

ISI MAKİNALARI ÇEVİRİMLERİNİN PERFORMANS ANALİZLERİ

Ayşe Feyza DİNLER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ŞUBAT 2010
ANKARA**

ISI MAKİNALARI ÇEVİRİMLERİNİN PERFORMANS ANALİZLERİ

Ayşe Feyza DİNLER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ŞUBAT 2010
ANKARA**

Ayşe Feyza DİNLER tarafından hazırlanan ISI MAKİNALARI ÇEVİRİMLERİNİN
PERFORMANS ANALİZLERİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun
olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN

Tez Danışmanı, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. Can ÇINAR

Makina Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi



Tarih: 9 / 2 / 2010

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini
onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.



Ayşe Feyza DİNLER

ISI MAKİNALARI ÇEVİRİMLERİNİN PERFORMANS ANALİZLERİ**(Yüksek Lisans Tezi)****Ayşe Feyza DİNLER****GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ****Şubat 2010****ÖZET**

Isı makinalarının çevrimlerinin analizinin yapıldığı bu çalışmada içten yanmalı motorlarda kullanılan çevrimler dikkate alınmıştır. Bu çevrimler Otto çevrimi, Diesel çevrimi, karma çevrim, Atkinson çevrimi ve Miller çevrimidir. Bu çevrimlerin sonlu zaman termodinamiği yöntemi ile analizleri yapılmıştır. Analizler yapılırken değişken özgül ısılar kullanılmıştır. Analizler yapılırken iç tersinmezlikler, sürtünme ve ısı transferinin etkisi de denklemlerde kullanılmıştır. Bunların çevrimden elde edilen güç ve çevrim verimini nasıl etkilediği incelenmiştir. Çevrimler birbirleriyle de kıyaslanmıştır. Sonuçlar grafik olarak verilmiştir. Ayrıca sabit özgül ısılar için de analizler yapılmış ve yine sonuçlarda sunulmuştur.

Bilim Kodu : 914.1.038
Anahtar Kelimeler : İçten yanmalı motorlar, çevrim, sonlu zaman termodinamiği
Sayfa Adedi : 75
Tez Yöneticisi : Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN

PERFORMANCE ANALYSES OF HEAT ENGINE CYCLES
(M.Sc. Thesis)

Ayşe Feyza DİNLER

GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
February 2010

ABSTRACT

In this study, the internal combustion engine cycles were considered as heat engine cycles and were analyzed. These cycles are Otto cycle, Diesel cycle, dual cycle, Atkinson cycle and Miller cycle. These cycles were analyzed using finite time thermodynamics. Variable specific heat values were used in the analyses. Irreversibility, friction and heat transfer were taken into account in the equations. Effects of irreversibility, friction and heat transfer on power output and cycle efficiency were investigated. Cycles were also compared with each other. Results were given in graphics. Constant specific heat value were also used in the analyses and compared with variable specific heat conditions. Results are given in graphics.

Science Code : 914.1.038

Key Words : Internal combustion engines, cycle, finite time thermodynamics

Page Number: 75

Adviser : Assist. Prof. Dr. İbrahim ATILGAN

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN'a teşekkür ederim. Yüksek lisans tez çalışmalarım süresince beni destekleyen tüm arkadaşlarıma ve aileme de teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR	xii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	7
3. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILAN ÇEVİRİMLER.....	12
3.1. Carnot Çevrimi	16
3.2. Otto Çevrimi.....	19
3.3. Diesel Çevrimi.....	21
3.4. Atkinson Çevrimi	22
3.5. Karma Çevrim	23
3.6. Miller Çevrimi.....	25
4. FORMÜLASYON VE YÖNTEM.....	29
4.1. Genel Bilgiler	29
4.2. FormülasyonYöntemi	31
5. SONUÇLAR.....	41
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	73
KAYNAKLAR.....	75
ÖZGEÇMİŞ.....	78

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Isı makinasının akış diyagramı	2
Şekil 3.1. Carnot çevriminin P-v ve T-S diyagramları	17
Şekil 3.2. Otto çevriminin P-v ve T-S diyagramları	19
Şekil 3.3. Diesel çevriminin T-S ve P-v diyagramları	21
Şekil 3.4. Atkinson çevrimi için P-v ve T-S diyagramları	22
Şekil 3.5. Karma çevrim için P-v ve T-S diyagramları	23
Şekil 3.6. Miller çevriminin şematik gösterimi	26
Şekil 3.7. Miller çevrimi için P-v ve T-S diyagramları	27
Şekil 3.8. Aşırı doldurmalı Miller çevrimi için P-v diyagramı	28
Şekil 4.1. Otto çevrimi için T-s grafiği	31
Şekil 4.2. Tersinmez Miller ısı makinesi için sıcaklık-entropi diyagramı	37
Şekil 5.1. Otto çevrimi için 30 dev/s için güç grafiği	41
Şekil 5.2. Otto çevrimi için 30 dev/s için Ge vd. (2008) yapmış oldukları çalışmada elde ettikleri güç grafiği	41
Şekil 5.3. Otto çevriminin güç grafiği	43
Şekil 5.4. Otto çevrimi için 20 dev/s için güç grafiği (r=0-200)	44
Şekil 5.5. Otto çevrimi için 20 dev/s için güç grafiği (r=0-30)	44
Şekil 5.6. Otto çevrimi için tersinmezliklerin ve sürtünmenin etkisi (r=0-200)	45
Şekil 5.7. Otto çevrimi için tersinmezliklerin ve sürtünmenin etkisi (N=20 dev/s) ...	46
Şekil 5.8. Otto çevrimi için tersinmezliklerin ve sürtünmenin etkisi (N=40 dev/s) ...	47
Şekil 5.9. Otto çevrimi için ideal ve ideal olmayan durum için çevrim gücünün kıyaslanması	47

Şekil	Sayfa
Şekil 5.10. Otto çevrimi için ideal ve ideal olmayan durum için çevrim gücünün kıyaslanması (N=40 dev/s)	48
Şekil 5.11. Diesel çevriminden veriminin iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi (r=0-200).....	49
Şekil 5.12. Diesel çevriminin veriminin iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi (r=0-30).....	49
Şekil 5.13. Diesel çevrimi için elde edilen gücün motor hızı ile değişimi	50
Şekil 5.14. Diesel çevriminde değişken ve sabit özgül ısı değerleri için motor gücünün değişimi (r=0-200).....	50
Şekil 5.15. Diesel çevriminde değişken ve sabit özgül ısı değerleri için motor gücünün değişimi (r=0-30)	51
Şekil 5.16. Diesel çevriminde değişken ve sabit özgül ısı değerleri için çevrim veriminin değişimi (r=0-200)	51
Şekil 5.17. Karma çevrim için çevrim gücünün iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi (r=0-200).....	52
Şekil 5.18. Karma çevrim için çevrim gücünün iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi (r=0-30).....	53
Şekil 5.19. Karma çevrim için tersinmezliklerin ve sürtünmenin çevrim verimi üzerine etkisi (N=30 dev/s)	53
Şekil 5.20. Karma çevrim için ideal ve ideal olmayan verim değişimi	54
Şekil 5.21. Sabit özgül ısı değeri için ideal ve ideal olmayan şartlarda karma çevrim gücünün değişimi.....	55
Şekil 5.22. Sabit özgül ısı değeri için ideal ve ideal olmayan şartlarda karma çevrim veriminin değişimi	56
Şekil 5.23. Özgül ısının sabit ve değişken değerleri için ideal ve ideal olmayan şartlarda karma çevrimin gücünün değişimi	56
Şekil 5.24. Özgül ısının sabit ve değişken değerleri için ideal ve ideal olmayan şartlarda karma çevrimin veriminin değişimi.....	57

Şekil	Sayfa
Şekil 5.25. Atkinson çevriminin ideal ve ideal olmayan durumlar için çevrim gücünün değişimi ($r=0-200$).....	58
Şekil 5.26. Atkinson çevriminin ideal ve ideal olmayan durumlar için çevrim gücünün değişimi ($r=0-30$).....	59
Şekil 5.27. Atkinson çevriminin veriminin iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi ($r=0-200$).....	59
Şekil 5.28. Atkinson çevriminin veriminin iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi ($r=0-30$).....	60
Şekil 5.29. Atkinson çevriminden elde edilen gücün sürtünme ve motor hızına göre değişimi ($\eta_c=\eta_e=1$, $\mu=12,9$ Ns/m) ($r=0-30$).....	61
Şekil 5.30. Atkinson çevriminden elde edilen verimin sürtünme ve motor hızına göre değişimi ($\eta_c=\eta_e=1$, $\mu=12,9$ Ns/m) ($r=0-30$).....	61
Şekil 5.31. Atkinson çevrimi için ideal durum için özgül ısı seçiminin çevrim gücüne etkisi.....	62
Şekil 5.32. Atkinson çevrimi için iç tersinmezlikler ve sürtünmeli durum için özgül ısı seçiminin çevrim gücüne etkisi.....	62
Şekil 5.33. Miller çevrimi için iç tersinmezlik ve sürtünmenin elde edilen güce etkisi.	63
Şekil 5.34. Miller çevrimi için iç tersinmezlik ve sürtünmenin elde edilen güce etkisi ($r=0-30$).....	63
Şekil 5.35. Miller çevrimi için iç tersinmezlik ve sürtünmenin çevrim verimi üzerine etkisi.....	64
Şekil 5.36. Miller çevrimi için iç tersinmezlik ve sürtünmenin çevrim verimi üzerine etkisi ($r=0-30$).....	65
Şekil 5.37. Miller çevriminden elde edilen gücün motor hızına göre değişimi ($r=0-200$).....	65
Şekil 5.38. Miller çevriminden elde edilen gücün motor hızına göre değişimi ($r=0-30$).....	66
Şekil 5.39. Miller çevriminden elde edilen gücün iç tersinmezlikler, sürtünme ve motor hızına göre değişimi ($r=0-30$).....	66

Şekil	Sayfa
Şekil 5.40. Miller çevriminin veriminin değişimi ($r=0-200$)	67
Şekil 5.41. Miller çevriminin veriminin değişimi ($r=0-30$)	68
Şekil 5.42. Miller çevriminden elde edilen verimin motor hızı ile değişimi	68
Şekil 5.43. Özgül ısıya bağlı olarak Miller çevriminden elde edilen gücün sıkıştırma oranıyla değişimi (ideal durum)	69
Şekil 5.44. Özgül ısıya bağlı olarak Miller çevriminden elde edilen verimin sıkıştırma oranıyla değişimi (ideal durum)	69
Şekil 5.45. Atkinson, Diesel, Otto, karma ve Miller çevrimlerinin güçlerinin kıyaslanması ($\eta_c=\eta_e=1,0$, $\mu=0,0$ Ns/m)	70
Şekil 5.46. Atkinson, Diesel, Otto, karma ve Miller çevrimlerinin güçlerinin kıyaslanması ($\eta_c=\eta_e=0,97$, $\mu=12,9$ Ns/m)	71
Şekil 5.47. Atkinson, Diesel, Otto, karma ve Miller çevrimlerinin verimlerinin kıyaslanması ($\eta_c=\eta_e=1,0$, $\mu=0,0$ Ns/m)	71

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
B	Isı transferi ile ilgili katsayısı kJ/(kgK)
C_P	Sabit basınç özgül ısısı, kJ/(kgK)
C_V	Sabit basınç özgül ısısı kJ/(kgK)
k	Adyabatik üs
M	Kütleli debi,kg/s
N	Devir sayısı
P	Basınç
Q	Güç, kW
r	Sıkıştırma oranı
T	Sıcaklık,K
V	Hacim, m ³
W	İş, kW
x₁	AÖN konumu,m
x₂	ÜÖN konumu,m
η	Verim
μ	Sürtünme katsayısı

Kısaltmalar	Açıklama
AÖN	Alt ölü nokta
ÜÖN	Üst ölü nokta

1. GİRİŞ

Günümüzün en önemli konularından birisi enerjidir. Enerjinin verimli kullanılması için enerji sistemlerinin verimli olarak çalıştırılması gerekir. Enerji sistemlerinin verimli olarak çalıştırılması da araştırmacıların üzerinde çalıştıkları konuların başındadır.

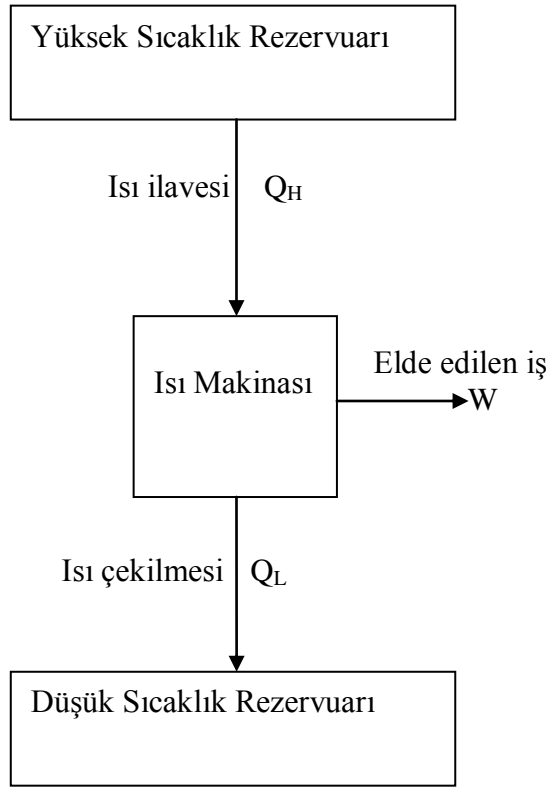
Dünyada üzerinde en çok çalışılan konulardan birisi de enerji verimliliğidir. Enerji verimliliği konusunda en az elektrik tüketen beyaz eşyalar, en az enerji ile ısıtılan ve iklimlendirilen binalar, en az yakıt tüketen motorlar enerji verimliliğinde verilebilecek en güzel örneklerden birkaçıdır.

Enerji dönüşüm çevrimli sistemler ısıyı işe, bazen de işi ısıya dönüştürürler. Bunlar, ısı makinaları, ısı pompaları ve soğutucu olarak isimlendirilirler [Wu, 2004].

Isı makinası ısı ekleyerek (vererek) pozitif net iş eldesi üreten sürekli çevrimli cihazdır. Bir ısı makinasının akış diyagramı ve ısıl rezervuarları Şekil 1.1’de verilmiştir. Isı rezervuar başka bir sistem için ısı kaynağı veya kuyusu olarak çalışan bir nesne veya sistemdir. Isıl rezervuarlar genellikle ısı alışverişinde bulunulan ısı ile kıyaslandığında çok büyük enerji kapasitelerine sahiptirler. Bundan dolayı, ısıl rezervuarlar sabit sıcaklıkta olarak kabul edilirler. Isı makinasına T_H sıcaklığındaki yüksek sıcaklık ısıl rezervuarından ısı (Q_H) aktarılır, ısı makinası tarafından iş (W) yapılır, ve ısı makinasından T_L sıcaklığındaki düşük sıcaklık ısıl rezervuarına ısı (Q_L) aktarılır [Wu, 2004].

Isı makinasının performans ölçüsüne ısıl verim adı verilir [Wu, 2004].

Termodinamik çevrimler iki genel kategoriye ayrılabilirler: 1. ısı makinaları, 2. soğutucular ve ısı pompalarıdır [Wu, 2004].



Şekil 1.1. Isı makinasının akış diyagramı

Tüm iş üreten sistemler bir çevrim ile çalışmaktadırlar. Bu ister bir termik santralde olduğu gibi sabit bir tesis, isterse taşıtlarda olduğu gibi hareketli (mobil) bir sistemdir. Çok çeşitli sistemler ve çevrimler vardır.

İçten yanmalı motorların amacı yakıtın içerdiği kimyasal enerjinin mekanik enerjiye dönüştürülmesidir. İçten yanmalı motorları dıştan yanmalı motorlardan ayıran özellik yakıtın motor içerisinde yakılarak enerjinin elde edilmesidir. Yanmadan önce yakıt-hava karışımı ve yanmadan sonra yanma ürünler gerçek iş akışkanlarıdır. İstenilen güç eldesi doğrudan bu iş akışkanları ve motorun mekanik bileşenlerinin arasındaki iş transferlerinden sağlanmaktadır [Heywood, 1988].

