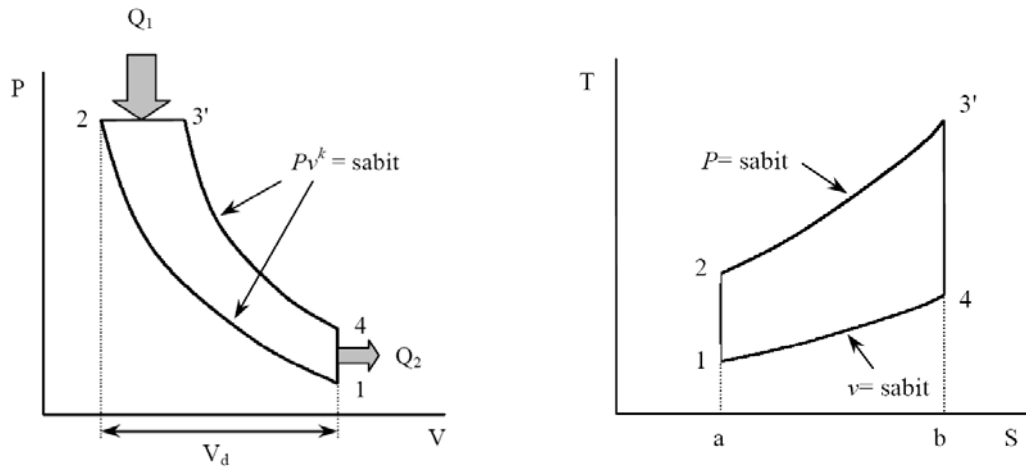


Şekil 3.3: İki zamanlı benzinli motor çevrimi

3.3 Diesel Çevrimi

Diesel çevrimi sıkıştırma ateşlemeli motorlar için ideal çevrimdir. (Bkz. Şekil 3.4). 1892 yılında Rudolph DIESEL tarafından icat edilip geliştirilen sıkıştırma ateşlemeli motor, kıvılcım ateşlemeli benzinli motorlara benzer yapıda olup, yanmanın başlama şekli açısından farklılık gösterir. Kıvılcım ateşlemeli, yani benzinli motorlarda sıkışan hava – yakıt karışımının buji vasıtasıyla yaratılan kıvılcım temasıyla yanmaya başlaması söz konusu olduğu halde, Diesel motorlarda sıkıştırılan, basıncı ve sıcaklığı artmış havanın üzerine, yakıtın enjektör yoluyla püskürtülmesi esastır. Bu nedenle benzinli motorlardaki karbüratör ve bujinin yerini, Diesel motorlarında yakıt memesi (enjektör) alır.

Diesel motorlarda yakıt püskürtmesi, piston üst ölü noktaya yaklaşırken başlar ve genişleme strokunun ilk bölümünde devam eder. Bu nedenle yanma daha uzun bir sürede gerçekleşir. Sürenin uzunluğundan dolayı, Diesel çevrimindeki yanma işlemi, sisteme sabit basınçta ısı verilmesi şeklinde düşünülür. Bu hal değişimi Otto ve Diesel ideal çevrimleri arasında farklı olan tek hal değişimidir. Aşağıda Diesel ideal çevrimine ait basınç-hacim ($P-v$) ve sıcaklık-entropi ($T-s$) diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 3.4: Diesel çevrimine ait $P - V$ ve $T - S$ diyagramları

Diesel çevrimine ait temel süreçler aşağıdaki gibidir:

1-2 eğrisi sıkıştırma (adyabatik)

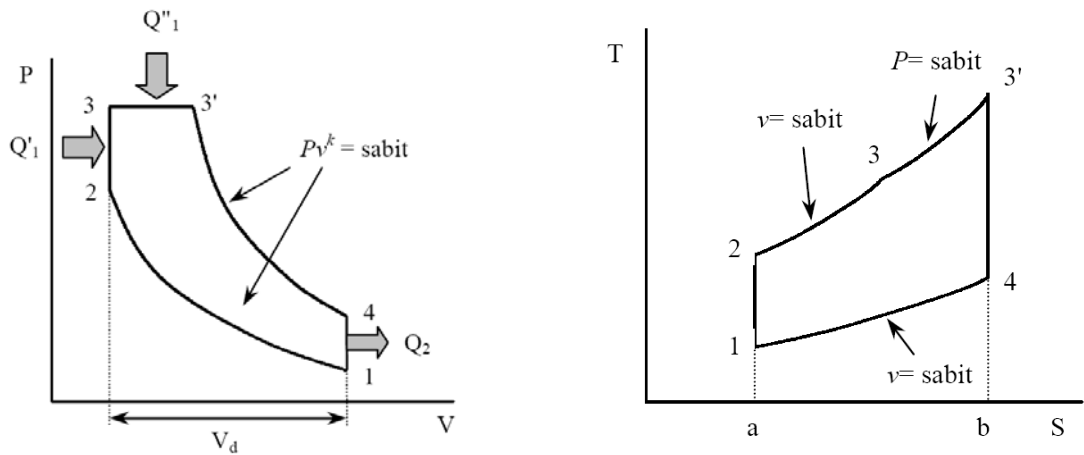
2-3 eğrisi yanma ($P=\text{sabit}$)

3-4 eğrisi genişleme (adyabatik)

4-1 eğrisi egzost gazlarının tahliyesi ($V=\text{sabit}$)

3.4 İkili (Dual) Çevrim

İçten yanmalı bir motorda yanma işlemini, sisteme sabit hacimde veya sabit basınçta ısı geçişi gibi modellemek, biraz basit bir yaklaşım olduğu için gerçek durumdan uzaklaşma payı fazladır. Gerçek duruma biraz daha fazla yaklaşabilmek için, nispeten biraz daha karmaşık ama daha doğru bir modelleme yöntemi vardır. Hem benzinli hem de Diesel motorlara uygulanabilen bu yöntemde; sisteme biri sabit hacimde diğeri sabit basınçta ısı geçişinin gerçekleştiği iki bölümlü bir hal değişimi olarak ele almaktır. Bu düşünceye dayanan sisteme ikili (dual) çevrim denir. (Bkz. Şekil 3.5). Karma çevrim olarak da bazı kaynaklarda rastlanabilir. Dikkatli bakıldığında Otto ve Diesel çevrimleri ikili çevrimin birer özel durumudur. Aşağıda ikili çevrime ait basınç-hacim ($P-v$) ve sıcaklık-entropi ($T-s$) diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 3.5: İkili çevrime ait $P - V$ ve $T - S$ diyagramları

İkili çevrime ait temel süreçler aşağıdaki gibidir:

1-2 eğrisi sıkıştırma (adyabatik)

2-3 eğrisi birinci yanma ($V=\text{sabit}$)

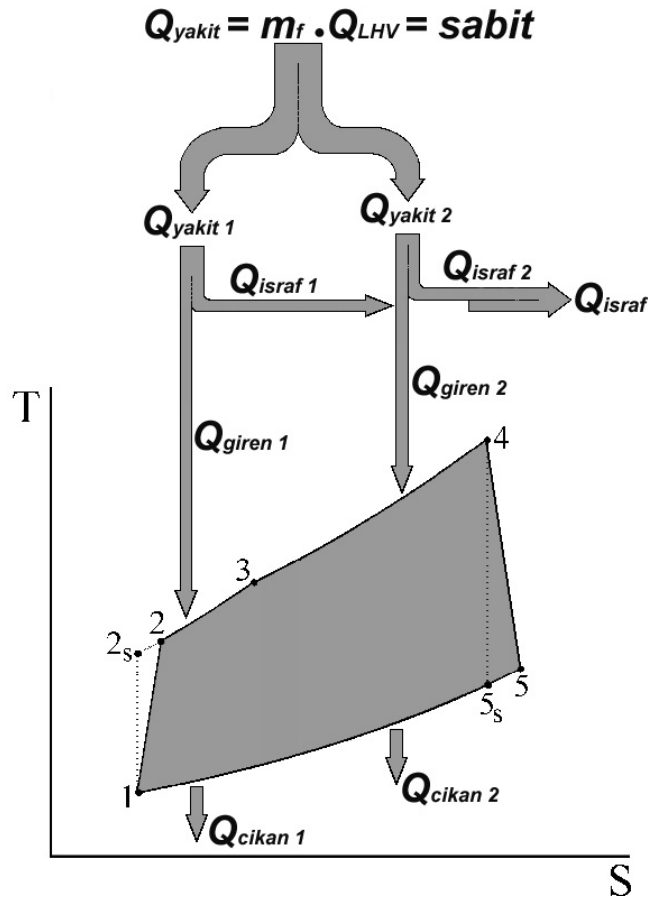
3-3' eğrisi ikinci yanma ($P=\text{sabit}$)

3'-4 eğrisi genişleme (adyabatik)

4-1 eğrisi egzost gazlarının tahliyesi ($V=\text{sabit}$)

4. TERSİNMEZ İKİLİ ÇEVİRİM ANALİZİ

Önceki bölümde temel olarak değinilen ikili çevrimin ayrıntılı sıcaklık – entropi grafiği Şekil 4.1’de görülmektedir. Yanma işlemi, biri sabit hacimde diğeri sabit basınçta ısı geçişi olarak modellenmiştir. Bu işlemler sırasıyla 2–3 ve 3–4 eğrileri ile gösterilmiştir. Ayrıca grafikte sisteme giren ve harcanan yakıt bölümleri ve enerji giriş – çıkışları da görülmektedir. 1 – 2s eğrisi izantropik sıkıştırma, 4-5s eğrisi ise izantropik genişlemeyi göstermektedir.



Şekil 4.1: İkili çevrim Entropi – Sıcaklık grafiği

Fakat tersinmez bir çevrim modellemesinde sürtünme kayıpları, ısı geçişleri gibi faktörler sebebiyle sıkıştırma ve genişleme işlemleri, sırasıyla 1–2 ve 4–5 yollarını izlemektedir. 5 – 1 eğrisi ise sistemden çevreye olan sabit hacimdeki ısı geçiştir. Bu çevrim analizinde iş akışkanı, özgül ısısı sabit olan mükemmel gaz kabul edilmiştir ve çevrim boyunca kütleli debisi sabittir.

Bir çevrim boyunca sisteme sağlanan yakıt enerjisi $Q_{yakıt}$ olarak alınmıştır. Şekil 4.1’de gösterildiği üzere, bu toplam yakıt enerjisinin sabit hacimde sisteme giren bölümüne $Q_{yakıt1}$, bu aşamada sisteme girmeden kayıp olan bölümüne de Q_{israf1} tanımı yapılmıştır. Benzer şekilde ikinci yanma bölümü olan sabit basınçta ısı geçişi aşamasında da $Q_{yakıt2}$ ve Q_{israf2} tanımları yapılmıştır.

Yukarıda bahsedildiği gibi, bir çevrim boyunca sisteme sağlanan yakıt enerjisi;

$$Q_{yakıt} = m_f \cdot Q_{LHV} \quad (4.1)$$

şeklinde açıklanabilir. Burada m_f terimi yakıtın kütleli debisi, Q_{LHV} terimi de yakıtın alt ısı değeri.

Bu noktada yakıtın kimyasal enerji faktörü tanımlanır ve bu da α ile gösterilirse;

$$\alpha = \frac{m_f}{m_a} \cdot Q_{LHV} \quad (4.2)$$

denklemini elde edilir. Buradaki m_a hava kütle debisidir. Hava fazlalık katsayısı λ tanımlanırsa;

$$\alpha = \frac{Q_{LHV}}{\lambda \cdot \left(\frac{m_a}{m_f} \right)_s} \quad (4.3)$$

elde edilir. Buradaki “s” indisi bir yakıtın kimyasal olarak tam yakılabilmesini yani mükemmel yanmayı ifade eden stokiyometrik indisini gösterir. Buradaki önemli bir diğer husus, α teriminin serbestçe seçilemeyecek olmasıdır. Bunun sebebi ise bu katsayının sadece yakıt alt ısı değerine değil, aynı zamanda hava fazlalık katsayısına da bağlı olmasıdır.

Yakıt Tipi	Kimyasal Bileşim	Yoğunluk (kg/m^3)	Buharlaştırma Isısı (kJ/kg)	Alt Isıl Değer (Mj/kg)	(A/F)_s
Benzin	$C_nH_{1.87n}$ (sıvı)	0,72 – 0,78	350	44,0	14,6
Hafif Diesel	$C_nH_{1.8n}$ (sıvı)	0,78 – 0,84	270	43,2	14,5
Ağır Diesel	$C_nH_{1.7n}$ (sıvı)	0,82 – 0,88	230	42,8	14,4
Doğal Gaz	$C_nH_{3.8n}N_{0.1n}$ (gaz)	$\approx 0,79$	-----	45	14,5

Çizelge 4.1: Temel yakıtların özellikleri

Yakıt cinsine göre değişim gösteren ve stokiyometrik değeri temel yakıtlar için ortalama 14,5 mertebesinde olan hava – yakıt oranı, gerçek kıvılcım ateşlemeli motorlarda 12 ile 18 arası değer alırken, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda 18 ile 70 arasında değişir. (Bkz. Çizelge 4.1).

Sisteme gönderilen toplam yakıt enerjisinin sabit hacim ve sabit basınç süreçlerindeki oranı ϕ ile gösterilirse, bahsedilen iki aşamalı yanma süreçlerindeki yakıt oranları aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$Q_{yakit1} = \phi \cdot Q_{yakit} \quad (4.4)$$

$$Q_{yakit2} = (1 - \phi) \cdot Q_{yakit} \quad (4.5)$$

Ayrıca bir süreç başında sağlanan toplam yakıtları, işleme giren ve harcanan yakıtların toplamı olarak gösterirsek;

$$Q_{yakit1} = Q_{giren1} + Q_{israf1} \quad (4.6)$$

$$Q_{yakit2} = Q_{giren2} + Q_{israf2} \quad (4.7)$$

Yanma verimi olarak tanımlanan ve η_{yanma} ifadesiyle gösterilen terim, aşağıda görüldüğü gibi yanma işlemi sırasında sisteme giren enerjinin toplam yakıt enerjisine oranıdır.

$$\eta_{yanma} = \frac{Q_{giren}}{Q_{yakit}} \quad (4.8)$$

Giren toplam yakıt enerjisi iki aşamalı gerçekleştiğine göre;

$$Q_{giren} = Q_{giren1} + Q_{giren2} \quad (4.9)$$

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu ilkesini göstermekte olup, buna göre, her aşamada giren yakıt enerjisi miktarı;

$$Q_{giren1} = m_a \cdot c_{v0} \cdot (T_3 - T_2) \quad (4.10)$$

$$Q_{giren2} = m_a \cdot c_{p0} \cdot (T_4 - T_3) \quad (4.11)$$

denklemler düzenlenirse;

$$Q_{giren} = m_a \cdot c_{v0} [(k \cdot T_4 - T_2) - (k - 1) \cdot T_3] \quad (4.12)$$

4.3, 4.8 ve 4.12 denklemleri birleştirilip, T_3 sıcaklığı çekilirse,

$$T_3 = \frac{(c_{p0} \cdot T_4 - c_{v0} \cdot T_2) - \eta_{comb} \cdot \alpha}{(c_{p0} - c_{v0})} \quad (4.13)$$

elde edilir.

Yanma olayından sonra oluşan çevrimdeki en büyük sıcaklık olan T_4 değeri, motor üreticisi talepleri doğrultusunda belirlenir. Ayrıca çevrim analizinin gerçekçiliği için aşağıdaki mantıksal çıkarsamalar da doğrulanmalıdır.

$$T_3 \leq (T_4 = T_{\max}) \quad (4.14)$$

$$T_3 \geq T_2 \quad (4.15)$$

Bu mantıksal çıkarsamalar sıkıştırma oranı terimine limit getirmektedir. İkinci çıkarsama yoluyla bu terimin alabileceği en büyük değer elde edilir.

$$r \leq \left\{ 1 + \frac{[c_{p0} \cdot (T_4 - T_1) - \eta_{yanma} \cdot \alpha] \cdot \eta_c}{c_{p0} \cdot T_1} \right\}^{\frac{1}{k-1}} \quad (4.16)$$

Sıkıştırma ve genişleme süreçlerinde, sürtünmelerden ve ısı transferinden doğan kayıplardan dolayı tersinmezlik hâkimdir. Bu tersinmezliği analize dâhil etmek için, kompresör ve türbinlerde kullanılan izantropik bağıntılardan yararlanılabilir. Bu durumda izantropik sıkıştırma ve genişleme verimleri sırasıyla aşağıda gösterilmiştir.

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (4.17)$$

$$\eta_e = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}} \quad (4.18)$$

İzantropik sıcaklıklar aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$T_{2s} = T_1 \cdot r^{k-1} \quad (4.19)$$

$$T_{5s} = T_4 \cdot r^{1-k} \cdot r_c^{k-1} \quad (4.20)$$

Bu noktada *kesme oranı* (cut-off ratio) tabir edilen yeni bir terim ortaya çıkar. “ r_c ” ile gösterilen ve V_4/V_3 oranını gösteren bu ifade, sabit basınçta ısı geçişinin süresini işaret eder.

$$r_c = \frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3} = \frac{(c_{p0} - c_{v0}) \cdot T_4}{(c_{p0} \cdot T_4 - c_{v0} \cdot T_1 \cdot r^{k-1}) - \eta_{yanma} \cdot \alpha} \quad (4.21)$$

Benzer şekilde, bu defa sabit hacimde ısı geçişinin süresi hakkında bilgi veren *basınç oranı* terimi ortaya çıkmaktadır.

$$r_p = \frac{P_3}{P_{2s}} = \frac{T_3}{T_{2s}} = \frac{(c_{p0} \cdot T_4 - c_{v0} \cdot T_1 \cdot r^{k-1}) - \eta_{yanma} \cdot \alpha}{(c_{p0} - c_{v0}) \cdot T_1 \cdot r^{k-1}} \quad (4.22)$$

Termodinamiğin birinci kanunu gereği silindirden dışarı çıkan ısı aşağıda açıklanmıştır.

$$Q_{cikan} = m_a \cdot c_{v0} \cdot (T_5 - T_1) \quad (4.23)$$

Bu ifadede T_5 ve T_1 terimleri yukarıdaki denklemlerden çekilip yerine konulursa;

$$Q_{cikan} = m_a \cdot c_{v0} \cdot \left[(T_4 - T_1) - T_4 \cdot \left(1 - r^{1-k} \cdot r_c^{k-1} \right) \cdot \eta_e \right] \quad (4.24)$$

elde edilir. Sisteme giren ve çıkan ısı enerjisinin arasındaki fark iş değerini vermektedir.

$$W = Q_{giren} - Q_{cikan} \quad (4.25)$$

Isıl verim η_{th} terimi, iş ile giren enerji arasındaki orandır ve aşağıda gösterilmiştir.

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_{giren}} \quad (4.26)$$

Isıl verim ve yanma oranının çarpımı, *yakıt dönüşüm verimi* adı verilen ve η_{ydv} ile gösterilen terimi vermektedir.

$$\eta_{ydv} = \eta_{th} \cdot \eta_{yanma} \quad (4.27)$$

5. BİLGİSAYAR PROGRAMI

5.1 Programın Çalışma Prensipleri

Bu çalışmada analizlerin yapılması için kullanılan bilgisayar programı, tersinmez ikili çevrim esasına dayalı olarak çalışan bir motor simülasyonudur. Program girişinde belli değerler sabit alınırken, bazı değerler de belli aralıklarda döngüsel olarak kullanılır ve sonuçta bu değerlere bağlı grafikler elde edilir.

Program önce sabit değerlerin okunmasıyla başlar. Takip eden kısımda sıkıştırma verimi, maksimum çevrim sıcaklığı, yanma verimi değerleri, hava fazlalık katsayısı, gönderilen yakıt yüzdesi ve genişleme verimi terimleri, yukarıda bahsedilen değer aralıkları sınırlarında döngüsel olarak değerler alırlar. Bir önceki bölümde belirtilen (4.14), (4.15) ve (4.16) numaralı denklemler uyarınca, sıkıştırma oranı limitler dâhilinde yine döngüsel olarak simülasyonda hesaplanır.

Hesaplanan bu değerlerin ardından bir önceki bölümde yer alan analiz denklemleri kullanılarak, çevrim sıcaklıkları, verimler, gerekli oranlar, iş, giren – çıkan ısılar gibi değerlerin tümü hesaplanır. Bu hesaplamaların sonucunda parametrelerin ayrı ayrı birbirlerine etkilerini gösteren grafikler elde edilir. Programın algoritma şeması Şekil 5.1’te gösterilmiştir.

5.2 Programda Alınan Sabit Değerler ve Kullanılan Değer Aralıkları

Aşağıdaki birinci çizelgede, program girişinde kabul edilen sabit değerler gösterilmiştir. (Bkz. Çizelge 5.1).

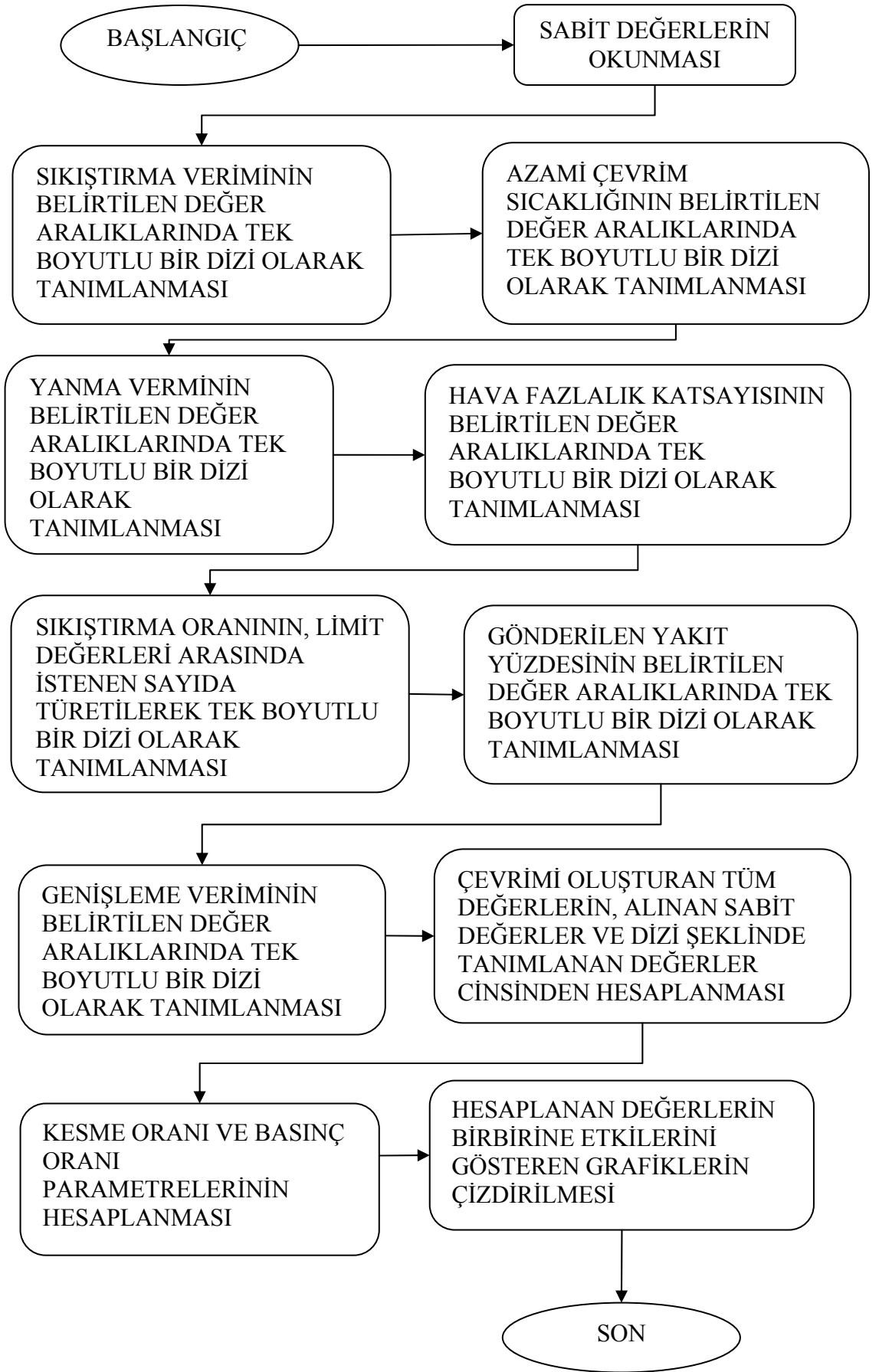
Bir sonraki çizelge ise program içinde döngüsel olarak alınan değerleri içermektedir. (Bkz. Çizelge 5.2).

Parametre	Değeri	Birimi	Açıklama
m_a	1.0	$\frac{kg}{s}$	Havanın kütleli debisi
$T_1 = T_{min}$	300	K	Çevrim en düşük sıcaklığı
c_{v0}	0.72	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	Havanın sabit hacimde özgül ısısı
c_{p0}	1.008	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	Havanın sabit basınçta özgül ısısı

Çizelge 5.1: Bilgisayar programında alınan sabit değerler

Parametre	Açıklama	Alınan Değerler									
η_c	Sıkıştırma verimi	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00					
η_e	Genişleme verimi	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00					
T_{max}	Azami Sıcaklık	1800 K	1900 K	2000 K	2100 K						
η_{yanma}	Yanma verimi	0.61	0.65	0.70	0.73	0.77	0.81	0.85	0.89	0.93	0.95
λ	Hava fazlalık katsayısı	2.10	2.45	2.80	3.15	3.50	3.85	4.20			
Φ	Yakıt yüzdesi	0.25	0.50	0.75							

Çizelge 5.2: Bilgisayar programında alınan döngüsel değerler



Şekil 5.1: Bilgisayar programı akış şeması

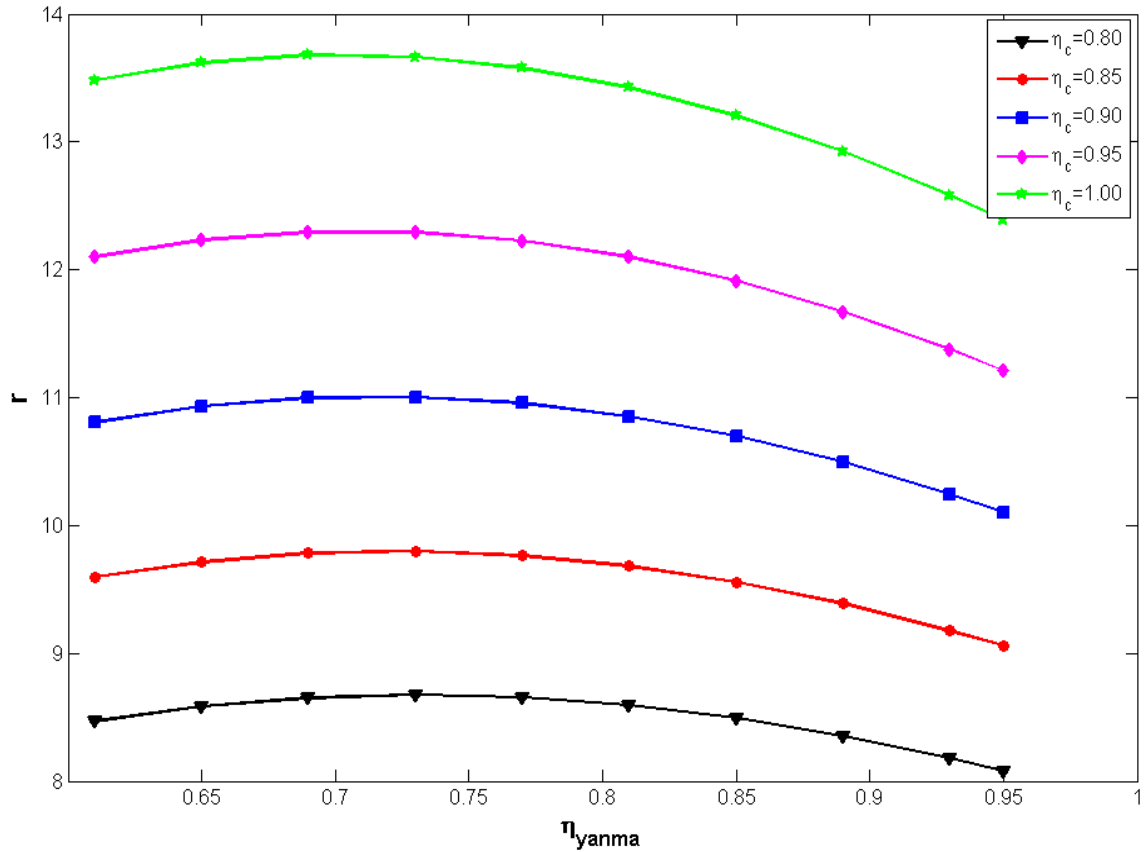
Yakıt ve havayla ilgili değerler, Heywood [18] tarafından belirtilen değerler temel alınarak kullanılmıştır. Normal Diesel makinelerin yaktığı yakıtın ($C_nH_{1.8n}$) alt ısı değeri 43200 kJ/kg. olarak belirlenmiştir. Hava – yakıt karışımı stokiyometrik değeri ise 14.5'tir. Fakat pratikte bu değer 18 ile 70 arasında alınır. Bu da hava fazlalık katsayı için değer aralığının 1 ile 4.82 arasında olması demektir. Programda kullanılan değerler bu aralıklarda alınmış, tüm değerler bu sayılara göre hesaplanmıştır.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

6.1. Sıkıştırma Oranı – Yanma Verimi Arasındaki İlişkiler

6.1.1. Sıkıştırma Verimine Bağlı İlişki

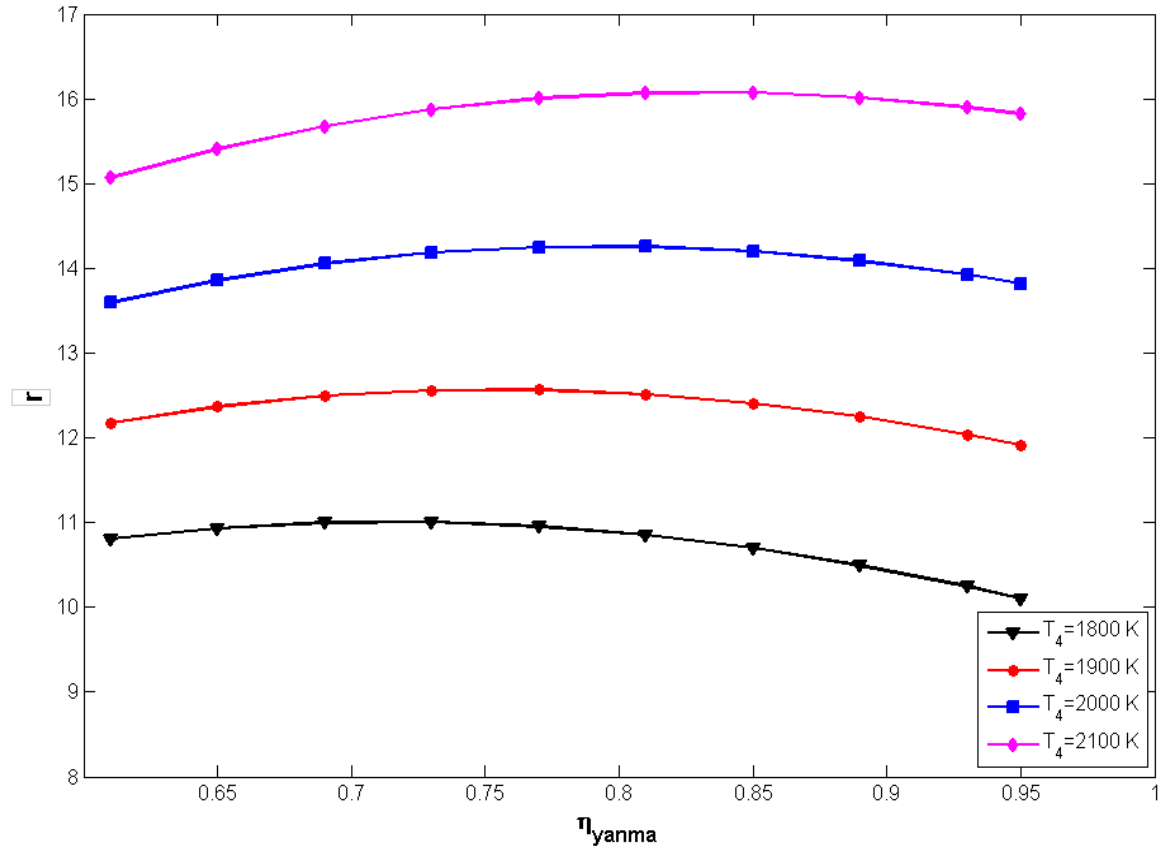
Sıkıştırma verimindeki artış, çevrimde sıkıştırma oranı değerlerinde artışa neden olmaktadır. Ayrıca söz konusu bu artış sonucunda, sıkıştırma oranı eğrisinin ulaştığı azami noktaya karşılık gelen yanma verimi değerleri düşmektedir. Bir başka deyişle sıkıştırma oranı, sıkıştırma verimi arttıkça, daha düşük yanma verimi değerlerinde en yüksek değerini almaktadır.