Motorların Sınıflandırılması

Çok çeşitli içten yanmalı motorlar vardır. Bunlar aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilirler:

1. Uygulama. Otomobil, kamyon, lokomotif, hafif uçak, deniz taşıtı, taşınabilir güç sistemleri
2. Temel Motor Tasarımı. Git gel hareketli motorlar (kendi içerisinde silindirlerin dizilişine göre de sınıflandırılır: örneğin, sıralı, V, radyal, karşıt pistonlu), dönel motorlar (Wankel ve diğer geometriler)
3. İş Çevrimi. Dört zamanlı (stroklı) çevrim: doğal emişli (atmosferik basınçlı), ve turbo şarjlı (egzoz türbini tarafından hareket ettirilen kompresör tarafından taze karışımın sıkıştırılması ile), iki zamanlı (stroklı) çevrim: karterden emişli, süperşarjlı ve turboşarjlı.
4. Supap veya port tasarımı ve konumu. Üstten supaplar (I-kafalı), alttan supaplar (L-kafalı), dönel supaplar, karşıt emişli portlar (emme ve egzoz portları silindirde karşılıklı), birlikte emişli portlar (emme ve egzoz portları silindirde yanyana), karşılıklı- veya doğru akım emişli (emme ve egzoz portları silindirde zıt sonlarda)
5. Yakıt. Benzin, motorin (fuel oil), doğalgaz, sıvılaştırılmış petrol gazı, alkoller (etil alkol, metil alkol), hidrojen, çift yakıt
6. Karışım hazırlama yöntemi. Karbürasyon, emme portuna veya manifolduna yakıtın püskürtülmesi, motor silindiri içerisine yakıt püskürtmesi
7. Ateşleme yöntemi. Buji ateşlemeli (konvansiyonel motorlarda karışım homojendir, kademeli dolgu motorlarda karışım homojen değildir), sıkıştırma ateşlemeli (konvansiyonel Dieseller, fuel oil pilot enjeksiyonlu gaz motorlarında ateşlemeli)
8. Yanma odası tasarımı. Açık odalı (çok tasarımı vardır: disk, yarımküre, piston içerisinde oyuklu), bölünmüş odalı (küçük ve geniş yardımcı odalar, çok çeşitli tasarımı vardır: ön yanma odalı, swirl akış odalı)
9. Yük kontrol yöntemi. Yakıt ve hava akışının birlikte kısılması karışımın kompozisyonunu değişmeden, yakıt akışının tek başına kontrolü veya her ikisinin birden kontrolü
10. Soğutma yöntemi. Su soğutmalı, hava soğutmalı, soğutmasız (doğal taşınım ve ışınlama)

Bazı diğer sınıflandırmalar da bu temel sınıflandırmanın içerisinde alt sınıflandırma olarak kullanılabilirler [Heywood, 1988].

İçten yanmalı pistonlu motorların kullanımı, son yıllarda çok yaygınlaştığından hava kirliliği gürültü ve petrol rezervlerinin azalması gibi sorunlar ortaya çıkmıştır. Hava kirliliği ve gürültünün etkilerini azaltıcı yönde önlemler almak amacıyla motorlar üzerinde değişiklikler yapılmaktadır. Ayrıca pistonlu motorların yerine elektrik motoru, gaz türbini, Stirling motoru gibi alternatif motorlar düşünülmektedir [Safgönül ve ark., 1995].

İçten yanmalı motor çevriminin silindiri içerisinde çevrim deneyimi çok karmaşıktır. Öncelikle hava (sıkıştırma ateşlemeli motorlarda) veya yakıt ile karıştırılmış hava (buji ateşlemeli motorlarda) emilir ve bir önceki çevrimden kalan az miktardaki egzoz gazı kalıntıları ile karıştırılır. Daha sonra bu karışım sıkıştırılır ve yakılarak egzoz gazına dönüştürülür. Egzoz gazının içerisinde büyük miktarlarda CO_2 , H_2O , N_2 ve az miktarda diğer kimyasal bileşenlerden (CO , HC , NO_x gibi) oluşmaktadır. Daha sonra, genişleme prosesi başlar, egzoz supabı açılır ve bu gaz karışımı çevreye atılmaktadır. Bu açık çevrimdir ve bileşimi sürekli değişmesinden dolayı analiz edilmesi zor bir sistemdir. Gerçek bir motor çevriminin analizinin irdelenebilmesi için, gerçek çevrim ideal hava-standart çevrime benzetilir [Pulkrabek, 2003].

İçten yanmalı motorlar denildiğinde akıllara git-gel hareketi yapan pistonlu motorlar gelmektedir. Bu motorların çalıştığı çevrimler ise, Otto çevrimi, Diesel çevrimi, karma çevrim, Atkinson çevrimi ve Miller çevrimidir.

Isıl sistemlerin performans limitlerinin belirlenmesi ve termodinamik süreçler ve çevrimlerin sonlu-zaman, sonlu-hız ve sonlu-boyut kısıtlamaları ile termodinamik süreçlerin optimize edilmesi fizikte ve mühendislik literatüründe sonlu-zaman termodinamiği, içten tersinir (endoreversible) termodinamik, entropi üretiminin minimizasyonu veya termodinamik modelleme ve optimizasyonu olarak isimlendirilir [Durmayaz ve ark., 2004].

Sonlu zaman termodinamiği, konvansiyonel termodinamiğin bir uzantısıdır. Yaklaşım, sistem üzerindeki kısıtlamalarda zaman ve hız (rate) sabitlerini içeren prosesler için genelleştirilmiş termodinamik potansiyellerin oluşturulması

(belirlenmesi) temeline dayanır ve ilgili genelleştirilmiş potansiyellerin ekstremumlarıyla optimal yolları tayin edilir [Mozurkewich ve Berry, 1981].

Sonlu zaman termodinamiğindeki çalışmalar ideal modeller ve bu modeller ile ilgilidir. İçten yanmalı motorlarda en önemli noktalardan birisi de çevrim özellikleridir. Diesel çevrimine göre çalışan motorlar bu isimle anılırlar. Benzin ile çalışan buji ateşlemeli motorlara Otto motorları da denilmektedir.

Bir sistemin kolay anlaşılıp geliştirilmesi için başlangıçta termodinamik analizinin yapılması gereklidir. Termodinamik analiz sonrasında sayısal ve deneysel analizler gelmektedir. Termodinamik analiz ile sistemin temel çalışma parametreleri ve elde edilebilecek sonuçlar hesaplanabilmektedir.

Taşıtlar yıllarca benzinli Otto motorları ile tasarlanmışlardır. Bu motorların bir özelliği sabit kam mili zamanlamasıydı. Basitlik, kompaktlık (küçük olmaları) ve değişmezlikleri bu tasarımı uygun maliyetli yapmıştır ve mühendisler yakıt ekonomisi ve hava kirleticiler azaltıcı yeni tasarımlarda bulunmamışlardır [Wu ve ark., 2003].

Motor teknolojisindeki gelişmeler ile birlikte Miller çevrimi ile çalışan motorlar üzerine de çalışmalar devam etmektedir. Miller eşit olmayan sıkıştırma ve genişleme stroklarına sahip farklı bir Otto çevrimi önermiştir. Bu çevrime Miller çevrimi adı verilmiştir. Basit Miller çevrimi, Otto çevrimine çok benzerdir. Pistonları, silindirleri ve dört zamanlı çalışma prensibi ile çalışır. Farklılık sıkıştırma stroğundadır. Emme supabı daha erken veya geç kapanarak sıkıştırma prosesi kısaltılmış olurken, genişleme stroğunda bir değişim olmaz [Wu ve ark., 2003]. Miller çevrimi içten yanmalı motor endüstrisinin muhtemel sınırlarından birisidir. Tüketici ağırlıklı dünyada, Miller çevrimli motorları gerçekten rekabetçi yapmak için çalışmalar devam etmektedir [Wu ve ark., 2003].

Sonlu zaman termodinamiği bir bilimdir ve kaçınılmaz olan minimum tersinmez kayıpların dikkate alındığı klasik termodinamiğin bir uzantısıdır. Son yirmi yılda

fizikte birçok alanda sonlu zaman termodinamiği başarılı olarak uygulanmıştır. Sonlu zaman termodinamiği kullanılarak tersinmez bir çevrimin performansı çok iyi yorumlanabilir [Chen ve ark., 2001].

İçten yanmalı motorlarda kullanılan iki temel çevrim vardır. Bunlar Otto ve Diesel çevrimleridir. Isının kısmen sabit hacimde kısmen de sabit basınçta verildiği bir Diesel çevrimi olan Seiliger çevrimi ve ısının kısmen sabit hacimde kısmen de sabit basınçta atıldığı Miller çevrimleri de diğer bir çevrim türü olarak düşünülebilir. Otto çevrimi ilk defa 1876 yılında 4-zamanlı motoru geliştiren Nikolaus August Otto' nun (1832-1891) ismiyle anılır. Ayrıca yakıt-hava karışımını ateşlemek için bir bujiye ihtiyaç duyulduğu için buji ateşlemeli motorlar diye de isimlendirilir. Otto, hem modern içten yanmalı motorun mucidi hem de içten yanmalı motor endüstrisinin kurucusu kabul edilir. Diesel çevrimi ise ismini ilk direkt püskürtmeli Diesel motorunun (1897) mucidi Rudolph Diesel'den (1858-1913) alır. Diesel motorlarında yakıt yanma odasına püskürtüldüğünde kendi kendine tutuştuğu için Diesel çevrimli motorlar sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar diye de bilinir. Otto ve Diesel çevrimler 2 ve 4-zamanlı olarak çalışabilirler [Sürmen ve ark., 2004].

2. LİTERATÜR TARAMASI

Andresen ve ark. 1977 yılında yaptıkları çalışmanın amacını sonlu zaman içerisinde oluşan prosesler için (ısı ve iş gibi) proses fonksiyonlarını sınırlandıran bir yöntemin formulasyonunun başlangıcı olarak tanımlamaktadırlar. “Step-Carnot” (“Basamaklı-Carnot”) çevrimi kullanmışlardır. Bu çevrim tersinir Carnot çevrimine benzerdir fakat dış basınç sonlu adımlarda değişmektedir. Çevrim sırasında sistem sonlu sayıda denge durumundan geçmesi gerekmektedir. Problemleri basamaklı-Carnot çevriminin etkinliğinin (effectiveness) maksimizasyonu, aynı çevrimin veriminin maksimizasyonu, sonlu ısı iletkenliğine sahip dış kaynaklarla temasta olan basamaklı-Carnot çevrimi için optimal periyodunun belirlenmesi, ve çevresi ve termostatları arasında sonlu ısı iletkenliği olan sürekli Carnot çevrimi için en yüksek gücün ve bu gücün elde edildiği hızın belirlenmesidir. Bu amaç için formulasyonlar yapılmıştır [Andresen ve ark., 1977].

Andresen ve Gordon 1992 yılında yaptıkları çalışmada, sonlu zaman termodinamiği kullanarak entropi üretimini en aza indirebilmek için optimal ısıtma ve soğutma stratejileri türetmişlerdir. Optimal yollar sabit ısı akısı ve sabit kaynak sıcaklığı için kıyaslanmıştır [Andresen ve Gordon, 1992].

Chen ve ark. 1998 yılında yaptıkları çalışmada genişleme stroğunda ısı transferi durumundaki optimal hareket incelenmiştir. İçerisinde gaz dolu olan bir piston silindir sisteminde genişleme stroğunda elde edilen iş, gücü ve verimi en yüksek olarak elde etmek için optimal yol (hareket) belirlenmiştir. Sonlu zaman termodinamiği proseslerinde ısı transferi kanunlarının etkisinin büyük olduğunu göstermişlerdir [Chen ve ark., 1998a]. Chen ve ark. daha sonra yaptıkları benzer bir çalışmada iş akışkanı olarak hava kullanan Otto çevrimini incelemişlerdir. Akash (2001) yılında yaptığı çalışmada Diesel çevrimi için silindir duvarlarından olan ısı transferinin güç ve verimi üzerine etkisini incelemiştir [Chen ve ark., 1998a].

Al-Sarkhi ve ark. 2002 yılında Miller çevriminin termodinamik analizini yapmışlardır. Termodinamik analiz yaparken güç yoğunluğunu hesaplamışlardır.

Güç yoğunluğunu, gücün maksimum çevrim hacmine oranı olarak tanımlanmıştır. Güç yoğunluğuna bağlı olarak Atkinson ve Joule-Brayton çevrimleri ile kıyaslamışlardır. Optimizasyon işlemlerinde ısıl performansı, motor büyüklüğü ve yatırım giderlerinin de dikkate alınması gerektiğini vurgulamışlardır [Al-Sarkhi ve ark., 2002].

Şahin ve ark. hava ile çalışan, sabit sıcaklık ısı rezervuarlarına bağlı standart içten tersinir karma çevrimi incelemişlerdir. Performans analizi ve optimizasyon ekolojik kriterlere göre yapılmıştır. Ekolojik amaç fonksiyonu, elde edilen güçten kullanılabilirliğin (availability) çıkarılması olarak tanımlanmıştır ve optimizasyon kriteri olarak alınmıştır[Şahin ve ark., 2002].

Wu ve ark. CyclePad isimli bir bilgisayar programı ile Otto çevrimli motorun Miller çevrimi ile çalışabilecek şekilde modifiye edilmesi ve süperşarj uygulamasını incelemişlerdir. Süperşarj ile aşırı doldurma yapılan Miller çevriminin tam bir optimizasyonunun yapılması için süperşarj giriş basıncı ve emme supabının geç veya erken kapanmasının birlikte içermesinin gerekli olduğu belirtmişlerdir [Wu ve ark., 2003].

Qin ve ark. yaptıkları çalışmada evrensel (genel) katsayılar kullanarak sonlu zamanlar termodinamiği yöntemi ile genel bir güç ve ısı verim formülasyonu geliştirmişlerdir. Çevrimlerin sabit basınç ve hacim durumlarına göre özgül ısılarda değişiklikler yaparak Otto, Diesel, Atkinson ve Brayton çevrimleri için sıkıştırma oranına göre güç, verim, verime göre gücün değişimini incelemişlerdir [Qin ve ark., 2003].

Chen ve ark. 2004 yılında sonlu zaman termodinamiği kullanarak karma çevrimi incelemişlerdir. Isı transferi ve sürtünme benzeri terimler ile çevrimin analizini yapmışlar ve optimize etmeye çalışmışlardır. Çalışmalarında özgül ısı değerlerini sabit olarak almışlardır. Elde ettikleri sonuçların Diesel ve Otto çevrimlerinin performans analizinde de kullanılabileceğini belirtmişlerdir [Chen ve ark., 2004].

Ge ve ark. 2005 yılında yaptıkları çalışmada tersinmez pistonlu ısı makinalarının çevrimleri üzerine termodinamik analiz yapmışlardır. Bu çalışmada sonlu zaman termodinamiği kullanmışlardır. Ele aldıkları bir ısı makinası çevriminde iki ısı girişi iki ısı çıkışı bulunmaktadır. Böylece farklı çevrimler için genelleştirilmiş bir çevrim elde etmişlerdir. Kullandıkları çevrimin termodinamik analizini yapmışlardır. Daha sonra genel olarak elde ettikleri denklemleri kullanarak Otto, Diesel, Brayton, Atkinson dual, Miller, çevrimlerini kıyaslamışlardır. Aynı yazarlar daha sonra benzer bir çalışma daha yapmışlardır [Chen ve ark., 2008].

Ge ve ark. 2005 yılında yaptıkları bu çalışmada sonlu zaman termodinamiği yöntemi kullanarak sabit özgül ısılar için sıkıştırma oranının güç ve ısı verim üzerine etkilerini incelemişlerdir. Bu incelemeleri yaparken farklı olarak iki farklı sıkıştırma oranı parametresi tanımlamışlardır. Sürtünmenin ve ısı transferinin çevrim üzerine etkileri anı incelemiş ve sonuçları Otto ve Atkinson çevrimleri ile karşılaştırmışlardır [Ge ve ark. 2005].