Şekil 6.1.1: Sıkıştırma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – Yanma Verimi ilişkisi

6.1.2. Azami Çevrim Sıcaklığına Bağlı İlişki

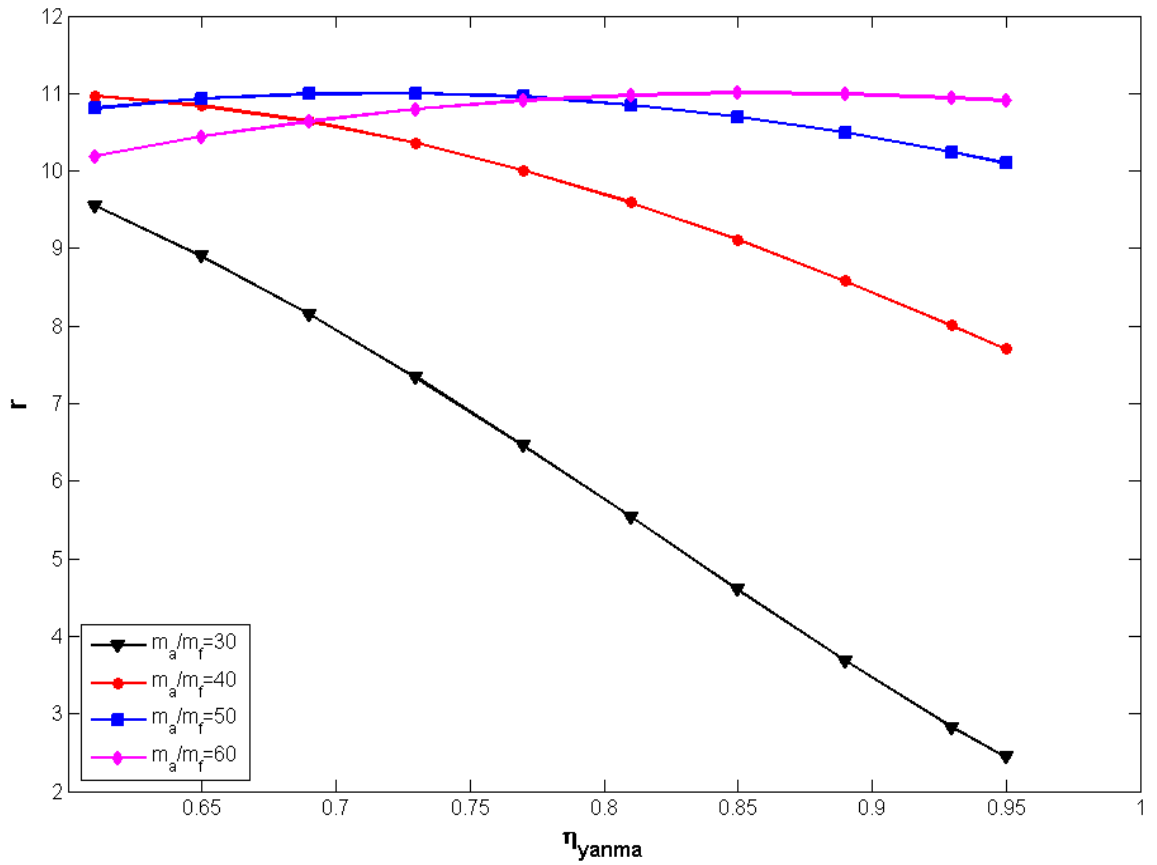
Sıcaklık artışı, sıkıştırma veriminde olduğu gibi, sıkıştırma oranının artma eğilimi göstermesini sağlamaktadır. Fakat oradaki durumun tersi olarak, sıcaklığın artması, sıkıştırma oranının daha yüksek yanma verimi değerlerinde azami değerini almasını sağlamaktadır. Bu durumda, sıcaklık artışı sıkıştırma oranının yükselmesi için yüksek yanma verimlerine ihtiyaç duymaktadır.



Şekil 6.1.2: Azami sıcaklığa göre, Sıkıştırma Oranı – Yanma Verimi ilişkisi

6.1.3. Hava – Yakıt Oranına Bağlı İlişki

Hava – yakıt karışım oranı, sıkıştırma oranı üzerinde sıcaklıkla benzer bir etkiye sahiptir. Dolayısıyla karışım oranının artması da, sıkıştırma oranının en üst değere ulaşması için yüksek yanma verimlerinde çalışmayı gerektirmektedir. Bu durumda hava – yakıt karışımı oranı değerinin artması, döngü zamanını uzatmaktadır. Bu değerin 30 olduğu durumda grafikte gözükmeyen noktada en üst seviyeye ulaşıp düşmeye başlarken, 60 olduğu durumda yanma verimi 0.95 iken henüz en yüksek değer ulaşmış ve bu noktadan sonra düşüşe geçmiştir.



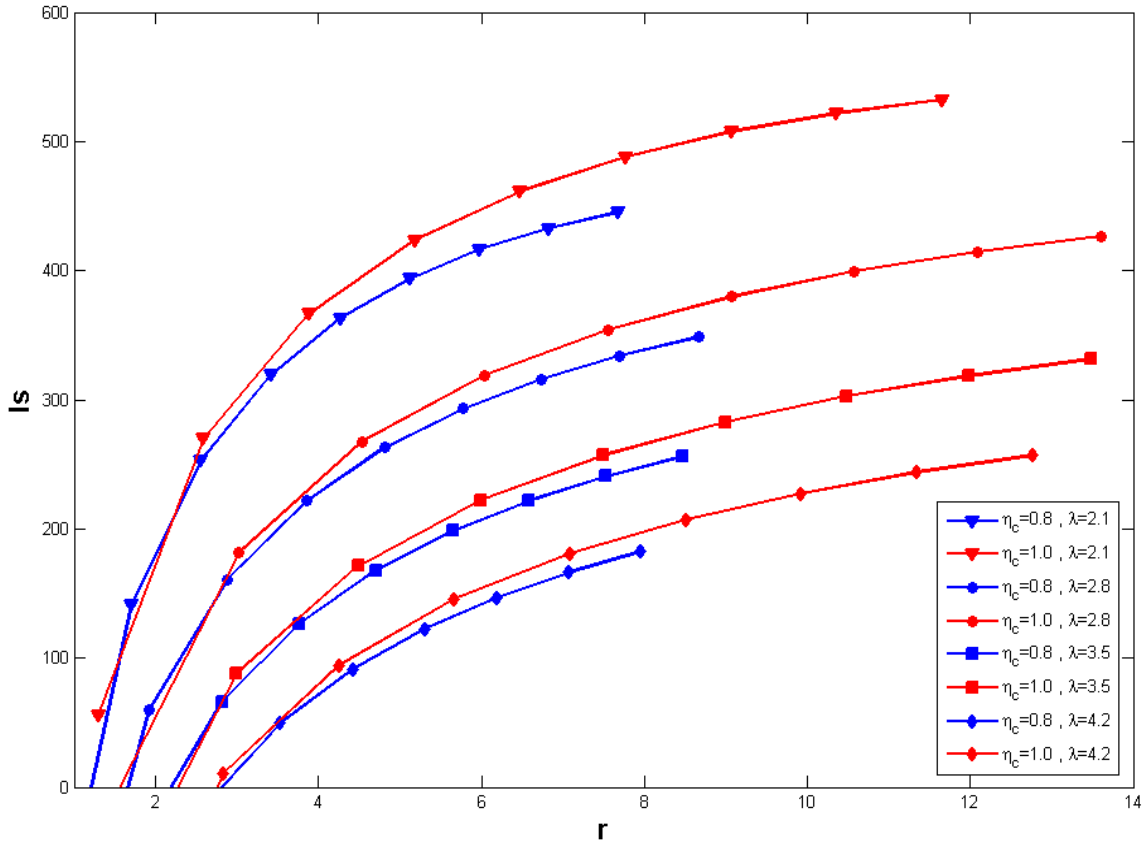
Şekil 6.1.3: Hava – yakıt karışım oranına göre, Sıkıştırma Oranı – Yanma Verimi ilişkisi

6.2. Sıkıştırma Oranı – İş Arasındaki İlişkiler

6.2.1. Sıkıştırma Verimine Bağlı İlişki

Genel özellik olarak sıkıştırma oranının artması iş çıkışını arttırmaktadır. Diğer koşulların sabit olduğu varsayımı altında sıkıştırma veriminin artması ise aynı büyüklükteki işi, daha düşük sıkıştırma oranlarında elde edebilmeyi sağlamaktadır.

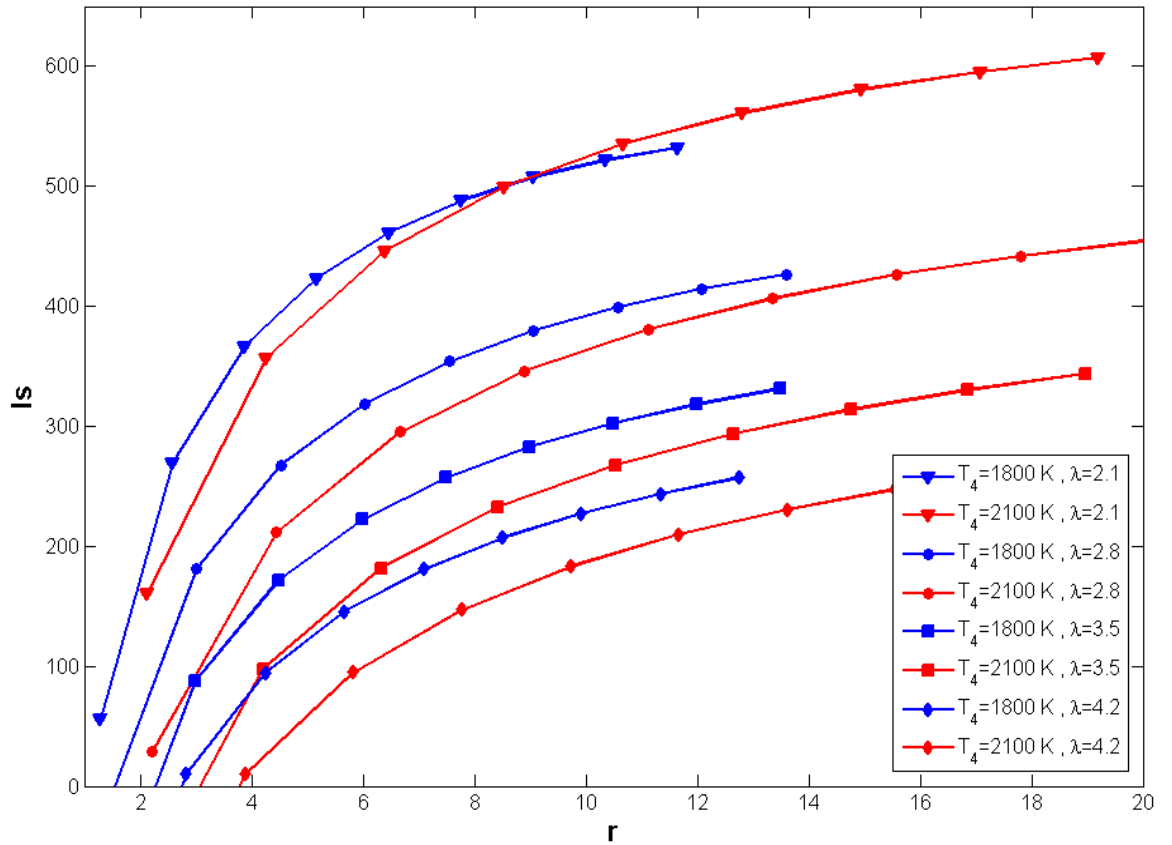
Aşağıdaki grafiğe bakıldığında, sabit bir sıkıştırma oranında hava fazlalık katsayısının artmasının iş çıkışı değerlerini düşürdüğü gözlemlenebilmektedir.



Şekil 6.2.1: Sıkıştırma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – İş ilişkisi

6.2.2. Azami Çevrim Sıcaklığına Bağlı İlişki

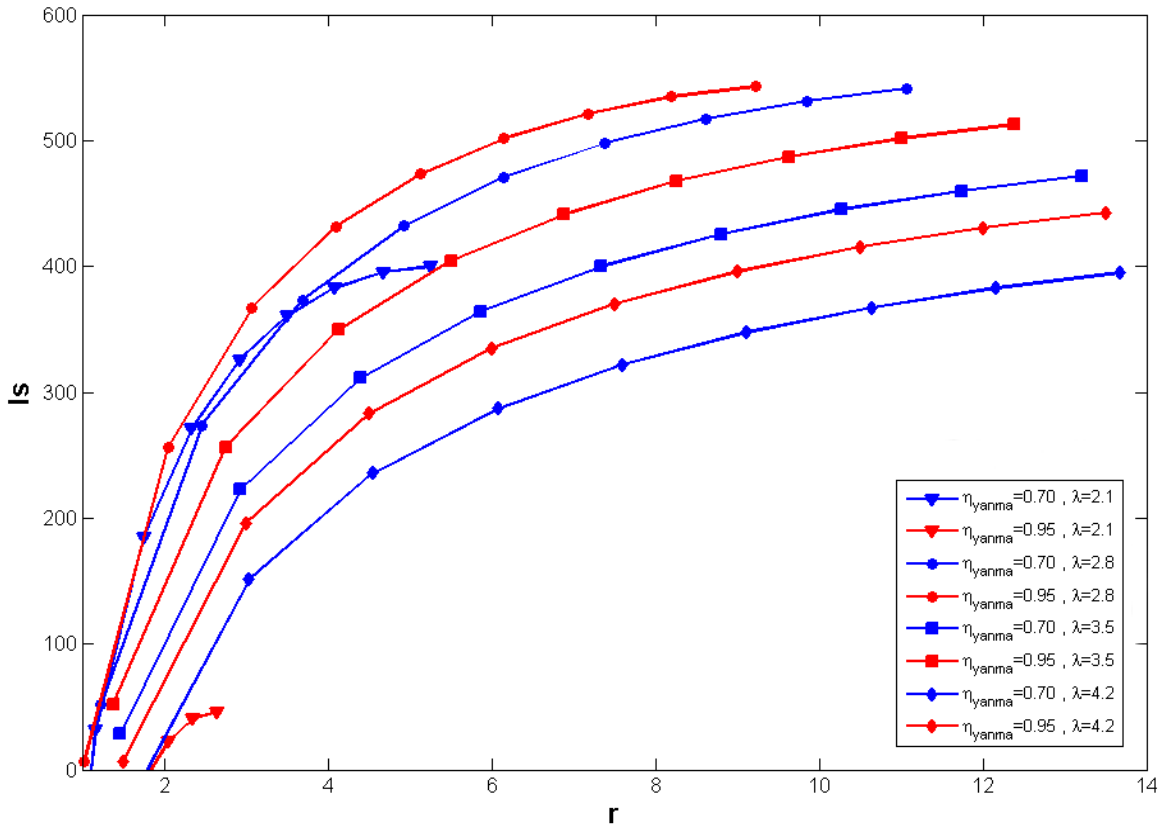
Çevrimdeki azami sıcaklık değerleri arttıkça, iş çıkış değerleri daha yüksek sıkıştırma oranı değerlerinde en büyük değere ulaşmaktadır. Kısaca yüksek sıcaklıklarda çalışan bir motorda iş çıkışının, dolayısıyla çevrim veriminin artması sıkıştırma oranlarının yüksek olmasını gerektirmektedir. Bu durumu gösteren aşağıdaki grafiğe bakıldığında ayrıca hava fazlalık katsayısının sıkıştırma oranı – iş ilişkisine olan etkisinin, sıkıştırma verimine bağlı durumda da olduğu gibi ters eğilimde olduğu görülmektedir.



Şekil 6.2.2: Azami sıcaklığa göre, Sıkıştırma Oranı – İş ilişkisi

6.2.3. Yanma Verimine Bağlı İlişki

Hava fazlalık katsayısının düşük değerlerinde ($\lambda = 2.1$) yanma veriminin artması iş çıkışı değerini düşürmektedir. Bu çalışma koşullarında işin azami seviyeye ulaşması, küçük sıkıştırma oranlarında meydana gelmektedir. Aşağıda bu durumu gösteren grafik bulunmaktadır. Söz konusu grafiğe göre ayrıca hava fazlalık katsayısının 2.8 olduğu durumda iş en yüksek seviyelere çıkmaktadır. Bu yüksek seviyelerdeki işi elde etmek için gereken sıkıştırma oranlarında da düşüş gözlemlenmektedir.

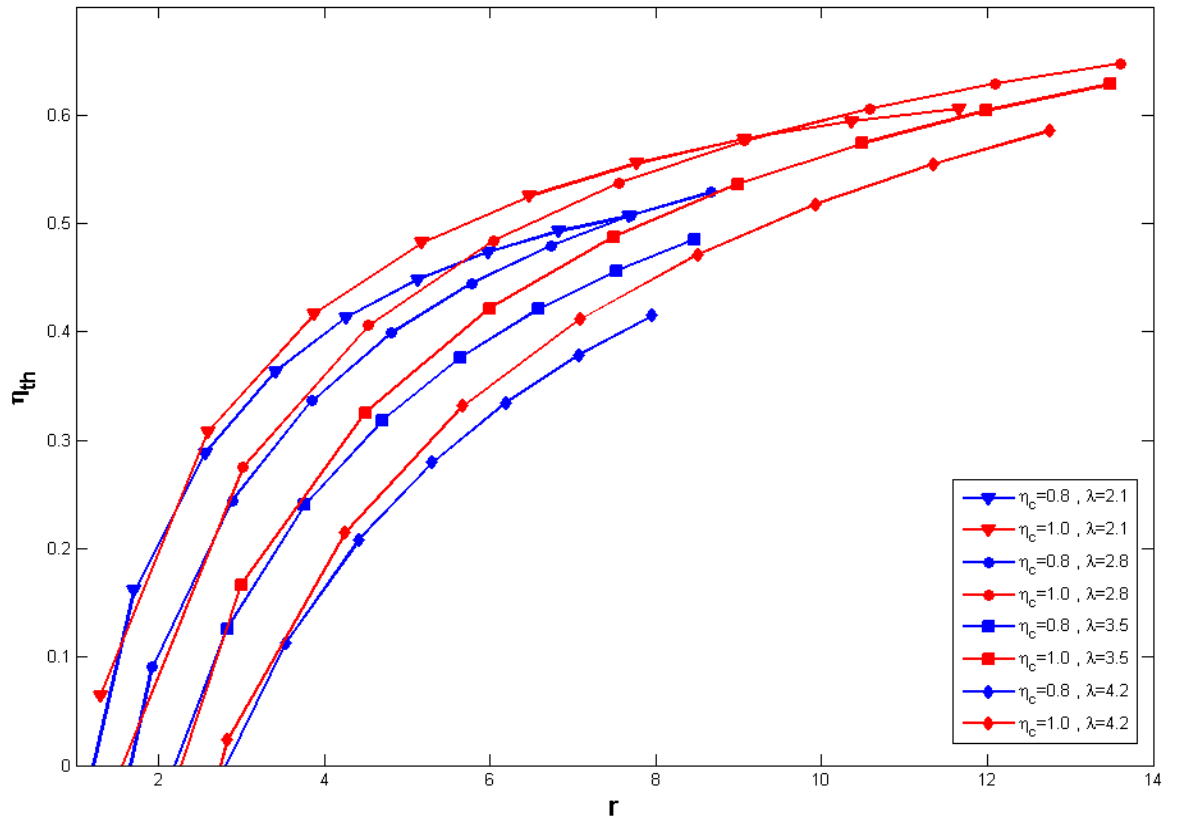


Şekil 6.2.3: Yanma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – İş ilişkisi

6.3. Sıkıştırma Oranı – Isıl Verim Arasındaki İlişkiler

6.3.1. Sıkıştırma Verimine Bağlı İlişki

Sıkıştırma verimi arttıkça, aynı ısı verimi elde etmek için gereken sıkıştırma oranı düşmektedir. Hava fazlalık katsayısının düşük değerlerinde sıkıştırma verimi etkisi daha belirgin ortaya çıkmaktadır. Sıkıştırma oranının yaklaşık “ $r = 9$ ” değerine kadar olan çalışma koşullarında hava fazlalık katsayısı arttıkça belli bir ısı verimi elde etmek için gerekli olan sıkıştırma oranı değeri yükselmektedir. Sıkıştırma oranı “ $r = 9$ ” değerini aştıkça, hava fazlalık katsayısının “ $\lambda = 2.8$ ” olduğu çalışma durumu en uygun sonuçları vermektedir.

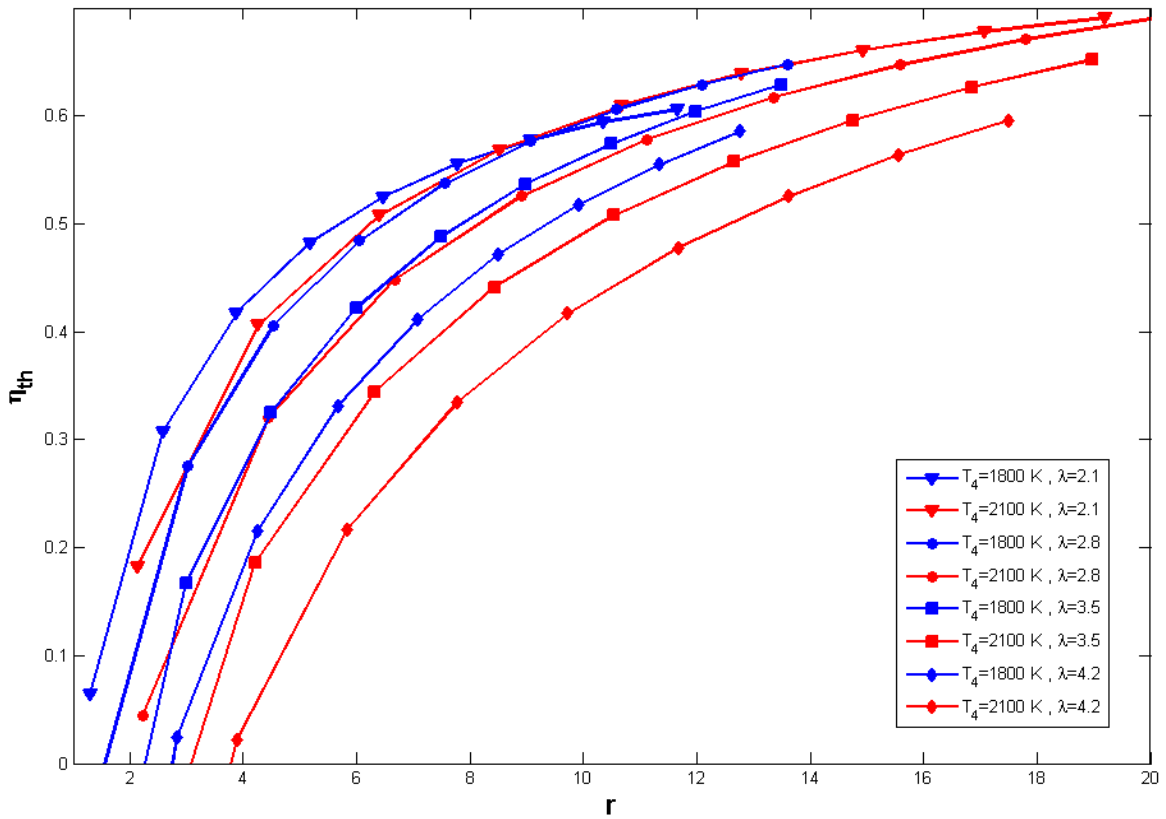


Şekil 6.3.1: Sıkıştırma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – Isıl Verim ilişkisi

6.3.2. Azami Çevrim Sıcaklığına Bağlı İlişki

Hava fazlalık katsayısının yüksek olduğu çalışma durumlarında, sıcaklığın etkisi daha fazla olarak gözlemlenmektedir. Sıcaklığın artması aynı çalışma koşullarında, belirli bir ısı verimi elde etmek için daha yüksek sıkıştırma oranlarına ihtiyaç duymaktadır.

Aynı en yüksek çevrim sıcaklığı değerlerinde çalışan, farklı hava fazlalık katsayılarına bakıldığında, bu katsayının artması ısı verimi düşürmektedir. Fakat 1800 K sıcaklığındaki şartlara bakıldığında sıkıştırma oranının “ $r = 9$ ” değerinden sonraki değerleri için hava fazlalık katsayısının “ $\lambda = 2.8$ ” olduğu durum en uygun ısı verimi sağlamaktadır.

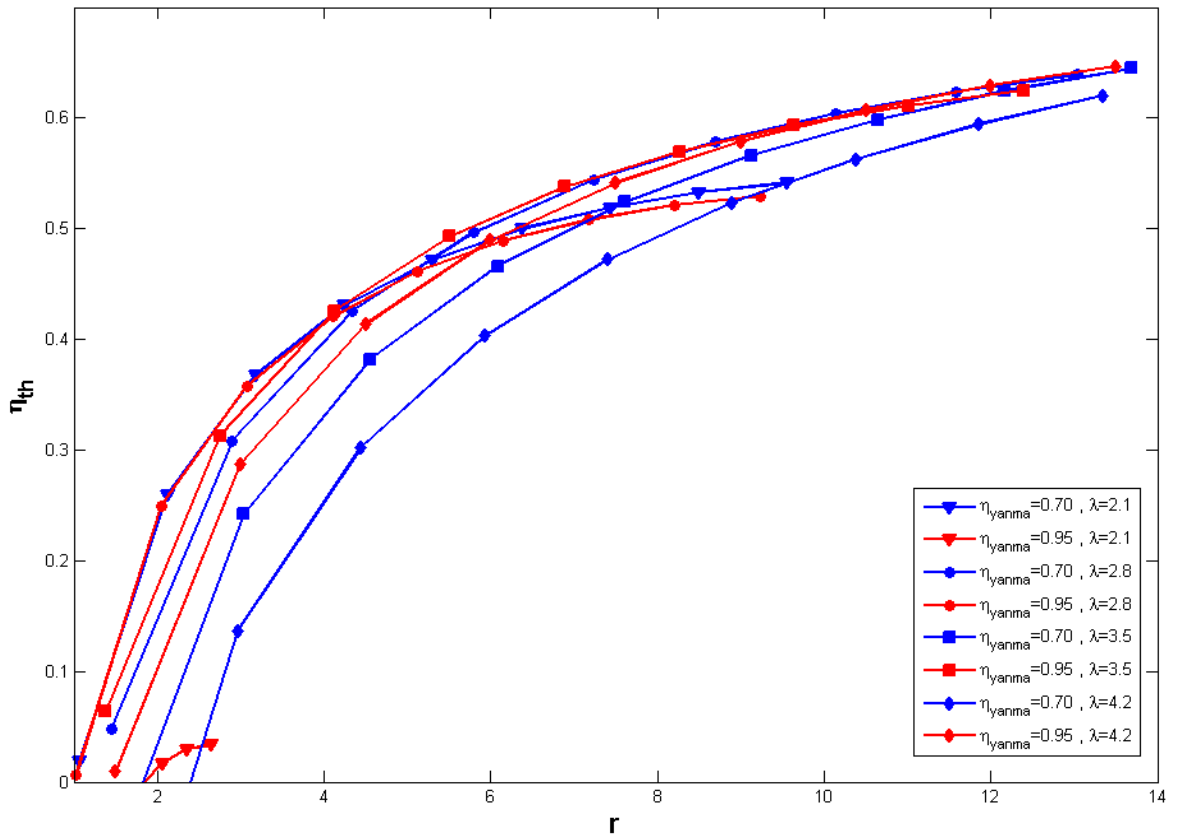


Şekil 6.3.2: Azami sıcaklığa göre, Sıkıştırma Oranı – Isıl Verim ilişkisi

6.3.3. Yanma Verimine Bağlı İlişki

Hava fazlalık katsayısının düşük değerlerinde ($\lambda \leq 2.1$) yanma veriminin artması ısı verimi olumsuz etkilemektedir ve etki boyutu büyüktür.

Hava fazlalık katsayısının yüksek değerlerinde ve yüksek sıkıştırma oranlarında yanma veriminin etkisinde azalma gözlemlenmektedir. Sıkıştırma oranı azaldıkça bu etki artış göstermektedir. Hava fazlalık katsayısının “ $\lambda = 2.8$ ” olduğu çalışma durumunda sıkıştırma oranı “ $r = 4$ ” noktasına kadar yüksek yanma verimi en uygun ısı verimi sağlarken, bu değerin üstündeki sıkıştırma oranlarında düşük yanma verimlerinde en uygun ısı verim elde edilmektedir.