Al-Sarkhi ve ark. sonlu zaman termodinamiği kullanarak Miller çevriminin analizini yapmışlardır. Özgül ısı sıcaklığa bağlı olarak lineer şekilde değişmektedir. Özgül ısılar lineer eşitliklerle ifade edilmesinden dolayı katsayılar da değişiklikler olmaktadır. Katsayıların değişiminin değişiminin motor verimi üzerindeki etkileri sıkıştırma oranına bağlı olarak verilmiştir [Al-Sarkhi ve ark., 2006].

Al-Sarkhi ve ark. özgül ısı değerlerinin sıcaklıkla değişiminin sabit, lineer, dördüncü dereceden polinom (NASA polinom eşitliği) olması durumunda bu değişimin Miller Çevrimi üzerine etkilerini incelemişler ve dördüncü dereceden bir polinom ile daha güvenilir sonuçlar elde edilebileceğini göstermişlerdir [Al-Sarkhi ve ark., 2007].

Hou 2007 yılında yaptığı çalışmada Atkinson çevriminde ısı transferinin net güç çıkışı ve sistem verimine etkisini incelemiştir. Sonuçlarını ile Otto çevrimi ile kıyaslamıştır [Hou, 2007].

Ge ve ark. Atkinson çevriminde iş akışkanında ısı transferi, sürtünme ve değişken özgül ısını incelemişlerdir. Tersinmez çevrim performansında değişken özgül ısının ve sürtünme-benzeri terimin çevrim analizinde dikkate alınması gerektiğini vurgulamışlardır [Ge ve ark., 2006].

Al-Sarkhi ve ark. yaptıkları çalışmada çeşitli özgül ısı modelleri kullanarak tersinmez Miller çevriminin analizini yapmışlardır. Özgül ısının tahmininde yüksek dereceden modellenmesi ile çevrim analizinin daha doğru sonuçlandığını elde etmişlerdir [Al-Sarkhi ve ark., 2007].

Lin ve Hou çevrimdeki en yüksek sıcaklık değerini dikkate alarak ısı kaybının etkisini incelemişlerdir. Isı kaybını incelerken yakıtın enerjisini, sürtünmeyi ve iş akışkanının özgül ısını değişken olarak dikkate almışlardır. Hava ile çalışan Miller ve Otto çevrimlerinin kıyaslamasını yapmışlardır. Miller çevriminin daha büyük güç çıkışı olduğunu göstermişlerdir. Dolayısıyla, Miller çevriminin Otto çevriminden daha verimli olduğunu da vurgulamışlardır [Lin ve Hou, 2008] .

Zhao ve Chen Miller çevrimini incelemişlerdir. Adyabatik sıkıştırma ve genişleme sırasındaki çoklu tersinmezlikler, sonlu zaman prosesleri ve silindir duvarından olan ısı kaybını dikkate alarak çevrimin performansını incelemişlerdir. Çevrimden elde edilebilecek güç ve verim sıkıştırma oranına göre optimize etmişlerdir [Zhao ve Chen, 2007].

Isı kaybının olmasının her zaman elde edilen güç ve çevrim verimini azalttığını göstermişlerdir.

Wang ve ark. yaptıkları deneysel çalışmada bir motoru Miller çevrimi ile çalıştırmışlardır. Miller çevrimi ile çalıştırdıkları motoru da iki farklı supap zamanlaması ile çalıştırmışlardır. Böylece iki farklı Miller çevrimi elde etmişlerdir. Miller çevrimleri ve Otto çevrimi ile deneylerden elde ettikleri sonuçları grafiklerde kıyaslamışlardır [Wang ve ark., 2008].

Fontana ve Galloni 1- ve 3-boyutlu sayısal modeller kullanarak basit değişken supap zamanlamasının potansiyelini incelemişlerdir. Bu çalışmalarında kam fazı sürekli değiştirilerek emme stroğunda ve egzoz stroğunun sonunda önemli bir EGR retimi ile ters Miller evrimi etkisi yaratılmıştır. Yaptıkları analizin sonucunda kullandıkları değişken zamanlı supap sistemi ile pompalama kayıplarında azalma olduğu sonucuna varmışlardır. Böylece, kısmi yüklerde özgül yakıt tüketimi de azalmaktadır. 1-boyutlu model ile tüm termodinamik çevrim simüle edilirken, 3-boyutlu model olarak ise AVL-FIRE yazılımını kullanmışlardır [Fontana ve Galloni, 2009].

Mozurkewich ve Berry 1981 yılında yaptıkları çalışmada sürtünmeli ve ısı kayıplı bir Otto çevrimini incelemişlerdir. En optimum sonuç, çevrim başına düşen iş miktarının en yüksek yapılması ile tanımlanmıştır. Sistem sabit bir frekans ile çalışacak şekilde sınırlandırılmıştır, böylece en yüksek güç elde edilmiştir. Sonuç olarak ikinci kanun veriminde (effectiveness) yaklaşık %10 artış olmuştur [Mozurkewich ve Berry, 1981].

Özellikle son yıllarda motorlarda kontrol sistemlerinin geliştirilmesi ile birlikte Miller evriminin uygulanabilirliği artmış ve bu yöndeki çalışmalarda da artış görülmektedir.

3. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILAN ÇEVİRİMLER

İçten yanmalı motordaki gerçek çevrim gerçek anlamda bir termodinamik çevrim değildir. İdeal hava standart termodinamik çevrim kapalı bir sistemde ve sabit bileşenler ile oluşmaktadır. İçten yanmalı motorda gerçekte ne olduğu tam olarak bilinmediğinden dolayı hava standart çevrim kullanılarak gerçek şartlar ve çıktıların yaklaşımı sağlanmaktadır. Gerçek ve hava standart çevrimler arasındaki farklar [Pulkrabek, 2003]:

1. Gerçek motorlar değişken kompozisyonlu açık çevrim ile çalışmaktadırlar. Sadece silindirlere giren gaz bileşeninin çıkan gaz bileşenlerinden farklı olması değil, çoğunlukla kütleli debilerin de değişmesidir. Havanın silindir içerisine emilmesi tamamlandıktan sonra içerisine yakıt eklenen motorlarda (sıkıştırma ateşlemeli motorlar ve buji ateşlemeli motorların bir kısmında) çevrimin bir yerindeki gaz bileşenlerinin kütlesi değiştirilmiş olmaktadır. Motorun egzozunda içeri giren miktardan daha çok çıkış kütlesi bulunmaktadır. Bu da yüzde bir mertebesinde olmaktadır. Diğer motorlarda ise emme havasıyla birlikte sıvı yakıt zerrecikleri taşınması, hava standart analizinin idealleştirilmiş kısmını oluşturmaktadır. Yanma sırasında, toplam kütle sabit kalmakta fakat molar miktarlar değişmektedir. En son olarak da, çevrim sırasında dar boşluklardaki akışlarda kütle kaybı olmaktadır.

2. Hava standart analizi havayı ideal gaz olarak kabul ederek tüm motorda akışkan akışını hava olarak almaktadır. Gerçek bir motorda giriş havasının belki tamamı hava olabilirken, veya %7'ye kadar gaz, sıvı veya gaz ve sıvı karışımındaki yakıt ile karıştırılabilmektedir. Yanma sırasındaki bileşenler daha sonra çoğunluğunu CO₂, H₂O ve N₂'nin oluşturduğu, az miktarda CO ve hidrokarbon buharından oluşan gaz karışımına dönüşmektedir. Sıkıştırılmalı ateşlemeli motorlarda ise yanma ürünleri arasında gaz bileşenlerin haricinde katı karbon parçacıkları da bulunabilmektedir. Egzoz ürünlerinin hava olarak elde edilmesi analizi basitleştirmekte ancak bir miktar hata getirmektedir.

Hatta, motor çevrimindeki tüm akışkanın hava olduğunun kabul edilmesinin getirdiği hatanın yanında havanın standart çevrimde, sabit özgül ısı ideal gaz kabul edilmesinin getirdiği de bir miktar hata da bulunmaktadır. Düşük basınçtaki emme ve egzozda, hava doğru olarak ideal gaz gibi alınabilir ancak yanma sırasındaki yüksek basınçtan dolayı hava ideal gaz davranışında değişme olmaktadır. Daha ciddi bir hata ise analiz için özgül ısı değerlerinin sabit alınmasıdır. Bir gazın özgül ısı değerleri sıcaklığa oldukça bağlıdır ve motor içerisindeki sıcaklık değişiminde %30 değişebilmektedir. Hava için 300 K sıcaklıkta $C_p=1,004$ kJ/kgK iken, 3000 K sıcaklıkta $C_p=1,292$ kJ/kgK'dir.

3. Hava standart analizinde gerçek motordaki ısı kayıpları ihmal edilmektedir. Yanma sırasındaki ısı kaybı hesaplanan en yüksek basınç ve sıcaklık değerlerin değişmesine neden olmaktadır. Bu nedenle, gerçek güç stroğu daha düşük basınçta başlar ve genişleme sırasındaki iş eldesi azaltılır. Isı transferi genişleme sırasında da oluşarak güç stroğunun sonundaki sıcaklığı ve basıncı ideal izentropik prosesin altına düşürmektedir. Isı transferinin etkisi hava-standart analizi ile tahmin edilenden daha düşük ısı verim olmaktadır. Yanma sırasında da ısı transferi oluşmaktadır ve prosesi izentropik olmaktan çıkarmaktadır. Ancak, genişleme stroğundaki düşük sıcaklıklar nedeniyle daha az ısı transferi olmaktadır.

4. Yanma kısa fakat sonlu bir zamana ihtiyaç duymaktadır ve ısı ilavesi Otto çevriminde olduğu gibi ÜÖN'da anlık olamamaktadır. Bir motorda hızlı fakat sonlu alev hızı istenmektedir. Bu durum silindirlerde basınç artışının sonlu hızda olmasına, piston yüzeyinde kararlı artan bir kuvvete ve düzgün bir motor çevrimine neden olmaktadır. Bir süpersonik vuruntu çevrime anlık olarak ısı girişini sağlayabilir, fakat düzgün olmayan bir çevrime ve motor hasarına neden olmaktadır. Sonlu zaman gerektiği için yanma, ÜÖN'dan önce başlatılır ve ÜÖN'dan sonra bitmektedir, yani hava-standart analizindeki gibi sabit hacimde olmamaktadır. Yanma ÜÖN'dan önce başlatılarak, silindir basıncı strok boyunca gerekli olan negatif işin daha büyük olduğu sıkıştırma stroğunun sonunda artırılır. Çünkü yanma ÜÖN'dan sonra bitmektedir, genişleme stroğunun başlangıcında bir miktar güç kaybedilir. Gerçek motorun yanma sürecindeki başka bir kaybı da yanma veriminin %100'den düşük

olmasıdır. Mükemmel karışım olmaması, türbülans nedeniyle hava-yakıt ve sıcaklık deperlerindeki değişimler, alev soğuması vb. nedenler ile genellikle buji ateşlemeli motorlarda yanma verimi %95 civarındadır, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda ise yanma verimi %98 civarındadır.

5. Boşaltma (blowdown) prosesi sonlu gerçek zaman ve sonlu çevrim zamanına gereksinim duymaktadır ve hava standart analizindeki gibi sabit hacimde oluşmamaktadır. Bundan dolayı, egzoz supabı ÜÖN'dan 40° veya 60° önce açılmak zorundadır ve genişlemenin sonunda çıkan güç kaybedilmektedir.

6. Gerçek bir motorda emme supabı, emme stroğunun sonunda AÖN'dan sonra kapatılmaktadır. Supabın akışı kısıtlamasından dolayı AÖN'da silindir içerisine hava girmeye devam etmektedir. Eğer bu noktada supap kapatılırsa volümetrik verim düşmektedir. Bundan dolayı da gerçek sıkıştırma AÖN'da başlamamakta, emme supabı kapatıldıktan sonra başlamaktadır. Ateşleme de ÜÖN'dan önce yapılarak, yanmadan önce hava-standard analizinden daha düşük sıcaklık ve basınç elde edilmektedir.

7. Motor supapları hareket etmek için sonlu zamana ihtiyaç duyarlar. İdeal olarak supaplar anlık olarak açılıp kapanmaları gerekirken, kam mili kullanıldığında bu mümkün değildir. Emme stroğunun başlangıcında emme supabının tam olarak açılmasını sağlamak için supap ÜÖN'dan önce açılmak zorundadır. Benzer şekilde egzoz supabının egzoz stroğunun sonunda tam açık kalmasını sağlamak için, kapanması ÜÖN'dan sonra yapılmaktadır. Sonuçtaki supap bindirmesi periyodu ideal çevrimden sapmaya neden olmaktadır. Kam millerinin yerine elektronik hareket verici sistemlerin kullanılmasıyla, supapların açıp kapama süreleri oldukça azalacaktır.

8. Hava standart analizinde yanma sırasındaki enerji girişini hesaplamak için yakıtın alt ısı değerinin kullanılmasıyla bir miktar hata ile karşılaşilmektedir. Herhangi bir yakıtın ısı değeri 25° sıcaklıkta giriş ve 25° sıcaklıkta çıkış şartlarında hesaplanır.

Motor çevriminde ise böyle bir durum olmamaktadır. Gerçek bir motorda yanma sırasında enerji girişi tahmin edilen alt ısıl değerden daha düşük olmaktadır.

Yukarıda açıklanan gerçek hava-yakıt çevrimleri ile ideal çevrimler arasındaki farklılıklardan dolayı, hava-standart analizi hata içermektedir ve gerçek şartlardan sapmaktadır. Ancak, hatalar çok büyük değildir ve gerçek motorun geometrisi ve çalışma şartlarına bağlı olarak sıcaklık ve basınca bağlı özelliklerin değerleri gerçek motor değerlerini temsil edebilmektedir. Otto çevrimi analizindeki giriş sıcaklığı ve/veya basıncı, sıkıştırma oranı, en yüksek sıcaklık gibi çalışma şartlarının değiştirilmesi ile gerçek bir motordaki bu değişkenlerin değiştirilmesi ile elde edilen çıkıştaki değişimlere iyi yaklaşımlar elde edilebilmektedir. Güç çıkışının, ısıl verimin ve ortalama efektif basıncının iyi tahminleri beklenebilmektedir [Pulkrabek, 2003].

Gerçek dört zamanlı buji ateşlemeli motorun indike ısıl verimi hava-standart Otto çevrim analizinden elde edilenden daha düşüktür. Bunun sebebi de gerçek motorun ısı kayıpları, sürtünme, ateşleme zamanı, supap zamanlaması, yanmanın ve egzoz atımının sonlu zamanı, ideal gaz davranışındaki sapmalardır. Taylor [1977], çalışma parametrelerinin çok geniş bir aralığında gerçek buji ateşlemeli dört zamanlı bir çevrimin indike ısıl verimi için verdiği eşitlik şöyledir [Pulkrabek, 2003, Taylor, 1977]:

$$(\eta_t)_{gerçek} \approx 0,85(\eta_t)_{OTTO} \quad (3.1)$$

Hava-yakıt oranı, ateşleme zamanı, motor hızı, sıkıştırma oranı, giriş basıncının, egzoz basıncının ve supap zamanlamasının geniş bir aralığında bu ifade çok küçük bir değişim ile doğru olacaktır [Pulkrabek, 2003].

İdeal çevrim, gerçek motor çevrimine uygun fakat eksik yaklaşımı sağlar. İdeal çevrim, motorun çalışmasının termodinamik durumların gösterilmesi için kullanışlıdır. Etkili motor parametreleri değiştirildiğinde yeni trendler hakkında da

tahminlerde bulunmayı sağlar. İdeal çevrimlerdeki en zayıf halka buji ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli motorlarda yanmanın modellenmesidir [Heywood, 1988].