Şekil 6.3.3: Yanma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – Isıl Verim ilişkisi

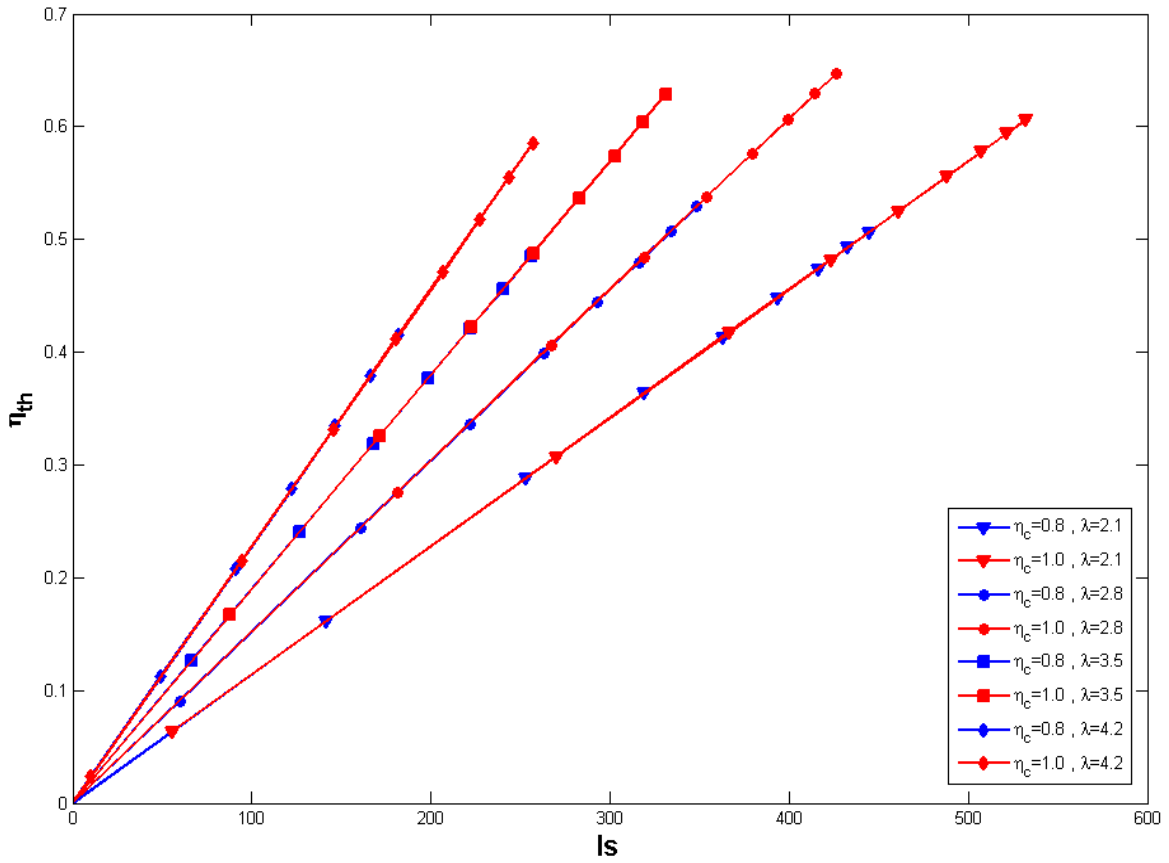
6.4. Isıl Verim – İş Arasındaki İlişkiler

6.4.1. Sıkıştırma Verimine Bağlı İlişki

Mevcut grafiğe göre ısı verim ve iş arasında doğrusal bir ilişki gözlemlenmektedir.

Ayrıca sıkıştırma verimindeki değişimin bu ilişkiyi değiştirmedeği görülmektedir.

Hava fazlalık katsayısındaki artış ise aynı ısı verimde daha az iş üretilmesine neden olmaktadır.

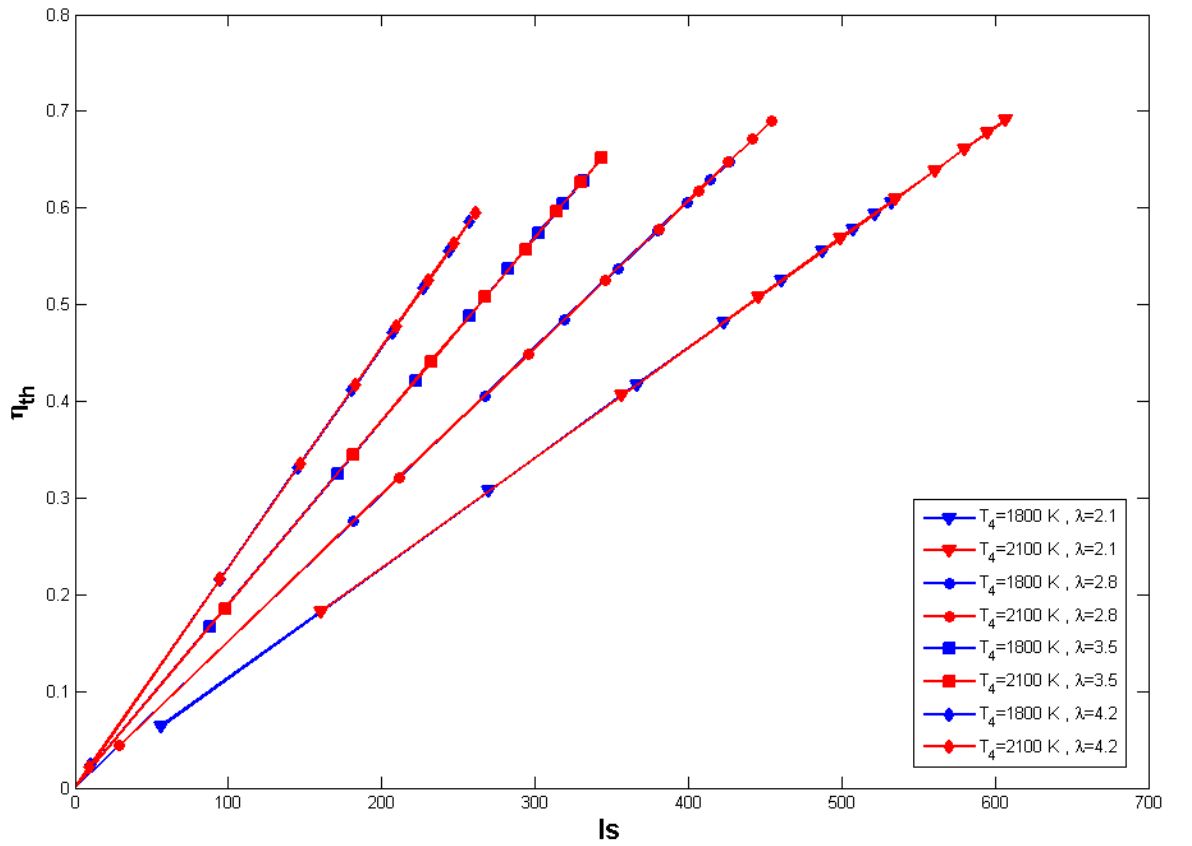


Şekil 6.4.1: Sıkıştırma verimine göre, Isıl Verim – İş ilişkisi

6.4.2. Azami Çevrim Sıcaklığına Bağlı İlişki

Bir önceki grafikte benzer olarak ısı verim ve iş arasında doğrusal bir ilişki gözlemlenmektedir. Burada da azami sıcaklık değerindeki değişimin bu ilişkiyi değiştirmedeği görülmektedir.

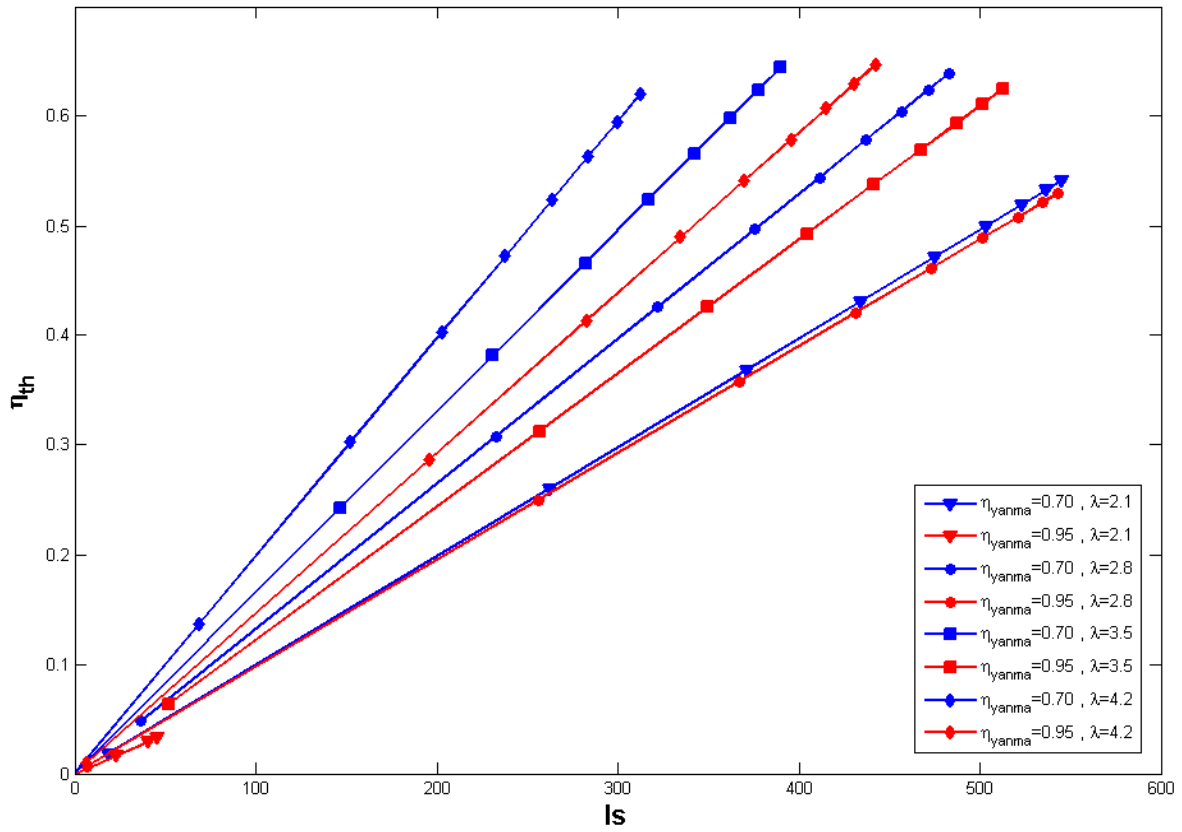
Yine benzer olarak, hava fazlalık katsayısındaki artış, aynı ısı verimde daha az iş üretilmesine neden olmaktadır.



Şekil 6.4.2: Azami sıcaklığa göre, Isıl Verim – İş ilişkisi

6.4.3. Yanma Verimine Bağlı İlişki

Bu ilişkinin incelendiği aşağıdaki grafikte, önceki iki grafikten farklı olarak, buradaki inceleme parametresi olan yanma veriminin sonuçlar üzerinde belirgin bir etkisi olduğu görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının etkisinin önceki iki grafiğe benzer biçimde oluşmasının yanı sıra, yanma verimi arttıkça belli değerdeki ısı veriminden elde edilen iş değeri artmaktadır. Grafiğe göre en uygun çalışma parametresi “ $\eta_{yanma} = 0.95$ ” ve “ $\lambda = 2.8$ ” değerlerinin ortaya koyduğu durumdur.



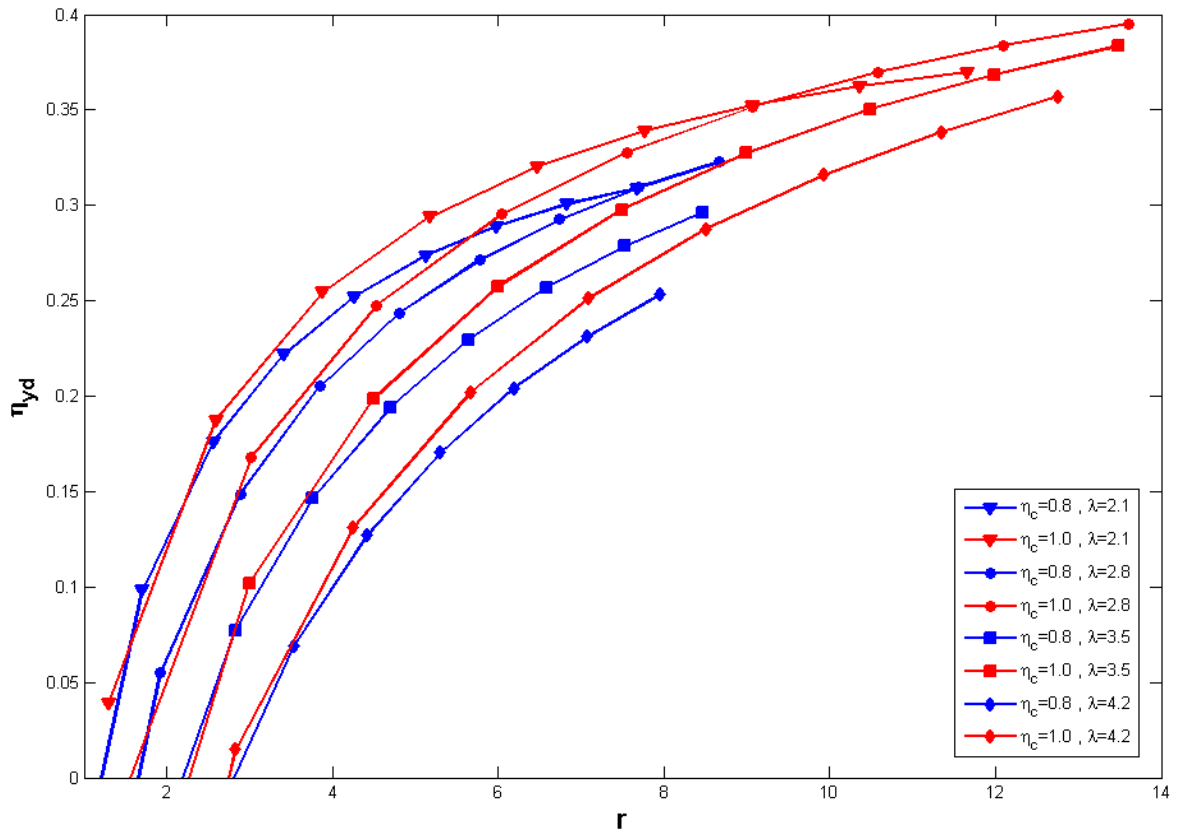
Şekil 6.4.3: Yanma verimine göre, Isıl Verim – İş ilişkisi

6.5. Sıkıştırma Oranı – Yakıt Dönüşüm Verimi Arasındaki İlişkiler

6.5.1. Sıkıştırma Verimine Bağlı İlişki

Yakıt dönüşüm verimi temel alınarak çevrim incelendiğinde, sıkıştırma verimindeki artışın grafikte belirtilen çalışma koşullarında olumlu etki yaptığı görülmektedir. Sıkıştırma verimi arttıkça daha düşük sıkıştırma oranlarında yüksek yakıt dönüşüm verimi elde edilmektedir.

Hava fazlalık katsayısına göre bir değerlendirme yapılacak olursa, bu katsayının artması durumunda aynı yakıt dönüşüm verimi için daha yüksek sıkıştırma oranlarına gereksinim duyulmaktadır.

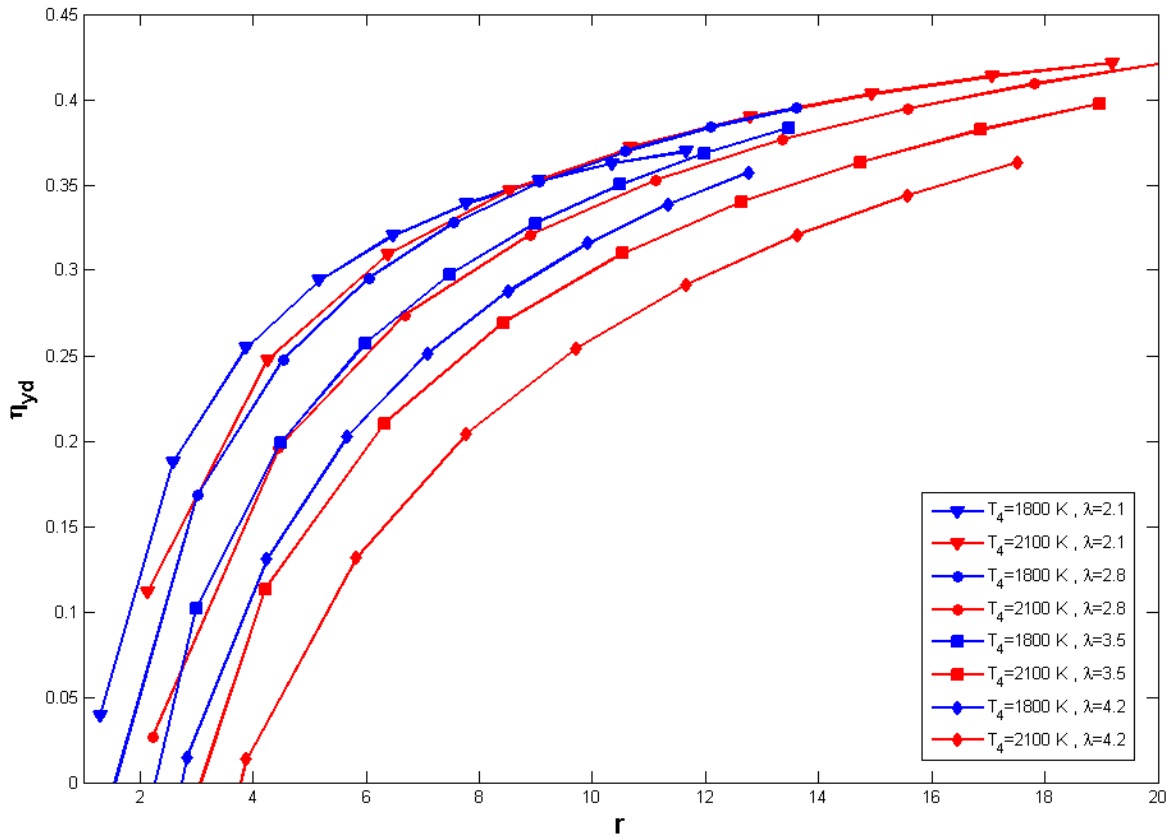


Şekil 6.5.1: Sıkıştırma verimine göre, S. Oranı – Y. Dönüşüm Verimi ilişkisi

6.5.2. Azami Çevrim Sıcaklığına Bağlı İlişki

Yakıt dönüşüm verimi – sıkıştırma oranı ilişkilerinde çevrim azami sıcaklığı ve hava fazlalık katsayısı parametrelerine göre inceleme yapıldığında, sıcaklık artışı ile hava fazlalık katsayısı artışının benzer etkiyi yarattığı görülmektedir. Bu iki parametredeki artışın da aynı yakıt dönüşüm veriminin elde edilmesinde daha yüksek sıkıştırma oranı ihtiyacını doğurmaktadır.

Ayrıca hava fazlalık katsayısı arttıkça sıcaklığın yarattığı etki de büyümektedir. Bu durum aynı hava fazlalık katsayılarını gösteren eğriler arasındaki mesafenin sıcaklık artışına göre arttığı görülebilmektedir.

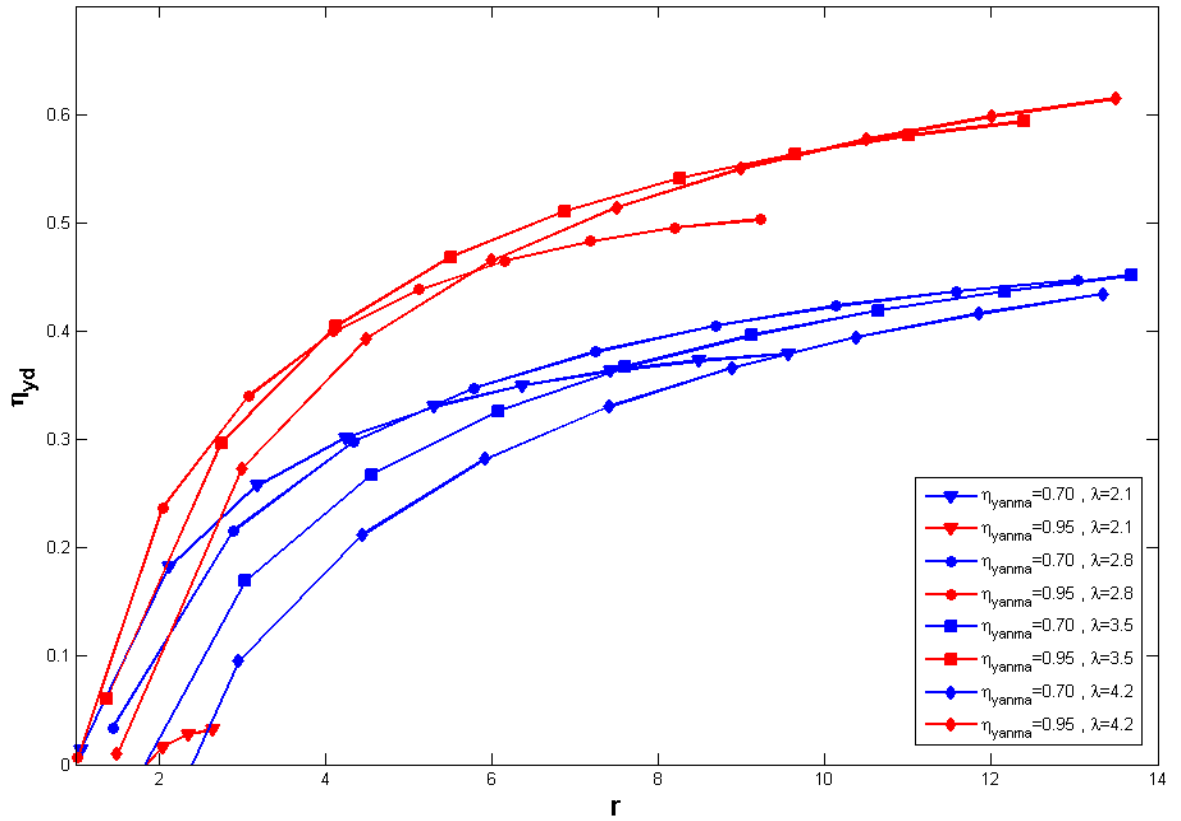


Şekil 6.5.2: Azami sıcaklığa göre, Sıkıştırma Oranı – Y. Dönüşüm Verimi ilişkisi

6.5.3. Yanma Verimine Bağlı İlişki

Bu ilişkiyi gösteren grafikte dikkati çeken en belirgin durum yanma veriminin yakıt dönüşüm verimi üzerindeki belirgin etkisidir. Yanma veriminin artması ile belirli bir yakıt dönüşüm verimini elde edebildiğimiz sıkıştırma oranı gereksinimi düşmektedir.

Ayrıca yanma verimindeki artış, hava fazlalık katsayısının çevrimde yarattığı etkiyi düşürmektedir. Bu durumda aynı yanma verimini gösteren eğrilerin arasındaki fark azalmaktadır.



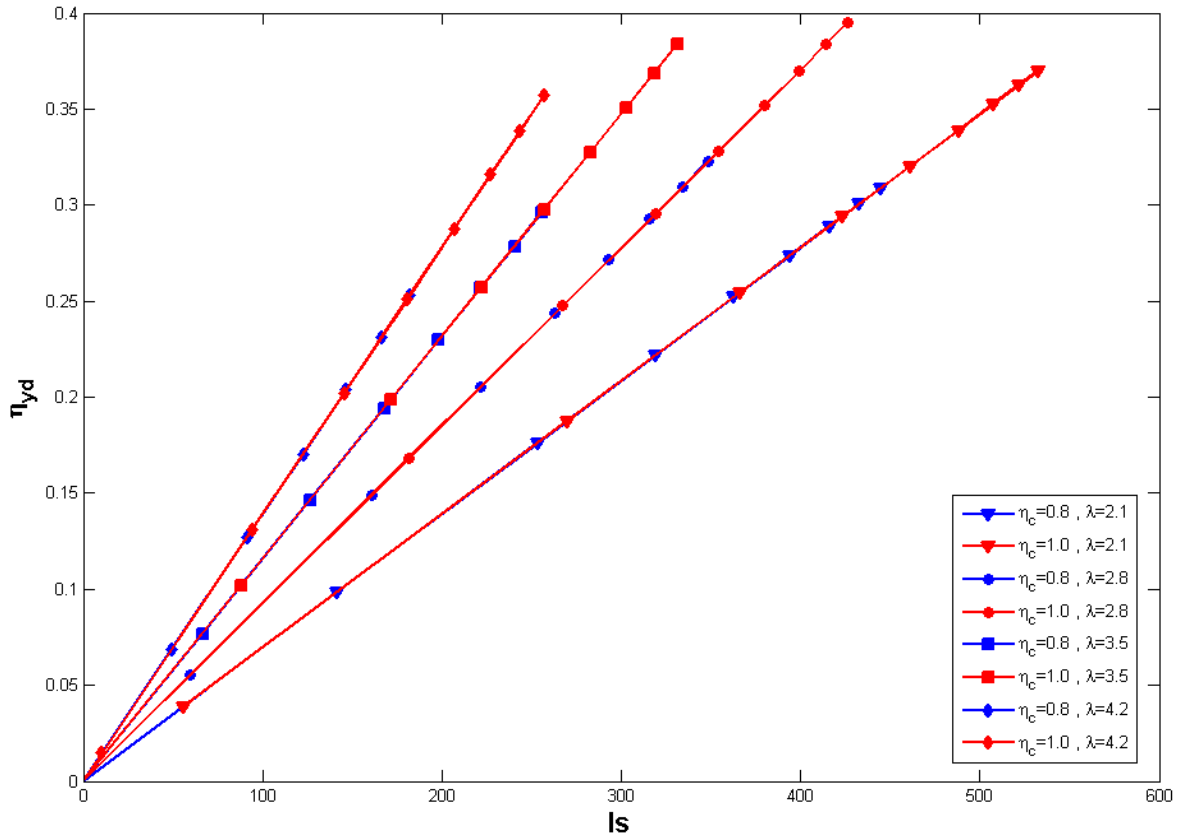
Şekil 6.5.3: Yanma verimine göre, Sıkıştırma Oranı – Y. Dönüşüm Verimi ilişkisi

6.6. İş – Yakıt Dönüşüm Verimi Arasındaki İlişkiler

6.6.1. Sıkıştırma Verimine Bağlı İlişki

Sıkıştırma veriminin, yakıt dönüşüm verimi – iş ilişkisinde bir etkisi söz konusu değildir. Fakat hava fazlalık katsayısındaki artış, yakıt dönüşüm verimi – iş arasındaki doğrusal karakterli ilişkiyi ters yönde etkilemekte; bu katsayının artışı aynı işi elde etmek için daha fazla yakıt dönüşüm verimine ihtiyaç açığa çıkarmaktadır.

Ayrıca grafikten görüldüğü üzere hava fazlalık katsayısı azaldıkça yarattığı etki artmaktadır.

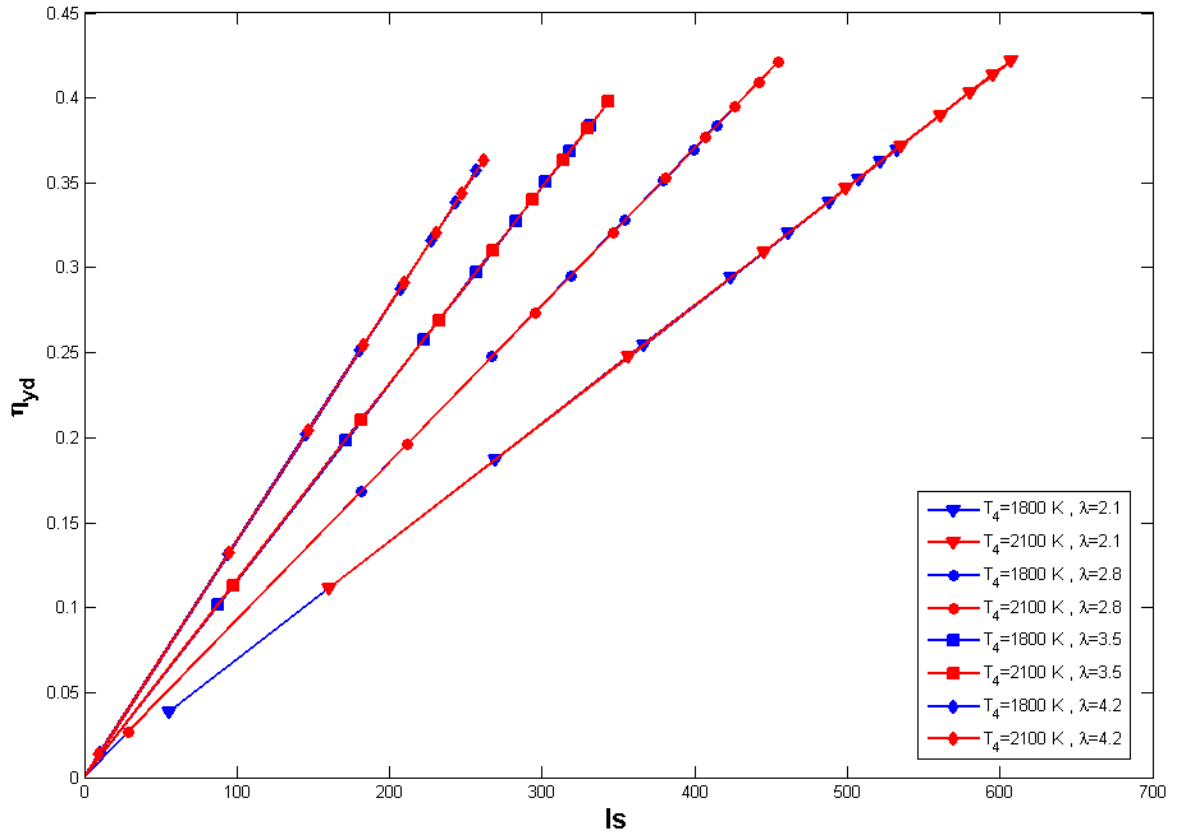


Şekil 6.6.1: Sıkıştırma verimine göre, İş – Yakıt Dönüşüm Verimi ilişkisi

6.6.2. Azami Çevrim Sıcaklığına Bağlı İlişki

Bir önceki analizle benzer sonuçları gösteren bu ilişki incelendiğinde, aynı şekilde çevrim azami sıcaklığının, yakıt dönüşüm verimi – iş ilişkisinde bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Burada da hava fazlalık katsayısındaki artış, yakıt dönüşüm verimi – iş arasındaki doğrusal karakterli ilişkiyi ters yönde etkilemekte; bu katsayının artışı aynı işi elde etmek için daha fazla yakıt dönüşüm verimini gerektirmektedir.

Ayrıca bu grafikten de görüldüğü üzere hava fazlalık katsayısı azaldıkça yarattığı etki artmaktadır.