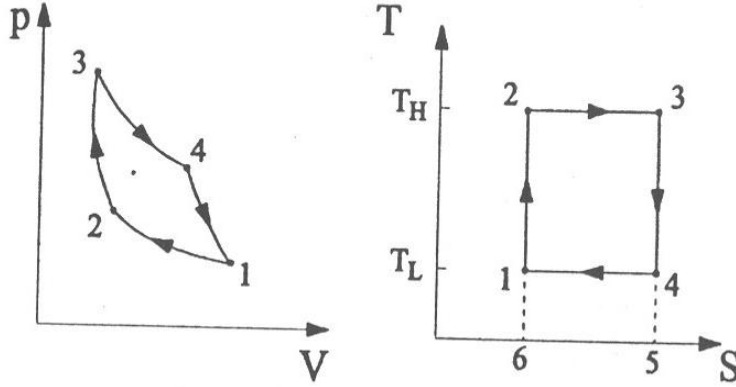
İçten yanmalı motorlarda kullanılan çevrimlerden bu çalışmada kullanılan çevrimler bu bölümde açıklanmıştır. Teorik olarak, Carnot çevrimi iki sıcaklık kaynağı arasında çalışan en verimli çevrimdir [Wu, 2004] ve bu çevrim de bu bölümde açıklanmıştır. İçten yanmalı motorlarda üç tip ideal çevrim uygulanmaktadır. Bunlar, sabit hacimde ısı girişli çevrim, sabit basınçta ısı girişli çevrim ve bu ikisinin birleşmesinden oluşan karma çevrimdir [Safgönül ve ark., 1995]. Ancak son yıllarda Miller ve Atkinson çevrimi ile çalışan motorlar da üretilmektedir.

Otto ve Diesel çevrimleri aşağıda açıklanan termodinamik süreçleri takip ederler [Safgönül ve ark., 1995].

- Emme zamanı (Birinci zaman)
- Sıkıştırma zamanı (İkinci zaman)
- Yanma ve genişleme zamanı (Üçüncü zaman)
- Egzoz zamanı (Dördüncü zaman)

3.1. Carnot Çevrimi

Carnot çevriminin tarihsel önemi vardı. Tersinir çevrim, Fransız mühendis N. Sadi Carnot tarafından 1824 yılında tanımlanmış ve termodinamiğin ikinci kanununun gelişmesine sebep olmuştur. Carnot çevriminin özelliği standart bir çevrim performansı sunarak gerçek çevrimlerin arasında kıyaslama yapılabilmesini sağlamasıdır [Wu, 2004].



Şekil 3.1. Carnot çevriminin P-v ve T-S diyagramları

Şekil 3.1’de Carnot ısı makinasının P-v ve T-S diyagramları verilmiştir.

Şekil 3.1’den de görülen Carnot ısı makinasının çevrimi aşağıda açıklanmıştır:

1. 1-2 arasında sistem ısı olarak izole edilmiştir ve iş akışkanının sıcaklığı soğuk olan sıcaklıktan (T_L) sıcak olan sıcaklığa (T_H) yükseltilir. Proses izentropik bir süreçtir. Proses sırasında ısı transferi yoktur ($Q_{12} = \int TdS = 0$), çünkü sabit entropi eğrisinin altında kalan bir alan yoktur [Wu, 2004].

2. 2-3 arasında T_H sıcaklığındaki yüksek sıcaklık rezervuarından iş akışkanına izotermal olarak ısı transfer edilir. Bu proses, iş akışkanının sıcaklığına eşit veya sonsuz küçüklükte fazla olduğu yüksek sıcaklık rezervuarı ile iş akışkanı arasında gerçekleşir. Bu proses sırasında transfer edilen ısı miktarı $Q_{23} = \int TdS = T_H(S_3 - S_2)$ ve 2-3-5-6-2 alanı ile tanımlanır. Q_{23} yüksek sıcaklık ısı rezervuarından Carnot çevrimine eklenen ısı miktarıdır [Wu, 2004].

3. 3-4 arasındaki proseste, sistem ısı olarak izole edilmiştir ve iş akışkanının sıcaklığı yüksek sıcaklıktan (T_H) düşük sıcaklığa (T_L) düşürülür. Proses izentropik bir süreçtir. Proses sırasında ısı transferi yoktur, sabit entropi çizgisi altında bir alan bulunmamaktadır ve $Q_{34} = \int TdS = 0$ ’dır [Wu, 2004].

4. 4-1 arasındaki proses, iş akışkanından T_L sıcaklığındaki düşük sıcaklık rezervuarında izotermal olarak ısı transfer edilmektedir. Bu proses, iş akışkanının sıcaklığına eşit veya sonsuz küçüklükte düşük olduğu düşük sıcaklık rezervuarı ile iş akışkanı arasında gerçekleşir. Proses sırasındaki ısı transferi $Q_{41} = \int T dS = T_L (S_1 - S_4)$ ve 1-4-5-6-1 noktaları arasındaki alandır. Q41 Carnot çevriminden düşük sıcaklık rezervuarına aktarılan ısı miktarıdır [Wu, 2004].

Çevrime eklenen net ısı

$$\begin{aligned} Q_{net} &= Q_{12} + Q_{23} + Q_{34} + Q_{41} = 0 + T_H (S_3 - S_2) + 0 + T_L (S_1 - S_4) = (T_H - T_L)(S_4 - S_1) \\ &= [\text{alan } 2-3-5-6-2] - [\text{alan } 1-4-5-6-1] = \text{alan } 1-2-3-4-1 \end{aligned} \quad (3.2)$$

1-2-3-4-1 noktaları arasında kalan alan ise çevrim tarafından sınırlandırılan alandır.

Çevrimden alınan net iş

$$W_{net} = \text{alan } 1-2-3-4-1 \text{ ve } W_{net} = Q_{net} \text{ 'tir.} \quad (3.3)$$

Isı makinasının veriminin tanımından Carnot ısı makinası çevriminin verimi

$$\eta_{Carnot} = \frac{W_{net}}{Q_{input}} = \frac{(T_H - T_L)(S_4 - S_1)}{T_H (S_4 - S_1)} = (T_H - T_L) / T_H \quad (3.4)$$

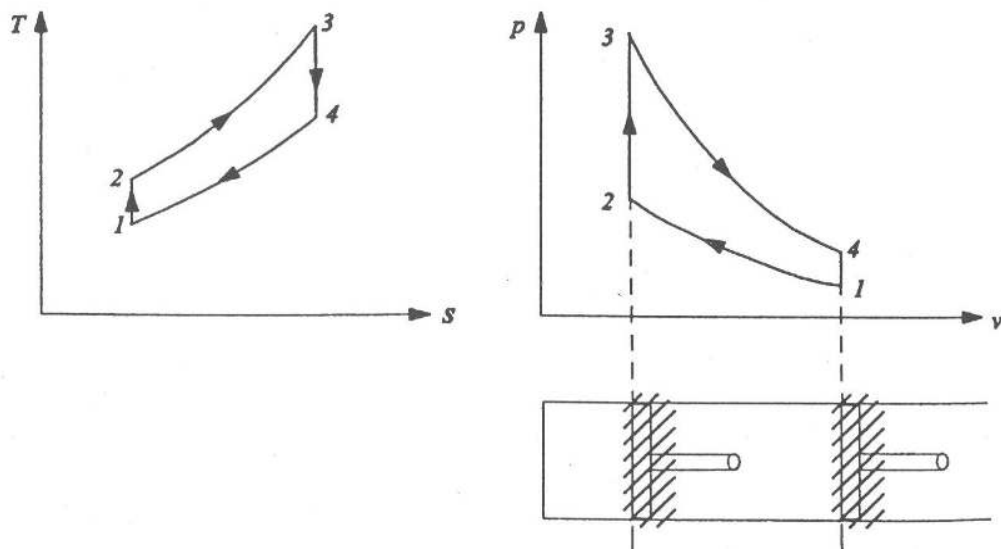
Veya

$$\eta_{Carnot} = 1 - T_L / T_H \quad (3.5)$$

olarak elde edilir.

3.2. Otto Çevrimi

Bir Alman mühendis olan Nicholas Otto tarafından 1876 yılında dört zamanlı içten yanmalı motor ürettiği. Otto'nun tasarımıdaki çevrim Otto çevrimi olarak isimlendirilmiştir. Otomobillerde en yaygın olarak kullanılan içten yanmalı ısı makinasıdır [Wu, 2004].



Şekil 3.2. Otto çevriminin P-v ve T-S diyagramları

Benzin motoru, sabit hacim yanmalı çevrime göre çalışmaktadır. Pistonu öteleme hareketi yaparak çalışan dört zamanlı benzin motorunun çevrimi dört zamandan (stroktan) oluşmaktadır [Safgönül vd., 1995].

1. Emme Zamanı: Piston ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareket ederken silindir içerisinde oluşturulan vakum sayesinde yakıt-hava karışımı gaz keleşi ve açık olan emme supabından geçerek silindire dolar. Teorik olarak bu zaman piston AÖN'ya geldiğinde sona erer.

2. Sıkıştırma Zamanı: Piston AÖN'dan ÜÖN'ya geri döndüğünde her iki supap kapalı olduğundan silindire alınan karışım piston tarafından sıkıştırılarak sıcaklık ve basıncı artırılır. Sıkıştırma zamanının sonuna doğru karışım bir buji ile ateşlenir. Teorik olarak sıkıştırma zamanı ÜÖN'da sona erer.

3. *Genişleme veya Güç Zamanı:* Sıkıştırma stroğu sonunda sıcaklık ve basınç artan hava ile yakıtın oluşturduğu karışımın yanması, yanma odasında yüksek basıncın meydana gelmesini sağlar. Elde edilen yüksek basıncın piston yüzeyine yaptığı itme tesiri ile piston ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareket ederken iş elde edilmiş olur.

4. *Egzoz Zamanı:* Teorik olarak piston AÖN'ya varıldığında egzoz supapları açılır. Piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket ederken, açık olan egzoz supabından, egzoz gazları dışarıya süpürülür [Safgönül ve ark., 1995].

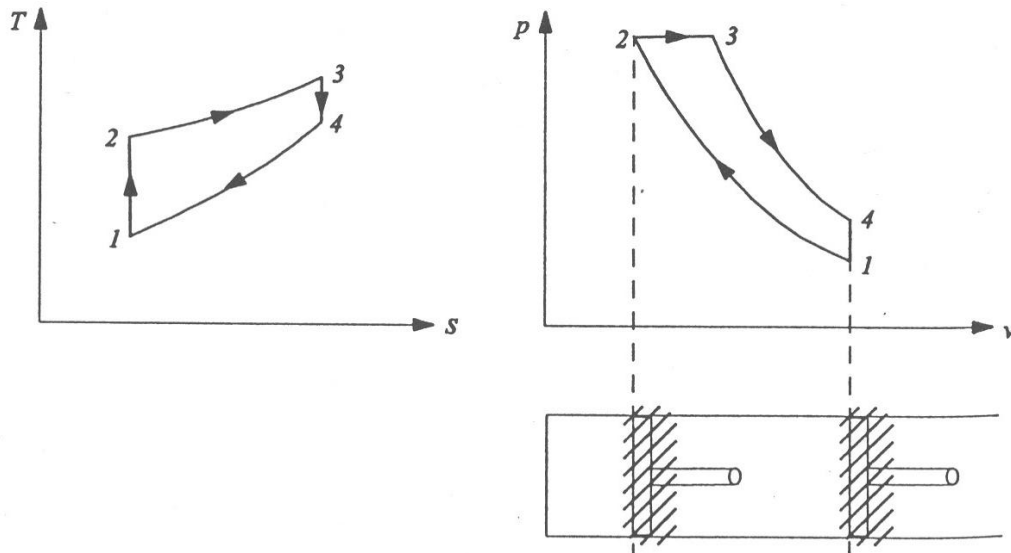
Otto çevrimine göre çalışan motorlarda yakıt olarak genellikle benzin kullanılır. Benzin bir yakıt enjektörü veya bir karbüratörle emme manifoldunda hava ile karıştırılır veya direkt yanma odası içerisine püskürtülür. Karışım buji ile ateşlendiğinde bir türbülanslı alev cephesi gelişir ve karışım içerisine yayılır. Bunun sonucu olarak silindir içi basınç ve sıcaklık yükselir. Alev silindir cidarlarına ulaştığı anda söner. Silindirin son gaz bölgesindeki karışımın alev henüz o bölgeye ulaşmadan artan silindir içi basınç ve sıcaklığın etkisiyle kendi kendine tutuşması olayı benzin motoru vuruntusu olarak bilinir.

Vuruntu, Otto çevriminin maksimum sıkıştırma oranını sınırladığı için istenmeyen bir durumdur. Otto çevriminde silindir içerisine alınan havanın kontrolünde bir kelebek (gaz kelebeği) kullanılır. Gaz kelebeği kapalı iken silindire giren hava miktarı azalır. Bu da kelebeğin kapalılık miktarıyla orantılı olarak silindir içi basıncın düşmesini sağlar. Otto çevriminde motora gönderilen yakıt debisi hava miktarıyla orantılı olduğu için gaz kelebeği gücün kontrolünde büyük öneme sahiptir[Sürmen ve ark., 2004].

Otto çevriminde aşırı doldurma ile güç artışı sağlanabilir. Giriş havası, basıncından dolayı, giriş havasının yoğunluğu artırılarak silindir içerisindeki hava miktarı artırılmaktadır. Turboşarj ile giriş havasının basıncı atmosferik basıncın üzerine çıkarılır ve motorun gücünün artışı sağlanır, fakat çevrimin verimini artırmayabilir [Wu, 2004].

3.3. Diesel Çevrimi

Diesel çevrimi Rudolf Diesel tarafından 1890’larda önerilmiştir. Diesel çevrimi bir şekilde Otto çevrimine benzemektedir. Ancak yakıt hava karışımının ateşlemesi karışımın çok yüksek basınca sıkıştırılması sonucunda elde edilen yüksek sıcaklık ile kendi kendine yanması ile sağlanır. Diesel çevriminin temel elemanları Otto çevrimi ile aynıdır, fakat Otto çevrimindeki buji yerine yakıt enjektörü bulunur ve yüksek sıkıştırma oranları için pistonun stroğu uzundur [Wu, 2004].



Şekil 3.3. Diesel çevriminin T-S ve P-v diyagramları

2-3 noktaları arasında iş akışkanına ısı verilmesi

$$Q_{23} = M \int_{T_2}^{T_3} C_p dT = MC_p (T_3 - T_2) \quad (3.6)$$

4-1 prosesi sırasında iş akışkanından ısı çekilmesi

$$Q_{41} = M \int_{T_{s1}}^{T_1} C_v dT = MC_v (T_4 - T_1) \quad (3.7)$$

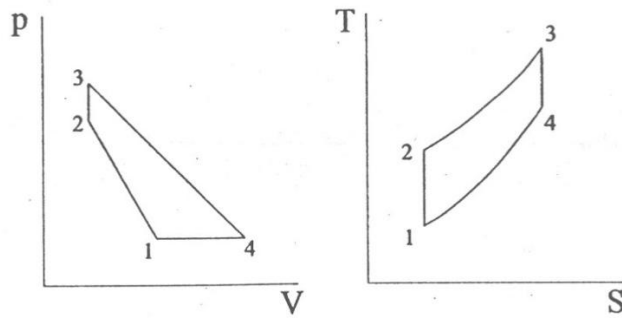
Isı tranferi ve sürtünme kayıpları ihmal edildiğinde elde edilen verim;

$$\eta_t = \frac{|w_{net}|}{|q_{in}|} = \frac{|q_{in} - q_{out}|}{|q_{in}|} = 1 - \frac{|q_{out}|}{|q_{in}|} \quad (3.8)$$

$$\eta = \frac{|MC_p(T_3 - T_2) - MC_v(T_4 - T_1)|}{|MC_p(T_3 - T_2)|} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} \quad (3.9)$$

3.4. Atkinson Çevrimi

Atkinson çevrimi Otto çevrimine oldukça benzerdir. Otto çevrimi ile Atkinson çevrimi arasındaki fark, Otto çevriminin güç stroğunun sonundaki izokor egzoz ve emme proseslerinin izobar prosesler ile değiştirilmiş olmasıdır [Wu, 2004].



Şekil 3.4. Atkinson çevrimi için P-v ve T-S diyagramları

Şekil 3.4’de Atkinson çevriminin P-v ve T-S diyagramları verilmiştir. Buradaki prosesler aşağıda verilmiştir.

- 1-2 izentropik sıkıştırma
- 2-3 izohor ısı eklenmesi
- 3-4 izentropik genişleme
- 4-1 izobar ısı çekilmesi

2-3 noktaları arasında iş akışkanına ısı verilmesi

$$Q_{23} = M \int_{T_2}^{T_3} C_v dT = MC_v(T_3 - T_2) \quad (3.10)$$

4-1 prosesi sırasında iş akışkanından ısı çekilmesi

$$Q_{41} = M \int_{T_{51}}^{T_4} C_p dT = MC_p(T_4 - T_1) \quad (3.11)$$

Isı tranferi ve sürtünme kayıpları ihmal edildiğinde elde edilen verim;

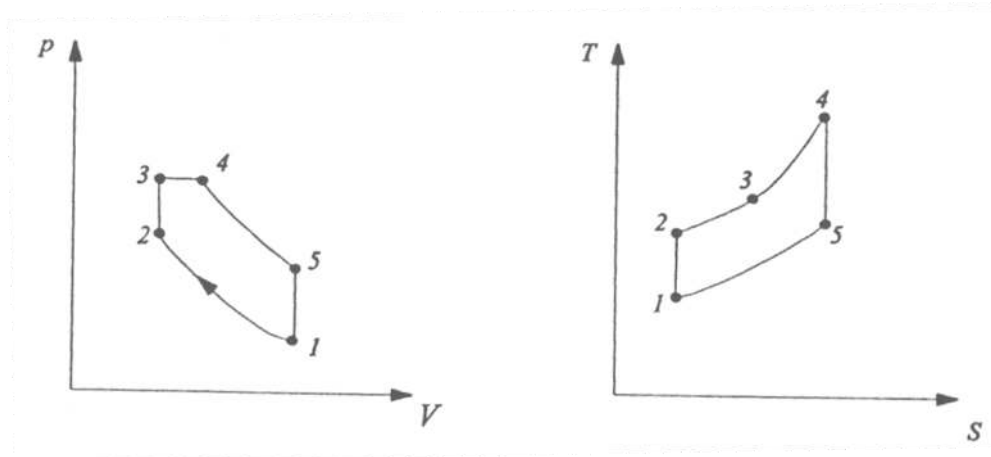
$$\eta_t = \frac{|w_{net}|}{|q_{in}|} = \frac{|q_{in} - q_{out}|}{|q_{in}|} = 1 - \frac{|q_{out}|}{|q_{in}|} \quad (3.12)$$

$$\eta = \frac{|C_v(T_3 - T_2) - C_p(T_4 - T_1)|}{|C_v(T_3 - T_2)|} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)} \quad (3.13)$$

3.5. Karma Çevrim

Otto çevriminde yanma sabit hacimde olurken, Diesel çevriminde sabit basınçta olmaktadır. Ancak, gerçek buji ateşlemeli motorlarda sürecin tamamlanması için zamana ihtiyaç vardır. Bu nedenle, Otto çevrimli motorlarda yanma sabit hacim şartlarında olmamaktadır. Benzer şekilde, hızlı ve kontrolsüz yanma sürecinden dolayı Diesel çevrimli motorlarda da sabit basınçta olmamaktadır [Wu, 2004].

Pistonlu içten yanmalı motorların çalışmasına bir örnek de karma çevrim olarak isimlendirilen Otto ve Diesel çevrimlerinin bulunduğu bir çevrimdir. Sisteme aktarılan ısınn önce sabit hacimde sonra sabit basınçta oluştuğu kabul edilmektedir.



Şekil 3.5. Karma çevrim için P-v ve T-S diyagramları

Karma çevriminin prosesleri aşağıda verilmiştir.

1-2 izentropik sıkıştırma

2-3 sabit hacimde ısı eklenmesi

3-4 sabit basınçta ısı eklenmesi

4-5 izentropik genişleme

5-1 sabit hacimde ısı çekilmesi

2-3 noktaları arasında iş akışkanına ısı verilmesi

$$Q_{23} = M \int_{T_2}^{T_3} C_v dT = MC_v (T_3 - T_2) \quad (3.14)$$

3-4 noktaları arasında iş akışkanına ısı verilmesi

$$Q_{34} = M \int_{T_3}^{T_4} C_p dT = MC_p (T_4 - T_3) \quad (3.15)$$

Sisteme verilen toplam ısı

$$Q_{in} = Q_{23} + Q_{34} = M \int_{T_2}^{T_3} C_v dT + M \int_{T_3}^{T_4} C_p dT = MC_v (T_3 - T_2) + MC_p (T_4 - T_3) \quad (3.16)$$

5-1 prosesi sırasında iş akışkanından ısı çekilmesi

$$Q_{51} = M \int_{T_1}^{T_5} C_v dT = MC_v (T_5 - T_1) \quad (3.17)$$

Isı tranferi ve sürtünme kayıpları ihmal edildiğinde elde edilen verim;

$$\eta_t = \frac{|w_{net}|}{|q_{in}|} = \frac{|q_{in} - q_{out}|}{|q_{in}|} = 1 - \frac{|q_{out}|}{|q_{in}|} \quad (3.18)$$

$$\eta = \frac{|C_v (T_3 - T_2) + C_p (T_4 - T_3) - C_v (T_4 - T_1)|}{|C_v (T_3 - T_2) + C_p (T_4 - T_3)|} = 1 - \frac{|C_v (T_4 - T_1)|}{|C_v (T_3 - T_2) + C_p (T_4 - T_3)|} \quad (3.19)$$

3.6. Miller Çevrimi

Miller çevrimi Atkinson çevriminin modern modifikasyonudur. Bir motor Atkinson çevrimi ile çalışması için tasarlanırken karmaşık mekanik bağlantılara ihtiyaç duyulurken benzer bir motor Miller çevrimi ile çalışacak şekilde tasarlandığında kendine özgü bir supap zamanlaması ile istenen aynı sonuçları alabilmek mümkündür [Pulkrabek, 2003].

Miller'in önerdiği çevrimin,

1. Etkin sıkıştırma oranı genişleme stroğundan daha kısa olması
 2. Dolgu (şarj) basıncının artırılması
 3. Değişken supap zamanlaması
- özelliklerine sahip olması gerekmektedir.

Miller, erken emme supabı kapanması kullanılarak sıkıştırmadan içten soğutmanın sağlanması ile sıkıştırma işinin azaltılabileceğini önermiştir. Daha sonra Miller azaltılmış giriş süresini dengelemek için basıncı artırmayı önermiştir. Uygun arttırılmış basınç ve emme supabı kapanma zamanlaması ile turboşarjlı motorların çeşitli rakımlarda çalışmasıyla deniz seviyesindeki gücün korunabileceğini göstermiştir [Wu, 2004].

Miller Çevrimli Motorlar

Miller çevrimi ile çalışan motorun 4 zamanı aşağıda verilmiştir. Şematik olarak gösterimi de Şekil3.6'da verilmiştir.

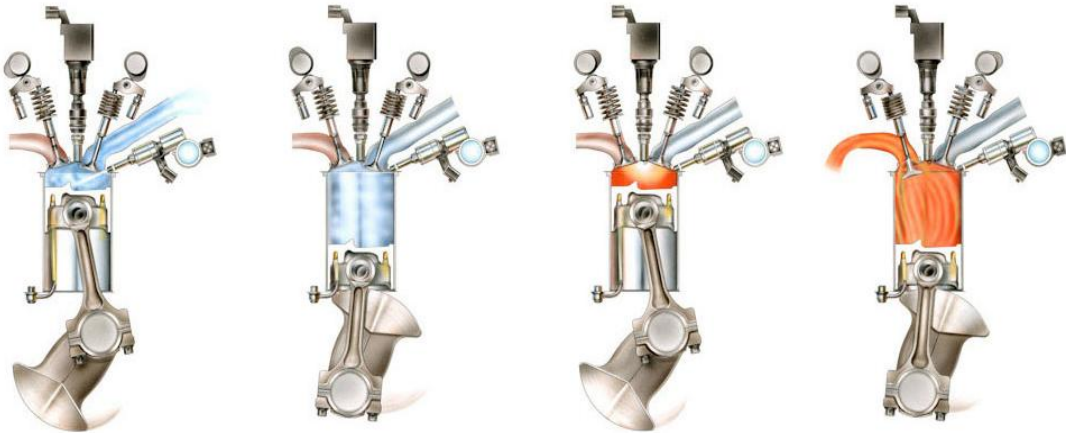
1. Emme Zamanı: Emme zamanını başlangıcında piston ÜÖN'da bulunur. Bu anda emme sübabı açılmaya başlamıştır. Piston üzerindeki atmosfer basıncı, hacimde yanma odası hacmi kadardır. Piston AÖN'ya hareket ettikçe silindir hacmi büyüyeceğinden basınç düşmesi (vakum) meydana gelir. Bu basınç düşüklüğü sebebi ile karbüratörde hazırlanmış olan hava-yakıt karışımı, açık olan emme supabı

kanallarından silindire dolar.

2. Sıkıştırma Zamanı: Pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya hareket etmesiyle sıkıştırma zamanı başlar. Eksoz sübapları kapamıştır. Emme supabı bir süre açık kaldıktan sonra kapanır. Piston ÜÖN'ya doğru gittikçe silindir oranı küçülür ve karışım sıkışır.

3. İş Zamanı: Sıkıştırma zamanını sonunda piston AÖN'ya gelmiş, sıkıştırma tamamlanmıştır. İşte bu anda karışım bujinin verdiği kıvılcımla ateşlenir. Karışım yanmaya başlar. Yanma nedeniyle meydana gelen basınç pistonu AÖN'ya iter. Pistona bağlı olan biyel krank milini döndürür. Böylece motor güç verir.

4. Egzoz Zamanı: İş zamanı sonunda, pistonu AÖN'ya iten enerjisinden yararlanılmış basıncı düşmüş olan gazın silindir dışarısına atılması gerekir. Piston AÖN'ya geldiğinde egzoz supabı açılır. Yanmış gazlar egzoz supabının açtığı kanaldan kendi basıncı ve pistonun ÜÖN'ya doğru hareketi ile itilerek dışarı atılır. Piston ÜÖN'ya geldiğinde egzoz supabı kapanır ve emme supabı açılır. Böylece tamamlanan dört zamanlı çevrim yeniden başlar ve önceki zamanların tekrarı ile devam eder.



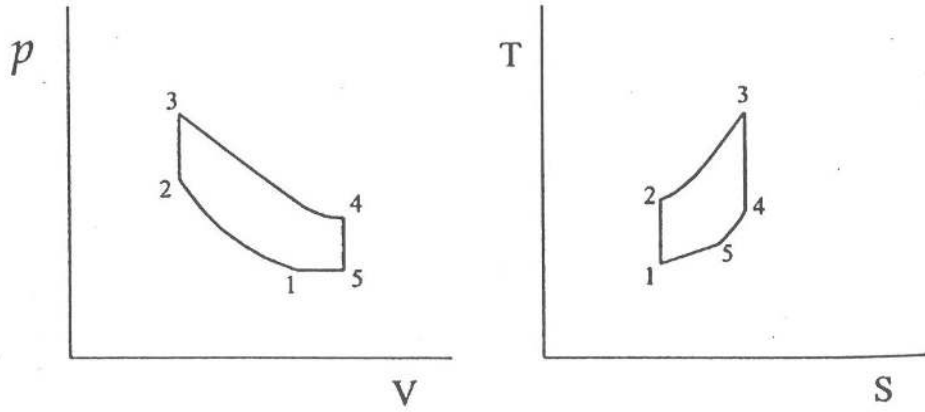
Emme

Sıkıştırma

Ateşleme ve genişleme

Egzoz

Şekil 3.6. Miller çevriminin şematik gösterimi



Şekil 3.7. Miller çevrimi için P-v ve T-S diyagramları

2-3 noktaları arasında iş akışkanına ısı verilmesi

$$Q_{in} = M \int_{T_2}^{T_3} C_v dT = MC_v (T_3 - T_2) \quad (3.20)$$

4-5 prosesi sırasında iş akışkanından ısı çekilmesi

$$Q_{out-1} = M \int_{T_5}^{T_4} C_v dT = MC_v (T_4 - T_5) \quad (3.21)$$

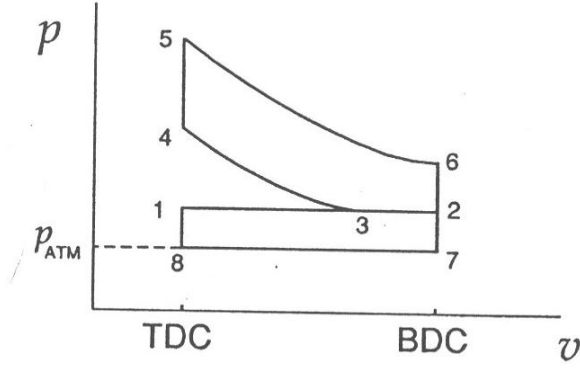
5-1 prosesi sırasında iş akışkanından ısı çekilmesi

$$Q_{out-2} = M \int_{T_5}^{T_1} C_p dT = MC_p (T_5 - T_1) \quad (3.22)$$

Isı tranferi ve sürtünme kayıpları ihmal edildiğinde elde edilen verim;

$$\eta_t = \frac{|w_{net}|}{|q_{in}|} = \frac{|q_{in} - q_{out}|}{|q_{in}|} = 1 - \frac{|q_{out}|}{|q_{in}|} \quad (3.23)$$

$$\eta = \frac{|MC_v (T_4 - T_5) - MC_p (T_5 - T_1)|}{MC_v (T_3 - T_2)} \quad (3.24)$$



Şekil 3.8. Aşırı doldurmalı Miller çevrimi için P-v diyagramı

Aşırı doldurmalı Miller çevrimine ait P-v diyagramı Şekil 3.8’de verilmiştir. Yükselen basınç diyagramdan görülebilmektedir.

4. FORMÜLASYON VE YÖNTEM

4.1. Genel Bilgiler

İçten yanmalı pistonlu motorlarda, pistonun hareketi sonucunda termodinamik bir çevrim gerçekleşmektedir. Bu çevrim, ideal termodinamik çevrimden birçok bakımlardan farklıdır; ancak çevrimin kolayca incelenip, veriminin basitçe hesaplanabilmesi ve çeşitli çevrim tiplerinin termodinamik açıdan karşılaştırılabilmesi için bazı kabuller yapılarak idealleştirme gereklidir [Safgönül ve ark., 1995].

Güç çevrimlerinin çözümlemesinde yapılan basitleştirmeler ve kabuller aşağıda kısaca verilmiştir:

1. Çevrimde sürtünme yoktur. Bu nedenle aracı akışkan borulardan veya ısı değiştiricilerinden geçerken basıncı düşmez.
2. Sıkıştırma ve genişleme zamanında iş gazları ile silindir çeperleri arasında ısı alışverişi yoktur. Sıkıştırma ve genişleme olayları adyabatik tersinir (izentropik) olaylardır.
3. Sistemin elemanlarını birleştiren borular iyice yalıtılmıştır ve bunlardan olan ısı geçişi göz ardı edilebilir [Çengel, 2004].

Gerçek motor çevrimini idealleştirmek için aşağıdaki kabuller yapılır:

- Sisteme ısı girişi ya sabit hacimde, ya sabit basınçta veya sabit hacmi izleyen sabit basınçta olmaktadır.
- Sıkıştırma ve genişleme zamanında iş gazları ile silindir çeperleri arasında ısı alışverişi yoktur. Sıkıştırma ve genişleme olayları adyabatik tersinir (izentropik) olaylardır.
- Atmosfer havasının silindire alınması sırasında basınç kaybı ve sıcaklık değişimi yoktur. Sıkıştırma başındaki silindir şartları atmosfer şartlarıdır.

- Genişleme zamanı sonunda egzoz gazlarının dışarı atılması sırasında basınç kaybı yoktur. Egzoz olayı sabit hacimde ısı atılışını izleyen sabit basınçta olur.

Bu kabullere standart hava çevrimine ait diğer kabuller eklenerek motor çevrimi ideal standart hava çevrimi haline getirilir:

- Silindir gazları ideal gazlardır, ideal gaz kanunlarına uyarlar. Özgül ısıları sabit olup sıcaklığın ve basıncın fonksiyonu değildir.
- Çevrimin her periyodunda silindir gazlarının cinsleri ve miktarları değişmemektedir. Sisteme ısı dışarıdan verilmekte ve çevrim boyunca iş gazları tek bir gaz gibi davranmaktadır.
- Standart hava çevriminde bu gaz havadır. Hava için molekül ağırlığı $M = 29$, sabit basınçta özgül ısı $C_p = 1000 \text{ J/kg K}$, adyabatik üs $k = 1.4$ alınmaktadır [Safgönül ve ark., 1995].