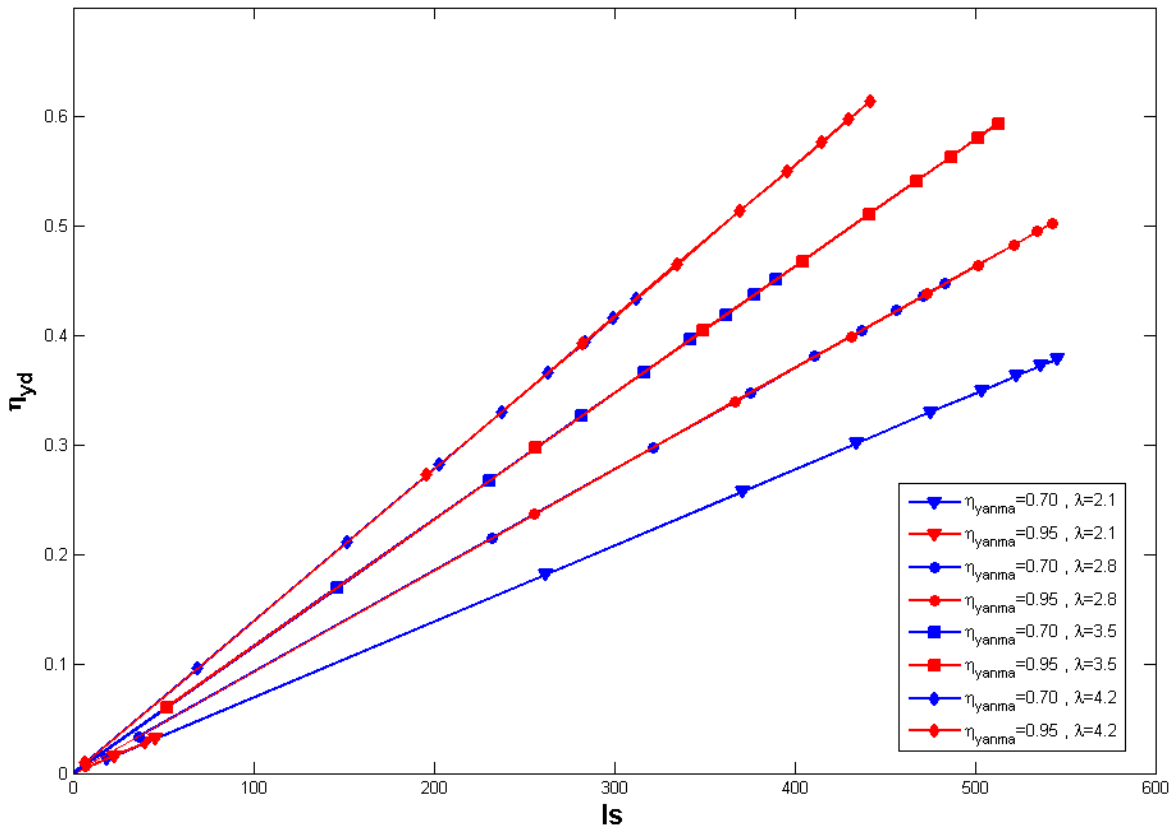


Şekil 6.6.2: Azami sıcaklığa göre, İş – Yakıt Dönüşüm Verimi ilişkisi

6.6.3. Yanma Verimine Bağlı İlişki

Yine önceki analizlerle benzer sonuçları gösteren bu ilişki incelendiğinde, aynı şekilde yanma veriminin, yakıt dönüşüm verimi – iş ilişkisinde bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Burada da hava fazlalık katsayısındaki artış, yakıt dönüşüm verimi – iş arasındaki doğrusal karakterli ilişkiyi ters yönde etkilemekte; bu katsayının artışı aynı işi elde etmek için daha fazla yakıt dönüşüm verimini gerektirmektedir.

Ayrıca bu grafikten de görüldüğü üzere hava fazlalık katsayısı azaldıkça yarattığı etki artmaktadır.



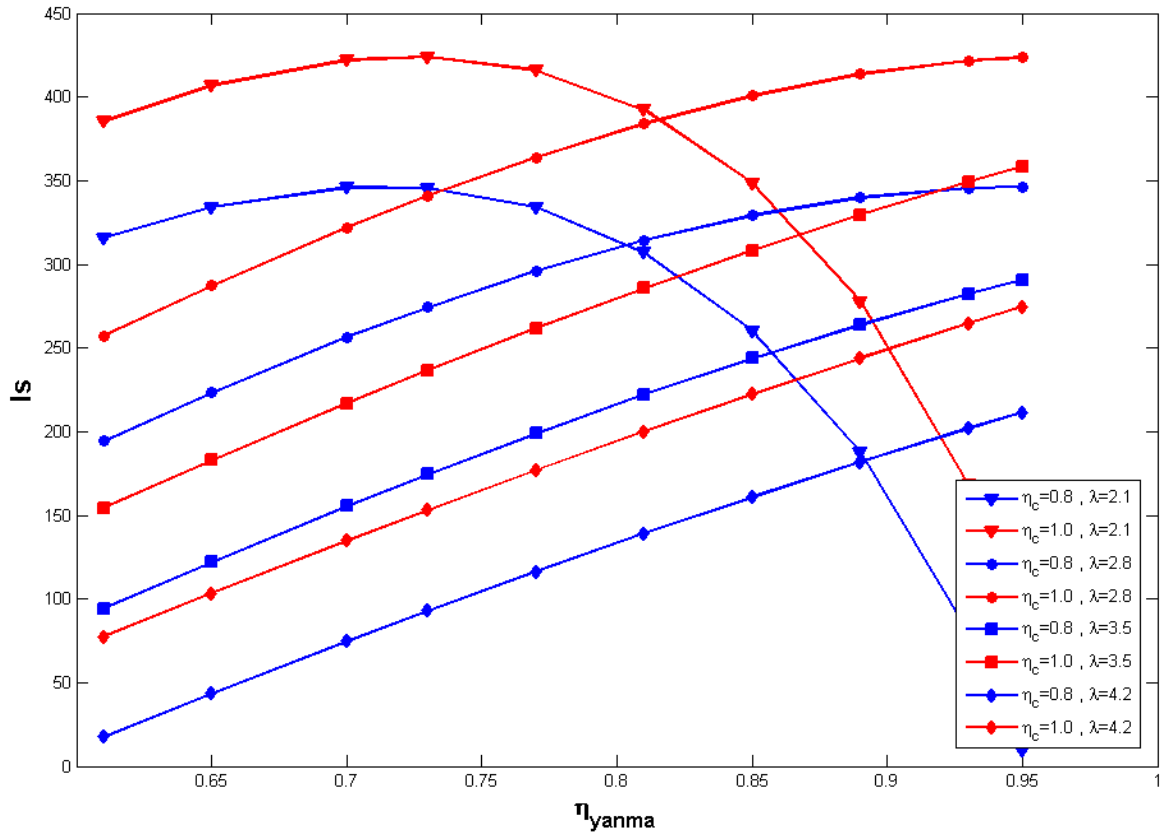
Şekil 6.6.3: Yanma verimine göre, İş – Yakıt Dönüşüm Verimi ilişkisi

6.7. İş – Yanma Verimi Arasındaki İlişkiler

6.7.1. Sıkıştırma verimine bağlı, genişleme verimi $\eta_e = 0.8$ durumundaki ilişki

Yanma verimi – iş arasındaki ilişkiyi gösteren bu grafikte görülebileceği üzere, hava fazlalık katsayısındaki artış işi olumsuz etkilemektedir. Aynı değerdeki işi elde etmek için gerekli olan yanma verimi değeri artmaktadır. “ $\lambda = 2.1$ ” durumunda ve “ $\eta_{yanma} = 0.73$ ” olduğunda azami iş elde edilmektedir. Sıkıştırma verimindeki artış da işi olumlu yönde etkilemektedir.

Bu durumların incelendiği aşağıdaki grafiğin gösterdiği çalışma koşullarında izantropik genişleme verimi “ $\eta_e = 0.8$ ” değerinde alınmıştır.

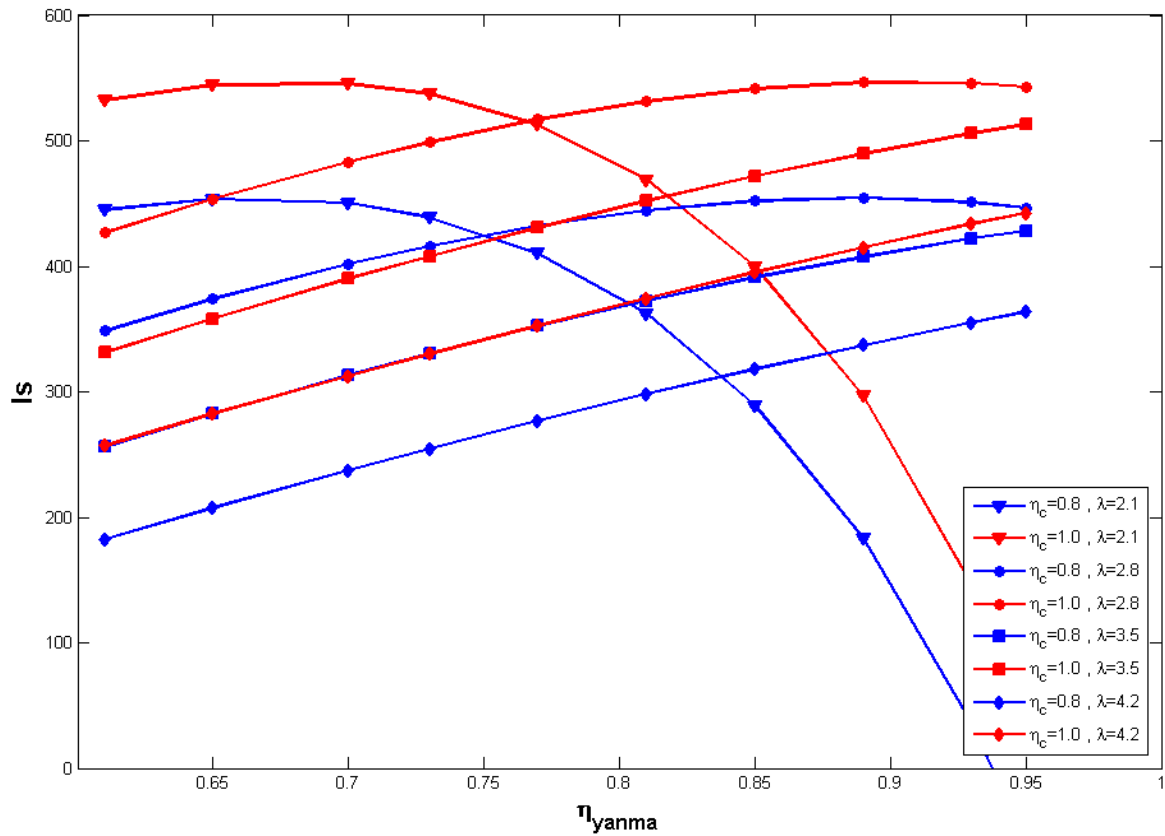


Şekil 6.7.1: Sıkıştırma verimine göre, İş – Yanma Verimi ilişkisi ($\eta_e = 0.8$)

6.7.2. Sıkıştırma verimine bağı, genişleme verimi $\eta_e = 1.0$ durumundaki ilişki

Bir önceki grafikte aynı parametrelerin etkisinin incelendiği durumdan farklı olarak bu kez genişleme verimi “ $\eta_e = 1.0$ ” olarak alınmış ve etkisi gözlemlenmiştir. Bu verimdeki artış iş değerlerinde belirgin bir artış sağlamış, ayrıca maksimum iş için gerekli yanma verimi değerlerini de biraz geriye çekmiştir.

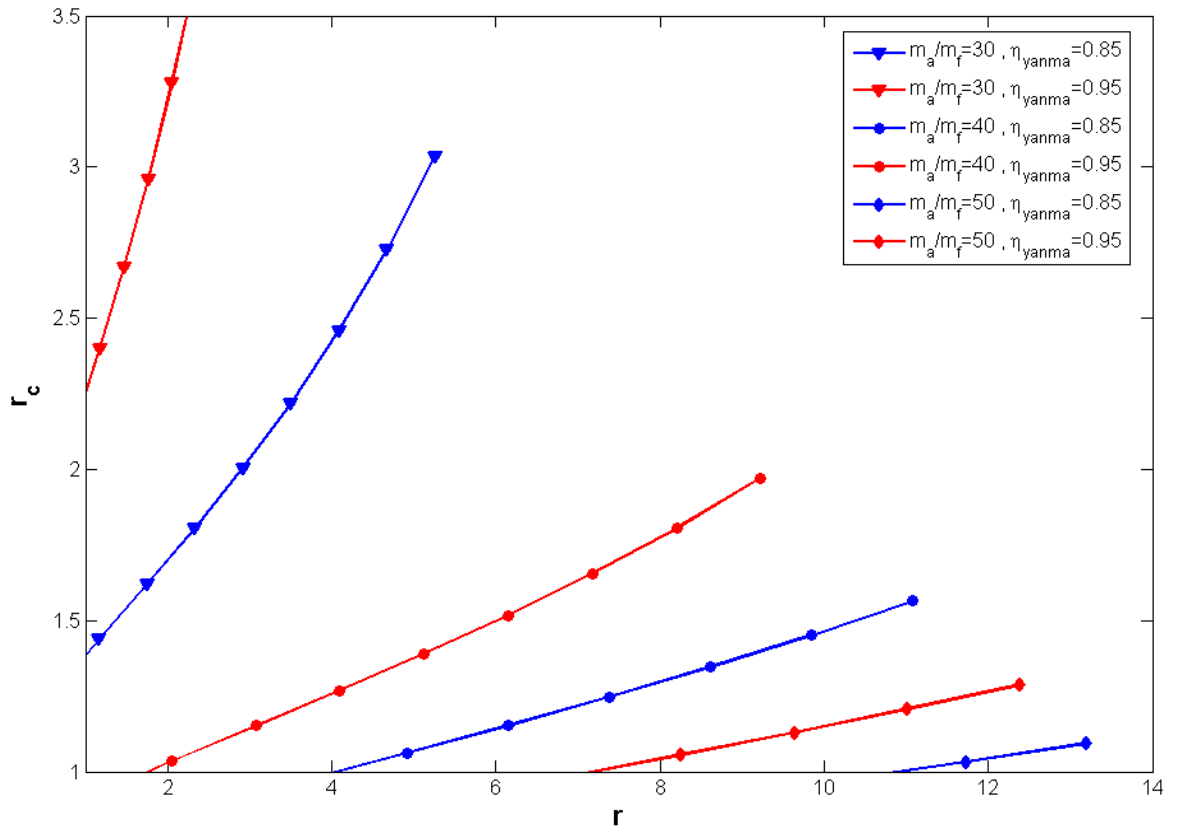
Sıkıştırma veriminin etkisi de daha belirgin olarak ortaya çıkmış, bu parametrenin değişimi eğriler arasındaki farkın daha çok olmasını sağlamıştır.