İçten yanmalı motorlarda termodinamik çevrimin gerçekleştirilmesi sırasında oluşan olayların çokluğu ve bunların karşılıklı etkileşimi mühendisleri, termodinamik incelemeleri kolaylaştırabilmek için bazı basitleştirici kabuller yapmaya zorlamıştır. Zorluklar daha ziyade olayların kararsızlığından kaynaklanır. Zorlukları aşmada ilk adımı, ideal çevrim kabulü teşkil eder.

Teorik hava çevrimi incelenirken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Çalışma akışkanı mükemmel gaz kabul edilen havadır.
2. 300 K ve 1 atm şartlarındaki havanın özgül ısıları ve mol kütlesi değişmemektedir.
3. Çevrimin içinde cereyan ettiği silindir cidarına ısı tranferi yoktur.
4. Çevrime ısı ilavesi veya çevrimden ısı çekilmesi dışarıdaki bir kaynak yardımıyla gerçekleşmektedir.
5. İzentropik bir olayda, $k = \frac{C_p}{C_v} = 1.4$ sabit olup, ayrıca $p v^k = s b t$, $p T^{k/(k-1)} = s b t$,

$$vT^{1/(k-1)} = sbt \text{ dir.}$$

6. Sıkıştırma oranı $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_c + v_h}{v_c}$ eşitliği ile hesaplanır.

7. Sabit hacimde ısı girişine ait basınç artış oranı $r_p = \frac{p_3}{p_2}$ dir.

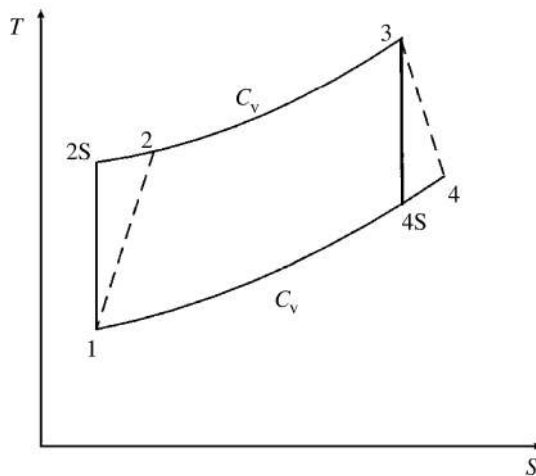
8. Sabit basınçta ısı girişine ait hacim artış oranı $r_v = \frac{v_3}{v_2}$ tür.

9. Enerji denklemi $\Delta e = q - w$ olup, kinetik ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilecektir. $\Delta u = q - w$ ifadesinde iç enerji terimi için mükemmel gazlarda $\Delta u = c_v (T_{son} - T_{ilk})$ eşitliği yazılabilir.

10. Çevrim başladığı noktada bittiği için enerjideki değişme $\Delta e = 0$ olacağından çevrim boyunca yapılan iş değişimi ısı değişimine eşit olacaktır. $(\oint q = \oint w)$ [Sürmen ve ark., 2004].

4.2. Formülasyon Yöntemi

Çevrimlerin analizi yapılırken temel olarak Otto çevrimi ele alınmış ve diğer çevrimler için analiz yapılırken bu model üzerinde modifikasyonlar yapılmıştır.



Şekil 4.1. Otto çevrimi için T-s grafiği

Şekil 4.1’de 1-2S arasında tersinir adyabatik sıkıştırma, 1-2 arasında ise tersinmez adyabatik sıkıştırma, 3-4S arasında tersinir adyabatik genişleme, 3-4 arasında ise tersinmez adyabatik genişleme olmaktadır.

Birçok çevrim modelinde, iş akışkanını sabit özgül ısılar ile ideal gaz kabul edilebilir. Fakat bu kabul sadece küçük sıcaklık farklarında (değişimlerinde) geçerlidir. Büyük sıcaklık farkları olan gerçek çevrimlerde, bu kabuller uygulanamaz.

Al-Sarkhi ve ark. (2002) ‘Efficiency of a Miller engine’ isimli makalelerinde ısı makinalarındaki gazlar için genellikle sıcaklığın 300-2200 K arasında değiştiğinde gazlar için özgül ısı eğrisinin neredeyse doğrusal olduğunu belirtmiş ve özgül ısılar için aşağıdaki ifadeleri kullanmışlardır. Yanma sonu sıcaklığı motor elemanalarının mukavemeti açısından sınırlandırılabilir [Safgönül ve ark., 1995]. Bu çalışmada da kullanılan en yüksek sıcaklık 2200 K olarak seçilmiştir.

Değişken özgül ısı değerlerini elde etmek için NASA polinomu olarak isimlendirilen özgül ısı modeli kullanılabilir, sıcaklığın 200-1000 K arasında olduğu durumda,

$$\frac{C_p}{R_g} = 3,56839 - 6,788729 * 10^{-4} T + 1,5537 * 10^{-6} T^2 - 3,29937 * 10^{-12} T^3 - 466,395 * 10^{-15} T^4 \quad (4.1)$$

Sıcaklığın 1000-6000K değiştiği aralıkta

$$\frac{C_p}{R_g} = 3,08793 + 12,4597 * 10^{-4} T - 0,42972 * 10^{-6} T^2 + 67,4775 * 10^{-12} T^3 - 3,97077 * 10^{-15} T^4 \quad (4.2)$$

Bu formülasyondan başka, alternatif bir eşitlikte kullanılabilir. Daha düşük sıcaklık aralığı dışında da kullanılabilecek alternatif bir eşitlik de Sonntag ve ark.’larının ifade ettiği, havanın % 78,1 azot, % 20,95 oksijen, % 0,92 Argon ve % 0,03

karbondioksit(mol bazında)ten oluşan bir ideal gaz karışımı kabulü ile aşağıdaki denklemde belirtilmiştir.

$$C_p = 2,506 * 10^{-11} T^2 + 1,454 * 10^{-7} T^{1,5} - 4,246 * 10^{-7} T + 3,162 * 10^{-5} T^{0,5} + 1,3303 \\ - 1,512 * 10^4 T^{-1,5} + 3,063 * 10^5 T^{-2} - 2,212 * 10^7 T^{-3} \quad (4.3)$$

Çoğu modelde iş akışkanı için sabit özgül ısılar olduğu kabul edilmektedir. Bu kabul ancak küçük sıcaklık farkları için geçerlidir. Sıcaklık farkının yüksek olduğu durumlar için uygulanamaz. Sıcaklığın 300-3500 K arasında değiştiği durumlar için sabit basınçtaki özgül ısı değeri

$$C_p = 2,506 \times 10^{-11} T^2 + 1,454 \times 10^{-7} T^{1,5} - 4,246 \times 10^{-7} T + 3,162 \times 10^{-5} T^{0,5} + 1,3303 \\ - 1,512 \times 10^4 T^{-1,5} + 3,063 \times 10^5 T^{-2} - 2,212 \times 10^7 T^{-3} \quad (4.4)$$

olarak hesaplanabilir [Ge ve ark., 2008, Abu-Nada ve ark., 2005].

Ayrıca, seçilecek hesaplama yöntemine göre özgül ısılar lineer olarak da hesaplanabilmektedir.

$$C_p = a + k_1 T \quad (4.5)$$

$$C_v = b + k_1 T \quad (4.6)$$

Burada a, b, k₁ sabit; C_p ve C_v sabit hacim ve sabit basınçla ilgili molar özgül ısılardır.

$$C_v = C_p - R \\ = 2,506 \times 10^{-11} T^2 + 1,454 \times 10^{-7} T^{1,5} - 4,246 \times 10^{-7} T + 3,162 \times 10^{-5} T^{0,5} + 1,0433 \\ - 1,512 \times 10^4 T^{-1,5} + 3,063 \times 10^5 T^{-2} - 2,212 \times 10^7 T^{-3} \quad (4.7)$$

Burada, evrensel gaz sabiti R=0,287 kJ/kgK olarak sabit alınmıştır.

$$C_v \ln \frac{T_j}{T_i} = R_g \ln \frac{V_i}{V_j} \quad (4.8)$$

olarak yazılabilir ve C_v eşitliğindeki T değeri $T = \frac{T_j - T_i}{\ln(T_j / T_i)}$

olarak yazılabilir.

$$\text{Sıkıştırma oranı (r), } r = \frac{V_1}{V_2} \quad (4.9)$$

1-2S ve 3-4S arasındaki tersinir adyabatik prosesler için

$$C_v \ln \frac{T_{2S}}{T_1} = R_g \ln r \quad (4.10)$$

$$C_v \ln \frac{T_{4S}}{T_3} = R_g \ln r \quad (4.11)$$

2-3 arasındaki ısı aktarımı

$$\begin{aligned} Q_{in} &= M \int_{T_2}^{T_3} C_v dT \\ &= M \int_{T_2}^{T_3} \left(2,506 \times 10^{-11} T^2 + 1,454 \times 10^{-7} T^{1,5} - 4,246 \times 10^{-7} T + 3,162 \times 10^{-5} T^{0,5} \right. \\ &\quad \left. + 1,0433 - 1,512 \times 10^4 T^{-1,5} + 3,063 \times 10^5 T^{-2} - 2,212 \times 10^7 T^{-3} \right) dT \\ &= M \left[\frac{2,506 \times 10^{-11} T^3}{3} + \frac{1,454 \times 10^{-7} T^{2,5}}{2,5} - \frac{4,246 \times 10^{-7} T^2}{2} + \frac{3,162 \times 10^{-5} T^{1,5}}{1,5} \right. \\ &\quad \left. + 1,0433 T - 1,512 \times 10^4 \left(-\frac{T^{-0,5}}{0,5} \right) + 3,063 \times 10^5 (-T^{-1}) - 2,212 \times 10^7 \left(\frac{T^{-2}}{2} \right) \right]_{T_2}^{T_3} \quad (4.12) \end{aligned}$$

4-1 arasındaki proseste, sistemden ısı çekilmesi durumunda

$$\begin{aligned}
Q_{out} &= M \int_{T_1}^{T_4} C_v dT \\
&= M \int_{T_1}^{T_4} \left(2,506 \times 10^{-11} T^2 + 1,454 \times 10^{-7} T^{1,5} - 4,246 \times 10^{-7} T + 3,162 \times 10^{-5} T^{0,5} \right. \\
&\quad \left. + 1,0433 - 1,512 \times 10^4 T^{-1,5} + 3,063 \times 10^5 T^{-2} - 2,212 \times 10^7 T^{-3} \right) dT \\
&= M \left[2,506 \times 10^{-11} \frac{T^3}{3} + 1,454 \times 10^{-7} \frac{T^{2,5}}{2,5} - 4,246 \times 10^{-7} \frac{T^2}{2} + 3,162 \times 10^{-5} \frac{T^{1,5}}{1,5} \right. \\
&\quad \left. + 1,0433T - 1,512 \times 10^4 \left(-\frac{T^{-0,5}}{0,5} \right) + 3,063 \times 10^5 (-T^{-1}) - 2,212 \times 10^7 \left(\frac{T^{-2}}{2} \right) \right]_{T_1}^{T_4} \quad (4.13)
\end{aligned}$$

Burada M iş akışkanının kütle oranıdır.

Adyabatik sıkıştırma ve genişleme prosesleri için verim ifadeleri sırasıyla şu şekildedir.

$$\eta_c = (T_{2s} - T_1) / (T_2 - T_1) \quad (4.14)$$

$$\eta_e = (T_4 - T_3) / (T_{4s} - T_3) \quad (4.15)$$

İdeal Otto çevrimi için, ısı transferi kayıpları dikkate alınmamaktadır. Gerçek bir çevrimde ise iş akışkanı ile silindir duvarı arasındaki ısı transferi tersinmezlikleri ihmal edilememektedir. Silindir duvarından olan ısı kaybının silindir sıcaklığı ve iş akışkanının ortalama sıcaklığı ile orantılı olduğu kabul edilmektedir. Silindir duvarının sıcaklığı sabittir. Kayıp ısı için aşağıdaki lineer eşitlik verilebilir [Ge ve ark., 2008].

$$Q_{leak} = MB(T_2 + T_3 - 2T_0) \quad (4.16)$$

burada B ısı transfer ile ilgili bir katsayı, T_0 silindir duvarının ortalama sıcaklığıdır.

Pistonun sürtünmesi ile oluşan sürtünme kayıplarının da dikkate alınması gereklidir. Disipasyon terimi hızın lineer fonksiyonu olan sürtünme kuvveti ile verilebilir [Chen ve ark., 2006, Ge ve ark., 2008].

$$f_{\mu} = \mu v = \mu \frac{dx}{dt} \quad (4.17)$$

burada μ global kayıpları da içine alan sürtünme katsayısı, x pistonun yerdeğiştirmesidir.

Kayıp güç (P_{μ})

$$P_{\mu} = \frac{dW_{\mu}}{dt} = \mu \frac{dx}{dt} \frac{dx}{dt} = \mu v^2 \quad (4.18)$$

Dört zamanlı bir motor için, ortalama piston hızı

$$\bar{v} = 4(x_1 - x_2)N = 4LN \quad (4.19)$$

burada N , 1 saniyedeki devir sayısı, L strok boyu, x_1 üst ölü nokta ve x_2 alt ölü nokta konumlarıdır.

Böylece, elde edilen güç,

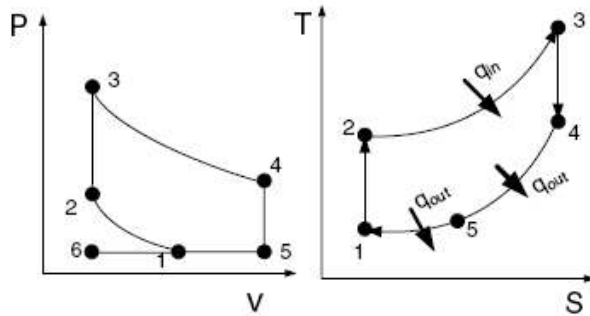
$$P_{out} = Q_{in} - Q_{out} - P_{\mu} \quad (4.20)$$

Çevrimin verimi

$$\eta_{Otto} = \frac{P_{out}}{Q_{in} + Q_{leak}} = \frac{Q_{in} - Q_{out} - P_{\mu}}{Q_{in} + Q_{leak}} \quad (4.21)$$

Sıkıştırma oranı r , T_1 , T_3 , η_c ve η_e verildiğinde diğer bilinmeyenler yukarıdaki eşitlikler kullanılarak elde edilebilir [Ge ve ark., 2008].

Miller Çevriminin p-v ve T-s diyagramları şekilde gösterilmektedir. Adyabatik sıkıştırma, sabit hacimde sisteme ısı verilmesi, adyabatik genişleme, sabit hacimde sistemden ısı çıkartılması, sabit basınçta sistemden ısı çıkartılması ve egzoz safhalarından oluşan bu çevrimin analizi için aşağıdaki bağıntılar yazılabilir.



Şekil 4.2. Tersinmez Miller ısı makinesi için sıcaklık-entropi diyagramı

Miller Çevriminde aşağıdaki olaylar oluşur

- 1-2 tersinmez adyabatik sıkıştırma
- 2-3 sabit hacimde sisteme ısı verilmesi
- 3-4 tersinmez adyabatik genişleme
- 4-5 sabit hacimde sistemden ısı çıkartılması
- 5-1 sabit basınçta sistemden ısı çıkartılması

Motorda çevrim oluşumu kapalı sistem ve çalışma maddesinin hava olduğu kabulü ile yapılmaktadır. [Sürmen ve ark.,2004]

6-1 Havanın sabit basınçta emilmesi

Bu süreçte emme supabı açık, egzoz supabı ise kapalıdır.

$$P_1 = P_6 = P_0 \quad (4.22)$$

Sabit basınç hal değıştirmenin işi;

$$w_{16} = \int p dv \quad (4.23)$$

$P_1 = P_6$ sabit olduğundan

$$w_{16} = P_6 (v_1 - v_6) \quad (4.24)$$

1-2 İzentropik (tersinir) adyabatik sıkışma

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 (r)^{k-1} \quad (4.25)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = P_1 (r)^k \quad (4.26)$$

$q_{12} = 0$ (Sıkıştırma izentropik olduğu için ısı değışimi sıfırdır.)

$$w_{12} = (u_2 - u_1) = c_v (T_2 - T_1) \quad (4.27)$$

2-3 Sabit hacimde ısı girişı (yanma)

$$v_2 = v_3 \quad (4.28)$$

$w_{23} = 0$ (Hacim değışimi olmadığı için iş değışimi sıfırdır.)

İş gazlarının birim kütlesi başına verilen ısı ise;

$$q_{23} = q_{giren} = (u_3 - u_2) = c_v (T_3 - T_2) \quad (4.29)$$

2 ve 3 noktaları için ideal gaz denklemleri yazılıp T_3 sıcaklığı çekilirse;

$$p_2 v_2 = RT_2 \text{ ve } p_3 v_3 = RT_3 \quad (4.30)$$

$$T_3 = T_2 \frac{p_3}{p_2} \quad (4.31)$$

Denklemleri elde edilir. Burada $p_3 / p_2 = r_p$ oranına basınç artış oranı denir.

3-4 İzentropik (Tersinir adyabatik) genişleme

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = T_3 (r_e)^{1-k} \quad (4.32)$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k = P_3 \left(\frac{1}{r_e} \right)^k \quad (4.33)$$

$q_{34} = 0$ (Genişleme izentropik olduğu için ısı değişimi sıfırdır.)

4-5 Sabit hacimde ısı atılması (egzoz)

$$v_4 = v_5$$

$w_{45} = 0$ (Hacim değişimi olmadığı için ısı değişimi sıfırdır.)

4-5 noktaları arasında iş gazlarının birim kütlesi başına atılan ısı ise;

$$q_{çıkan1} = -q_{45} = -(u_5 - u_4) = c_v (T_4 - T_5) \quad (4.34)$$

5-1 Sabit basınçta ısı atılması

$$P_1 = P_5 \quad (4.35)$$

Sabit basınç hal değiştirmenin işi;

$$w_{15} = \int p dv \quad (4.36)$$

$P_1 = P_5$ sabit olduğundan

$$w_{15} = P_1(v_5 - v_1) \quad (4.37)$$

Sabit basınç hal değişimi sistemden atılan ısı (ideal gazlar için $dh = c_p dT$)

İş gazlarının birim kütlesi başına atılan ısı

$$q_{çıkış 2} = -q_{51} = -(h_5 - h_1) = c_p(T_5 - T_1) \quad (4.38)$$

1-6 Egzoz gazlarının sabit basınçta atılması

$$P_1 = P_6 = P_0$$

$$w_{61} = P_1(v_6 - v_1) \quad (4.39)$$

Çevrimin ısı verimi:

$$\eta_t = \frac{|w_{net}|}{|q_{giren}|} = \frac{|q_{giren} - q_{çıkış}|}{|q_{giren}|} = 1 - \frac{|q_{çıkış}|}{|q_{giren}|} \quad (4.40)$$

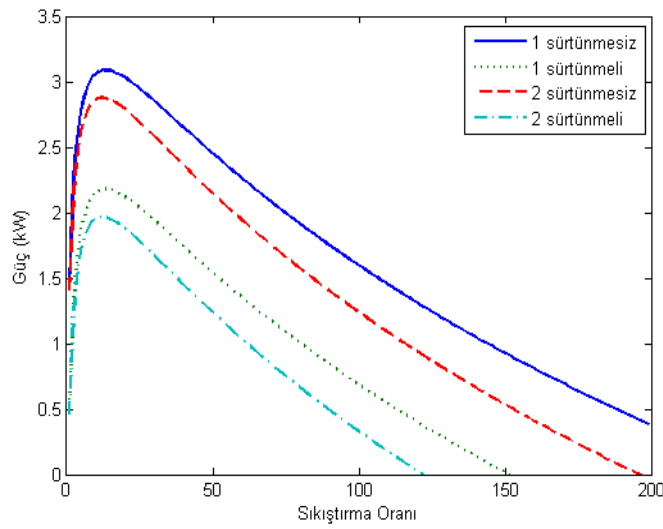
$$\eta_t = 1 - \frac{|c_v(T_4 - T_5) - c_p(T_5 - T_1)|}{|c_v(T_3 - T_2)|} \quad (4.41)$$

Görüldüğü gibi sadece sıcaklıkların bilinmesiyle ısı verim hesaplanabilir. Bu ifade sıkıştırma ve genişleme süreçleri için ideal gaz denklemleri kullanılarak daha da basitleştirilebilir. [Sürmen ve ark.,2004]

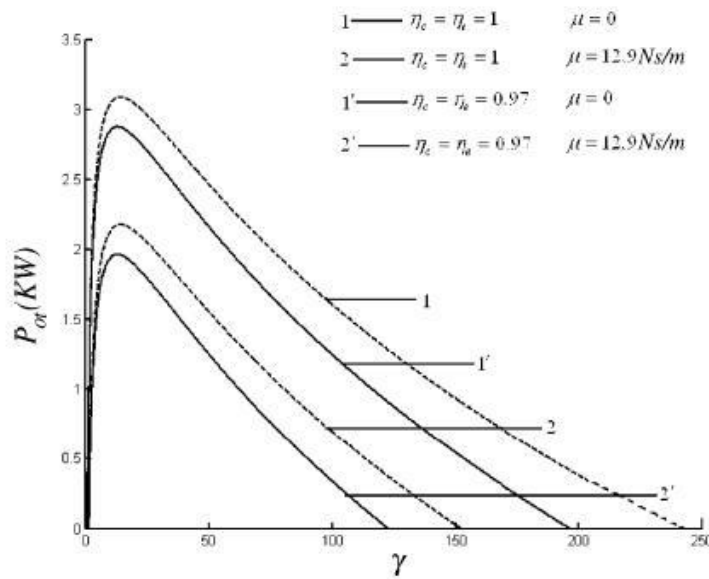
$$\eta_t = 1 - \frac{|c_v(T_4 - T_5) - c_p(T_5 - T_1)|}{|c_v(T_3 - T_2)|} = 1 - \frac{|(T_4 - T_5) - k(T_5 - T_1)|}{|(T_3 - T_2)|} \quad (4.42)$$

5. SONUÇLAR

Sonuçlar elde edilirken sabit değerler Ge ve arkadaşlarının yazdığı makaleden alınmıştır. Böylece sonuçlar değerlendirilirken referans olarak kullanılması sağlanacaktır.



Şekil 5.1. Otto çevrimi için 30 dev/s için güç grafiği



Şekil 5.2. Otto çevrimi için 30 dev/s için Ge vd. (2008) yapmış oldukları çalışmada elde ettikleri güç grafiği

Şekil 5.1 programın kontrolü için kullanılan bir şekildir. Bu şekil ile Ge vd. (2008) (Şekil 5.2) yaptıkları çalışmada elde ettikleri sonuçlar aynıdır. Bu durum grafiklerden de görülebilir.

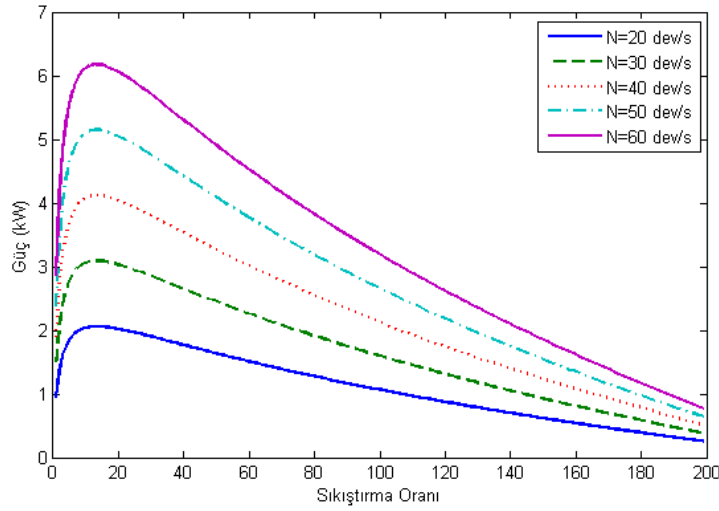
Sıkıştırma oranının artışına bağlı olarak değişen sıcaklıklar, iş akışkanının özgül ısısını ve dolayısıyla sisteme verilen ve sistemden çekilen ısı miktarını değiştirmektedir. Normal işletme şartlarında sıkıştırma oranı arttıkça sisteme verilen ısı sürekli artmaktadır. Teorik çevrimlerde kullanılan sıkıştırma oranı belirli bir değerin (yaklaşık $r=13-14$) üzerine çıkmasıyla artan T_4 sıcaklığına karşılık sabit tutulan T_1 sıcaklığının etkisiyle dışarı verilen ısı miktarındaki artış (Q_{out}) sisteme verilen ısı miktarındaki oranı attırmaktadır. Yani gerçek motorlarda egzoz stroğu sonundaki sıcaklık ile emme havası sıcaklığı eşit değildir; burada ise T_1 sıcaklığı egzoz stroğu sonu ve emme stroğu başlangıcı eşittir.

Hesaplamalar yapılırken evrensel gaz sabiti $R=0,287$ kJ/kgK olarak sabit alınmıştır, Silindir içerisine alınan yakıt-hava karışımının sıcaklığı 300 K, kütleli debisi ise motor hızı $N=30$ dev/s için $M=4.553 \cdot 10^{-3}$ kg/s olarak alınmıştır. Kütleli debi motor hızı ile doğrusal olarak değişmektedir. Çevrimin en yüksek sıcaklığı silindirin dayanabileceği en yüksek değer olan 2200K alınmıştır. Sıkıştırma oranının 200'e kadar seçilmesi iç tersinmezliklerin ve sürtünmenin etkisinin net olarak belirlenmesidir.

5.1. Otto Çevrimi

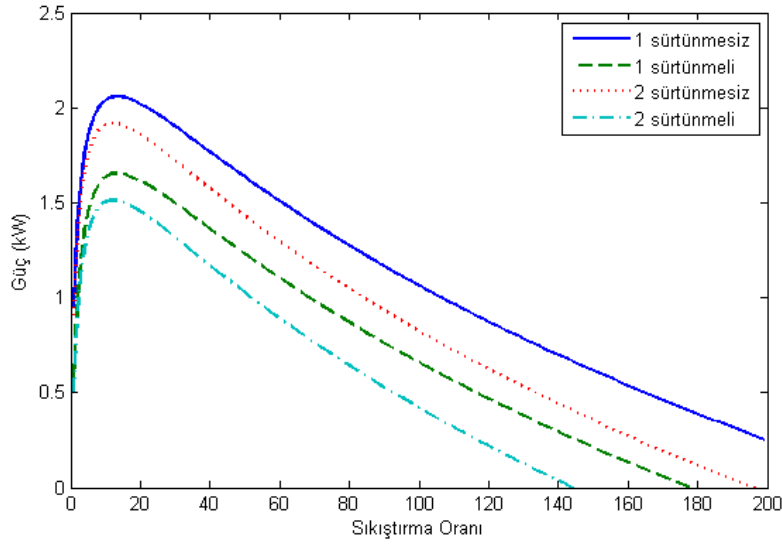
Otto çevrimi için yapılan çalışmanın sonuçları aşağıda sunulmuştur. Otto çevrimi sıkıştırma oranına göre incelenirken sıcaklık değerlerinde değişiklik yapılmamıştır. Yalnızca motor hızının artması ile birlikte çevrime giren iş akışkanının debisi değiştiği için iş akışkanı akış hızı (oranı) değiştirilmiştir. Böyle yapılmasının sebebi de sıkıştırma oranı ile artacak olan maksimum sıcaklık değerleri kıyaslanan makalede de benzer olarak çalışılmış olmasıdır.

Şekil 5.3'te Otto çevrimi için iç tersinmezlikler ve sürtünmenin olmadığı durum (ideal durum) ($\eta_c=\eta_e=1,0$ ve $\mu=0,0$) için çevrimden elde edilen gücün grafiği verilmiştir. Motor hızı arttıkça çevrimden elde edilen güç artmaktadır. Ayrıca, sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte çevrimden alınan güç önce artmakta sonra azalmaktadır.



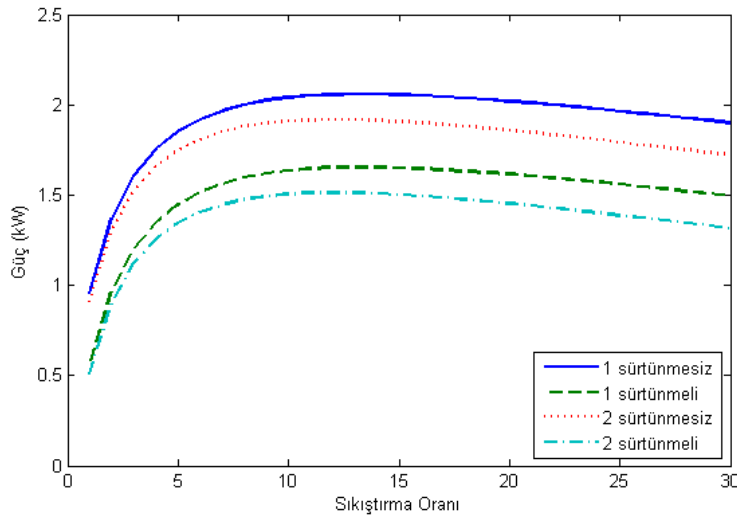
Şekil 5.3. Otto çevriminin güç grafiği

Şekil 5.4'de Otto çevrimi için 20 dev/s'de programdan elde edilen sonuçlar verilmiştir. Burada 1 ve 2 durumları olarak iki durum vardır. Durum 1'de $\eta_c=\eta_e=1,0$ 'dir, Durum 2'de $\eta_c=\eta_e=0,97$ 'dir. Bu her iki durum ise sürtünmesiz ve sürtünmeli olarak iki gruba ayrılmıştır. Burada iç tersinmezliklerin ve sürtünmenin etkisi görülmektedir. Sürtünmesiz ve iç tersinmezliklerin olmadığı durumda en yüksek güç değeri elde edilirken, sürtünmeli ve iç tersinmezliklerin olduğu durumlarda elde edilen güç değeri de azalmaktadır.



Şekil 5.4. Otto çevrimi için 20 dev/s için güç grafiği (r=0-200)

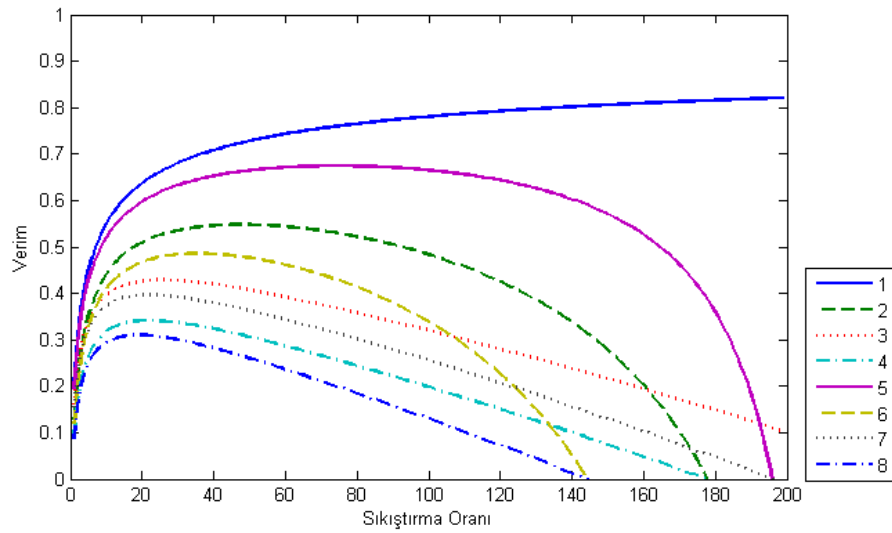
Şekil 5.5’de sıkıştırma oranı 0-30 arasındaki değişimlerde elde edilen güç değerlerinin değişimi verilmiştir. Sürtünme ve kayıpların olmadığı durum (1 sürtünmesiz) ile sürtünme ve kayıpların olduğu durum (2 sürtülmeli) ile arasındaki güç farkı da grafikten de görülebilmektedir.