Şekil 6.7.2: Sıkıştırma verimine göre, İş – Yanma Verimi ilişkisi ($\eta_e = 1.0$)

6.8. Sıkıştırma Oranı – Kesme Oranı Arasındaki İlişkiler

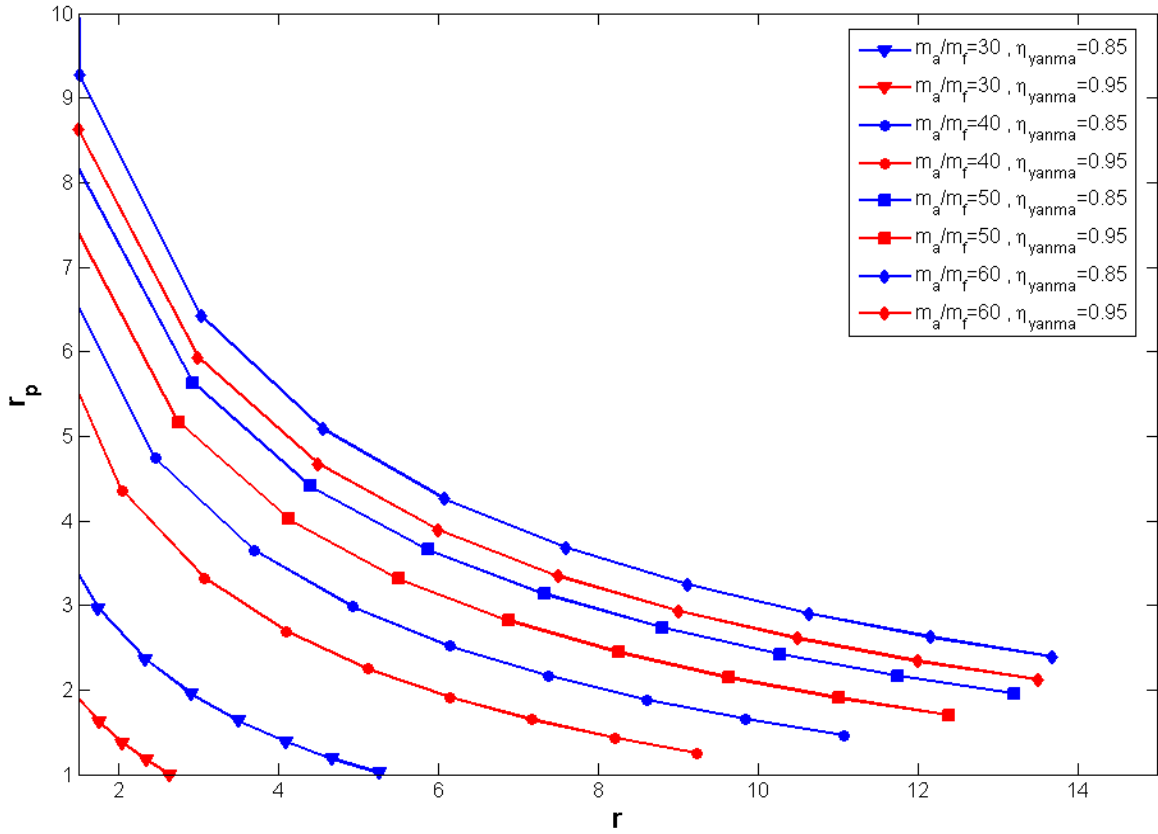
Kesme oranı ve sıkıştırma oranı arasındaki ilişkiyi ortaya koyan aşağıdaki grafik incelendiğinde, yüksek sıkıştırma oranı değerlerine ulaşmak için gereken kesme oranları değerleri düşüş göstermektedir. Bu durumda eğrilerin eğimleri azalmaktadır. Fakat aynı çalışma koşullarında sıkıştırma oranının artması kesme oranı değerlerini de arttırmaktadır. Hava – yakıt oranındaki artış bu durumu etkileyen bir özelliktir. Yanma verimi artması ters etki yaptığından yüksek kesme oranları ve düşük sıkıştırma verimleri elde edilmektedir. Hava yakıt oranı artışı ise düşük kesme oranları ve yüksek sıkıştırma oranlarını elde ettirmektedir.



Şekil 6.8: Sıkıştırma Oranı – Kesme Oranı ilişkisi

6.9. Sıkıştırma Oranı – Basınç Oranı Arasındaki İlişkiler

Basınç oranının sıkıştırma oranı üzerine etkisi incelenirse, kesme oranının etkisine ters olarak basınç oranı artan hava – yakıt oranlarında artış göstermektedir. Sıkıştırma oranı arttıkça basınç oranı da düşüş göstermektedir. Yüksek sıkıştırma oranları elde etmek için, düşük basınç oranı ve yüksek hava fazlalık katsayısı gerekmektedir.



Şekil 6.9: Sıkıştırma Oranı – Basınç Oranı ilişkisi

6.10. Genel Değerlendirme ve Öneriler

Bu çalışmada ideal hava çevrimleri ışığında termodinamik verim analizleri yapılmış ve bazı önemli parametrelerin çevrim içindeki etkileşimleri grafiksel metotlarla incelenmiştir. Konunun giriş kısmında içten yanmalı motorların icadından günümüze kadarki mevcut çalışmalardan bahsedilmiş, çağımızın önemli sorunları olan çevre kirliliği ve küresel ısınma olgusunun etkilerinden kurtulmak için yapılan araştırmaların üzerinde durulmuştur. Bu sebeptendir ki çalışmada da bahsi geçtiği üzere önceleri sadece güç yoğunluğu ve işletme/onarım maliyetleri üzerinde durulurken, günümüzdeki çevre sorunları yüzünden emisyon ve egzoz gazı kontrolü, verim maksimizasyonu gibi konuların önemi artmıştır. Bu sebeple bu konularda günümüze kadar yapılmış olan çalışmalar incelenmiş ve araştırma yöntemleri analiz edilmiştir.

Mühendislikte karmaşık yöntemlerin çözümlenmesinde kullanılan basit modelleme yöntemi bu çalışmada da temel alınmış ve ideal hava çevrimleri incelenmiştir. İçten yanmalı motorların analizi karmaşık ve çözümü zor problemlerin üstesinden gelinmesini gerektirir. Termodinamik açıdan denge haline ulaşmak için yeterli zaman olmaması, sürtünmeden doğan kayıplar gibi faktörler, içten yanmalı motorların analizinde kolaylaştırılmış fakat gerçeğe oldukça yakın sonuçlar için ideal hava çevrimleri ile çalışmayı gerektirir.

Dolayısıyla çalışmada önce ideal hava çevrimleri ve bunların prensipleri incelenmiş, asıl model olarak da Otto ve Diesel çevriminin bir karma hali biçimindeki ikili ideal çevrim (dual cycle) ele alınmıştır.

İkili ideal çevrim analizinde sisteme sağlanan yakıt debisi sabit kabul edilmiş, bahse konu yakıt enerjisinin bir kısmı sabit hacimde, geriye kalan kısmının ise sabit basınçta çevrime girdiği varsayılmıştır. Eksik yanma sebebiyle her iki kısımda da belli yakıt yüzdesinin yakılmadan sistemden kayıp (israf) olarak atıldığı düşünülmüştür. Yakıt olarak hafif Diesel seçilmiş ve bu yakıta ait temel özellikler hesaplara aktarılmıştır. (Stokiyometrik hava – yakıt oranı 14,5 olduğundan analizlerde bu değeri de içerecek şekilde değer aralığı 14,5 – 70 olarak alınmıştır.

Sisteme giren yakıtın belli bölümünün yakılmadan kayıp olarak atıldığı varsayılmıştı. Bu durumda bir yanma verimi tanımlanmış ve toplam yakıt enerjisinin sisteme giren yakıt enerjisine oranı olarak gösterilmiştir. Ayrıca sıkıştırma ve genişleme

işlemlerinden gelen tersinmezlikler dikkate alınmış, kompresör ve türbinlerin modellemelerinde kullanılan izantropik bağıntılar ile izantropik sıkıştırma ve genişleme verimleri tanımlanmıştır.

Sisteme giren ve çıkan ısı enerjisi arasındaki fark iş terimini vermektedir. Bu terimin sisteme giren enerjiye oranına da ısı verim adı verilmiştir. Son olarak ısı verim ve yanma veriminin çarpımı ile tanımlanan ve adına yakıt dönüşüm verimi denilen parametre tanımlanmış, mevcut parametreler üzerinden analiz yapılmıştır.

Analizde kullanılan MATLAB yazılımı temelinde belirli parametreler sabit alınmış, diğer parametreler çevrim döngüsü içinde belli limitler sahilinde sayı dizileri olarak belirlenmiştir. Isıl verim, tersinmez iş, kesme oranı, basınç oranı ve yakıt dönüşüm verimi tanımları; izantropik sıkıştırma ve genişleme verimi, maksimum ve minimum sıcaklık, yanma verimi ve hava – yakıt karışım oranı parametrelerine bağlı olarak tanımlanmıştır. Gerçek ikili çevrim değerlerine yaklaşabilmek için sıkıştırma oranı terimi kısıtlamalara tabi tutulmuş ve belirli bir üst değerde sınırlandırılmıştır. Bunu sağlayan kısıtlar çevrim modellemesindeki belli sıcaklıkların birbirine göre büyük veya eşit olması gerektiğinden ileri gelmektedir.

Elde edilen sonuçlarda, sıkıştırma verimi değerindeki değişimler göz önüne alınacak olursa, bu değerdeki artışın sıkıştırma oranı değerlerini arttırdığı ve düşük yanma verimi değerlerinde bile optimum çalışma koşullarının sağlanabildiği görülmüştür. Ayrıca sıkıştırma verimi artışı iş değerlerinde de artışa neden olmaktadır. Hava fazlalık katsayısının düşük değerlerinde bu verimin önemi artmaktadır. Sıkıştırma verimi, ısı verim – iş ve yakıt dönüşüm verimi – iş arasındaki bağlantıları etkilememekte olup, yanma verimi – iş arasındaki ilişkide ise önemli bir etkiye sahiptir. Bu etki, sabit yanma verimi altında çalışan bir sistemde sıkıştırma veriminin artışının, iş değerinde de artış sağlaması şeklindedir.

Hava – yakıt oranı yanma verimine doğrudan etki sağlamakta ve çevrim değerlerini etkilemektedir. Karışımındaki hava oranının artması, aynı değerdeki işi elde etmek için daha yüksek yanma verimlerine gereksinim ortaya çıkarmaktadır. Ayrıca bu değer, kesme oranı – sıkıştırma oranı ve basınç oranı – sıkıştırma oranı ilişkileri üzerinde de etkilidir. Sıkıştırma oranı – kesme oranı ilişkisinde hava – yakıt oranının artması kesme oranı değerlerini düşürmekte, sıkıştırma oranlarını yükseltmektedir. Sıkıştırma

oranı – basınç oranı ilişkisinde ise hava – yakıt oranının artması, basınç oranı değerlerinde artış sağlamaktadır.

Yanma verimi incelenen tüm durumlar için önemli etkiye sahip bir parametredir. Bu parametrenin yüksek değerleri, ısı verim ve yakıt dönüşüm veriminde artışa neden olmaktadır. Özellikle yakıt dönüşüm verimi – sıkıştırma oranı ilişkisinde bu değerdeki düşmeler yakıt dönüşüm verimini düşük değerlere çekmektedir. Yanma verimi ise büyük oranda çevrim azami sıcaklığı değerinin etkisi altındadır. Yüksek sıcaklıklarda yüksek yanma verimleri sağlanabilir. Bahse konu bu azami sıcaklık değeri çevrim limit değerleri için etkileyici bir faktördür.

Bu çalışma, basitleştirilmiş şartlarda bir içten yanmalı motorun verim analizini ortaya koymaktadır. Alınan sonuçlar motor üreticileri için temel parametrelerin etkileşimleri açısından önem arz etmekte, yapılacak ileriki projelere ışık tutmaktadır. Benzer ve daha da geliştirilmiş çalışmalarda, entropi kavramının eklenmesi ve sürtünme kayıplarının da hesaba katılmasıyla daha karmaşık fakat gerçeğe yakın durumlar incelenebilir. Farklı fiziksel ve kimyasal özelliklerdeki yakıtların sisteme yaratacağı etkiler incelenerek çalışma etki alanı genişletilebilir. Uygun ölçekli ve uygulanabilir bir deney platformunda teorik olarak üzerinde durulan bu analizlerin deney çalışması yapılarak pratikteki koşullar hakkında bilgi sahibi olunabilecektir. Analizlerde ortaya çıktığı üzere, yanma verimi parametresi üzerinde çok önemli bir etkisi olan çevrim azami sıcaklığı değeri, gelişen malzeme teknolojileri sayesinde çok üst değerlerde tutulabilecek ve yüksek verimli, düşük emisyonlu gelişmiş motorlar üretilebilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] **Mozurkewich, M., Berry R. S.,** 1981. Optimal paths for thermodynamic systems: The ideal Otto cycle. The University of Chicago, Chicago.
- [2] **Hoffman, K. H., Watowich S. J., Berry, R. S.,** 1985. Optimal paths for thermodynamic systems: The ideal Diesel cycle. The University of Chicago, Chicago.
- [3] **Klein, S. A.,** 1990. An Explanation for Observed Compressin Ratios in Internal Combustion Engines. University of Wisconsin-Madison, Wisconsin.
- [4] **Chen, L., Zeng, F., Sun, F., Wu, C.,** 1996. Heat Transfer Effects on Net Work and/or Power as Functions of Efficiency for Air-Standard Diesel Cycles. U.S. Naval Academy, Annapolis.
- [5] **Chen, L., Wu, C., F., Sun, F., Cao, S.,** 1996. Heat Transfer Effects on Net Work and/or Power as Functions of Efficiency for Air-Standard Otto Cycles. U.S. Naval Academy, Annapolis.
- [6] **Ishida, M., Chuang, C.,** 1996. New Approach to Thermodynamics, *Conferences on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Enviromental Aspects of Energy Systems*, Stockholm, June 25-27.
- [7] **Leites, L. I.,** 1996. Calculation of Exergy of Nonideal Systems and Principle of Counteraction for Energy Saving, *Conferences on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Enviromental Aspects of Energy Systems*, Stockholm, June 25-27.
- [8] **Öztürk, A.,** 1996. Teaching Second Law Without Entropy, *Conferences on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Enviromental Aspects of Energy Systems*, Stockholm, June 25-27.
- [9] **Gyftopoulos, E. P.,** 1996. Fundamentals of Analyses of Processes, *Conferences on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Enviromental Aspects of Energy Systems*, Stockholm, June 25-27.
- [10] **Lin, J., Chen, L., Wu, L., Sun, F.,** 1999. Finite-Time Thermodynamic Performance of a Dual Cycle. U.S. Naval Academy, Annapolis.
- [11] **Bhattacharyya, S.,** 1999. Optimizing an Irreversible Diesel Cycle – Fine Tuning of Compression Ratio and Cut-Off Ratio. University of Canterbury, Christchurch.
- [12] **Ishida, M.,** 1999. The Role and Limitations of Endoreversible Thermodynamics. Tokyo Institute of Technology, Yokohama.

- [13] **Gyftopoulos, E. P.**, 1999. Infinite Time (Reversible) versus Finite Time (Irreversible) Thermodynamics: A misconceived Distinction. Massachusetts Institute of Technology, Cambridge.
- [14] **Aragòn-González, G., Canales-Palma, A., Leòn-Galicia, A.**, 2000. Maximum Irreversible Work And Efficiency In Power Cycles.
- [15] **Akash, B. A.**, 2001. Effects of Heat Transfer on the Performance of an Air-Standard Diesel Cycle. College of Technology, University of Qatar, Doha.
- [16] **Zhao, Y., Lin, B., Zang, Y., Chen, J.**, 2006. Performance Analysis and Parametric Optimum Design of an Irreversible Diesel Heat Engine. Xiamen University, Xiamen.
- [17] **Chen, L., Ge, Y., Sun, F., Wu, C.**, 2006. Effects of Heat Transfer, Friction and Variable Specific Heats of Working Fluid on Performance of an Irreversible Dual Cycle. U.S. Naval Academy, Annapolis.
- [18] **Heywood, J.D.**, 1997. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York, McGraw – Hill.

ÖZGEÇMİŞ

Emre KARAMAN, 30 Ocak 1982 tarihinde İstanbul'da doğdu. İlköğrenimini Ankara'da tamamladıktan sonra Ankara Atatürk Lisesi'ni kazandı. Ortaokul hazırlık eğitimini müteakip, babasının görevi nedeniyle geldiği Gölcük'te Kocaeli Anadolu Lisesi'ne devam etti. Ardından lise ikinci sınıfı Bandırma Anadolu Lisesi'nde okuyarak, doğduğu şehir olan İstanbul'da Beşiktaş Atatürk Anadolu Lisesi'nden 2000 yılında mezun oldu.

Aynı yıl kazandığı İstanbul Teknik Üniversitesi'nde bir yıl İngilizce hazırlık programını takiben 2001 yılında Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi'nde mühendislik eğitime başladı. 2005 yılında "Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi" unvanı ile mezun oldu.

2005 Eylül ayında İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Gemi İnşaatı Mühendisliği Programı'nda yüksek lisans eğitime başlamıştır.

Emre KARAMAN İngilizce bilmektedir.