Şekil 5.5. Otto çevrimi için 20 dev/s için güç grafiği (r=0-30)

Otto çevriminde motor hızı $N=20$ dev/s için tersinmezliklerin ve sürtünmenin çevrim verimi üzerine etkisi Şekil 5.5'te verilmiştir. Şekil 5.6'da 8 farklı durum için ve sıkıştırma oranı 200'e kadar, ve Şekil 5.7'de Otto çevriminin kullanılabileceği sıkıştırma oranı 30'a kadar verimin değişimi verilmiştir. Buradaki her bir durum bir rakam ile verilmiştir ve bu rakamlar çevrimlerdeki sabitlerin değişimini göstermektedir.

1	$\eta_c=\eta_e=1,0$	$\mu=0,0$	$B=0,0$
2	$\eta_c=\eta_e=1,0$	$\mu=12,9$ Ns/m	$B=0,0$
3	$\eta_c=\eta_e=1,0$	$\mu=0,0$	$B=0,2$ kJ/kgK
4	$\eta_c=\eta_e=1,0$	$\mu=12,9$ Ns/m	$B=0,2$ kJ/kgK
5	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=0,0$	$B=0,0$
6	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=12,9$ Ns/m	$B=0,0$
7	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=0,0$	$B=0,2$ kJ/kgK
8	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=12,9$ Ns/m	$B=0,2$ kJ/kgK

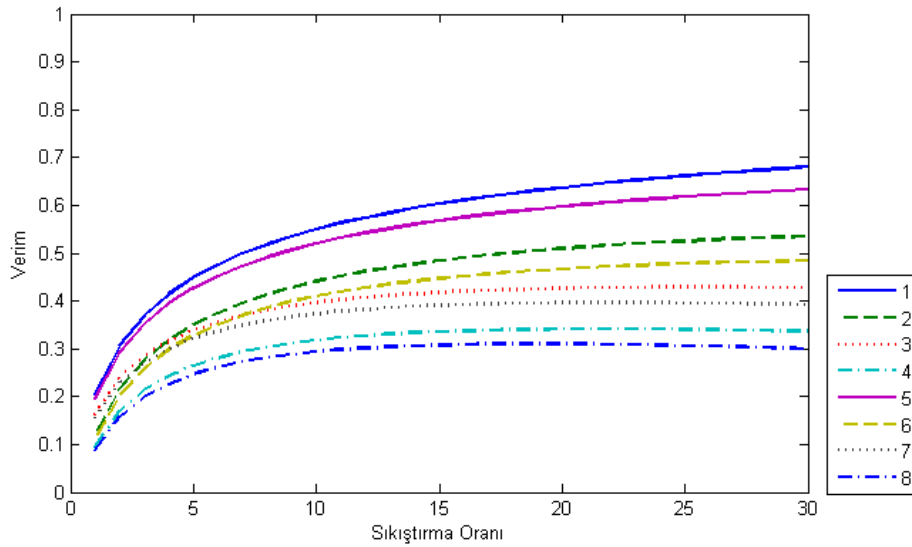


Şekil 5.6. Otto çevrimi için tersinmezliklerin ve sürtünmenin etkisi ($r=0-200$)

Durum 1 ile diğer durumlar arasındaki farklar ya tersinmezliklerden ya sürtünmelerden veya ısı transferinden oluşmaktadır. Durum 1 ile Durum 8 arasında

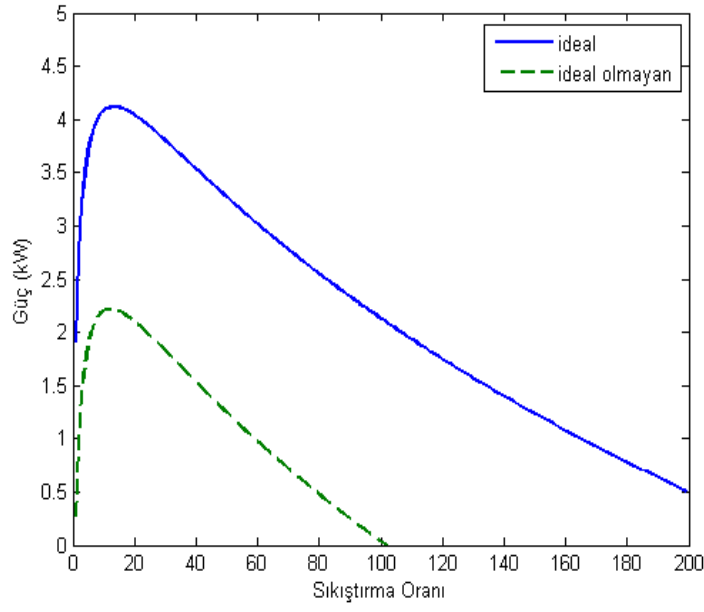
bu fark net olarak görülmektedir. İç tersinmezlikler, sürtünme ve ısı transferi nedeniyle verimi düşmektedir.

Şekil 5.6’da iç tersinmezlikler nedeniyle verimde azalma görülmektedir.(Durum 1 ve 5). Sürtünme nedeni ile daha çok kayıp oluşmakta ve verim düşmektedir.(Durum 1 ve 2). Isı kayıpları dikkate alındığında ise (Durum 3) verimin düştüğü ancak incelenen sıkıştırma oranına ulaşabildiği görülmektedir, çünkü sistemden iş haricinde sadece ısı transferi olmaktadır. Ancak bu etkilerin bir arada olduğu durum incelendiğinde ise (Durum 8) hem verimin azaldığı hem de elde edilebilecek en yüksek sıkıştırma oranının düştüğü görülmektedir. Grafik incelendiğinde eğriler birbirini kesmektedirler. Bunun nedeni ise, en yüksek enerjinin sürtünmeler için harcanmasıdır.

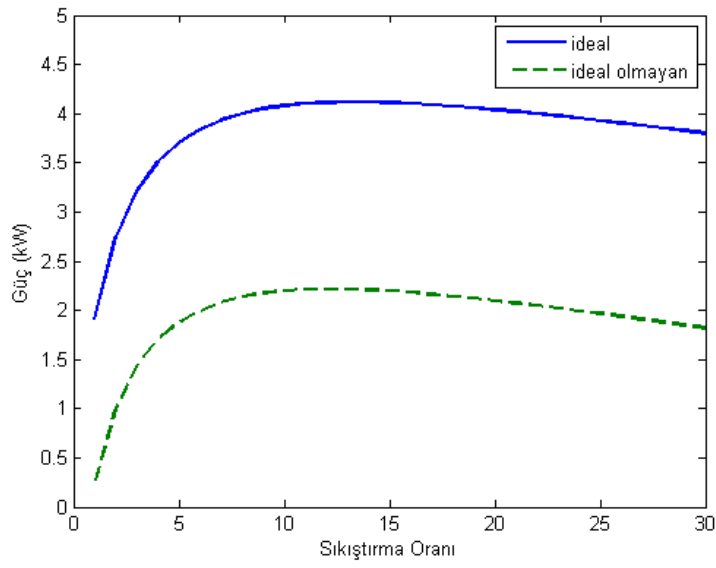


Şekil 5.7. Otto çevrimi için tersinmezliklerin ve sürtünmenin etkisi (N=20 dev/s)

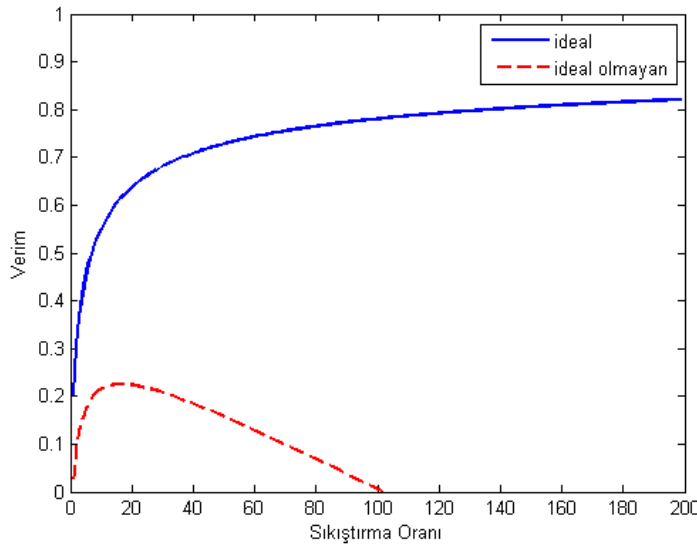
Şekil 5.8’de N=40 dev/s için ideal durum ($\eta_c=\eta_e=1,0$, $\mu=0,0$) ve ideal olmayan durum ($\eta_c=\eta_e=0,97$, $\mu=12,9$ Ns/m) için elde edilebilecek güç değişimleri sıkıştırma oranına bağlı olarak verilmiştir. Sürtünme ve tersinmezliklerden dolayı teorik olarak çıkılabilecek sıkıştırma oranı da düşmektedir. Şekil 5.10’da da aynı durumlar için verim eğrisi verilmiştir.



Şekil 5.8. Otto çevrimi için tersinmezliklerin ve sürtünmenin etkisi ($N=40$ dev/s)



Şekil 5.9. Otto çevrimi için ideal ve ideal olmayan durum için çevrim gücünün kıyaslanması



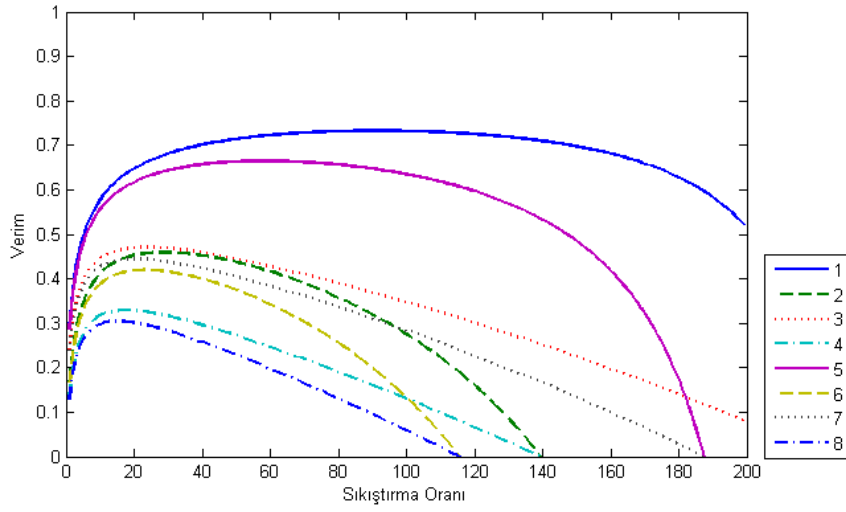
Şekil 5.10. Otto çevrimi için ideal ve ideal olmayan durum için çevrim gücünün kıyaslanması (N=40 dev/s)

Şekil 5.8 ve Şekil 5.10 incelendiğinde ise ideal olarak sıkıştırma artırıldığında sıkıştırma oranı $r=200$ 'ün üzerine çıkarken, kayıpların olduğu durumda ise sıkıştırma oranının yaklaşık $r=100$ civarına kadar artırılabilirdiği görülmektedir. Bunun nedeni piston silindir sürtünmesi ve iç tersinmezlikler nedeniyle oluşan enerji kaybıdır.

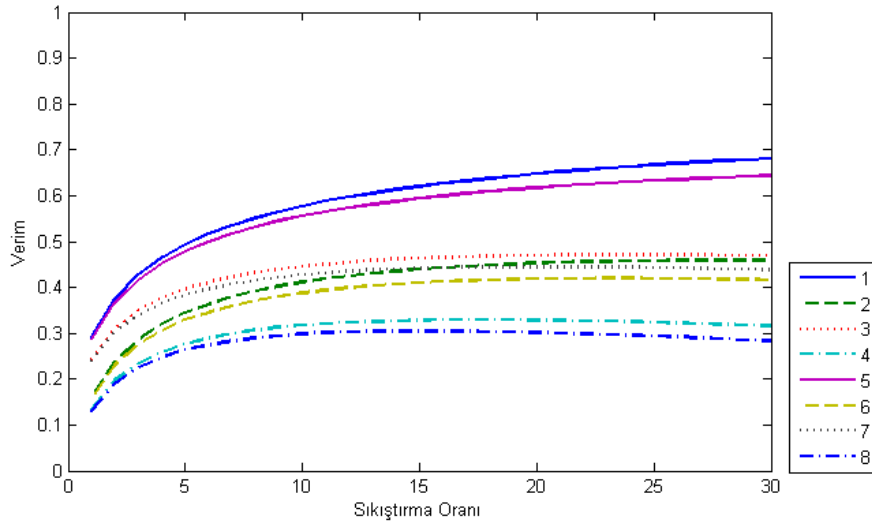
5.2. Diesel Çevrimi

İçten yanmalı motorlarda en yaygın kullanılan çevrimlerden birisi de Diesel çevrimli motorlardır. Aşağıda Diesel çevrimi için elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Diesel çevrimi için motor hızı 40 dev/s için iç tersinmezliklerin ve sürtünmenin etkisi Şekil 5.11'de verilmiştir. Şekilden görülebileceği gibi tersinmezlikler, sürtünme ve ısı transferinin etkisi dikkate alındığında çevrimden elde edilen maksimum verim azalmaktadır. Sıkıştırma oranı 0-30 arasında değiştirildiğinde ise aynı etki görülmektedir ve sistemdeki kayıplar arttıkça verimde azalma olmaktadır (Şekil 5.12).

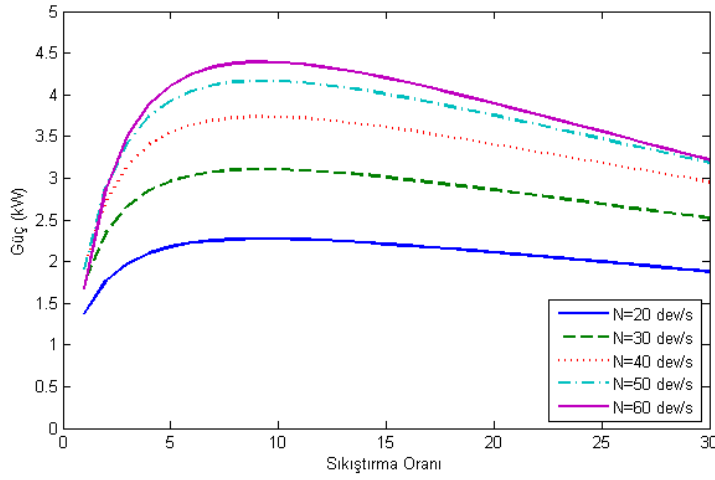


Şekil 5.11. Diesel çevriminin veriminin iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi (r=0-200)



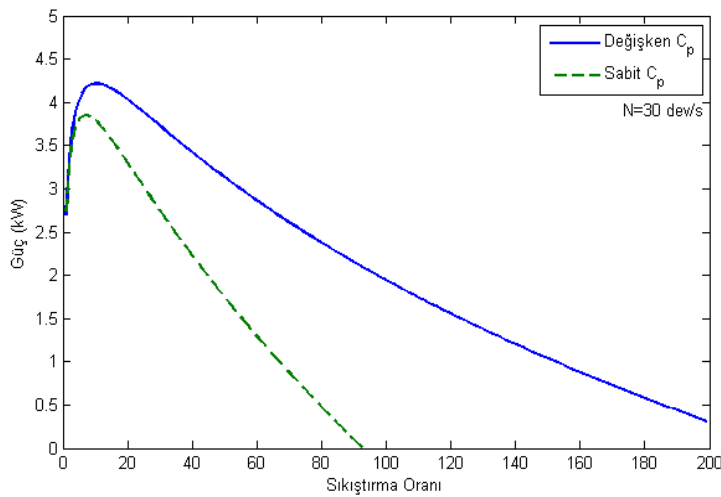
Şekil 5.12. Diesel çevriminin veriminin iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi (r=0-30)

Şekil 5.13'de Diesel çevriminde sürtünmeli ($\eta_c = \eta_e = 0,97$, $\mu = 12,9$ Ns/m) durum için çevrimden elde edilen gücün motor hızı ile değişiminin verildiği aşağıdaki grafikte motor hızının artırılmasıyla birlikte artış görülmektedir, ancak motor hızı 50 dev/s ve 60 dev/s değerleri için elde edilen güç değerleri birbirlerine yaklaşımaktadır.

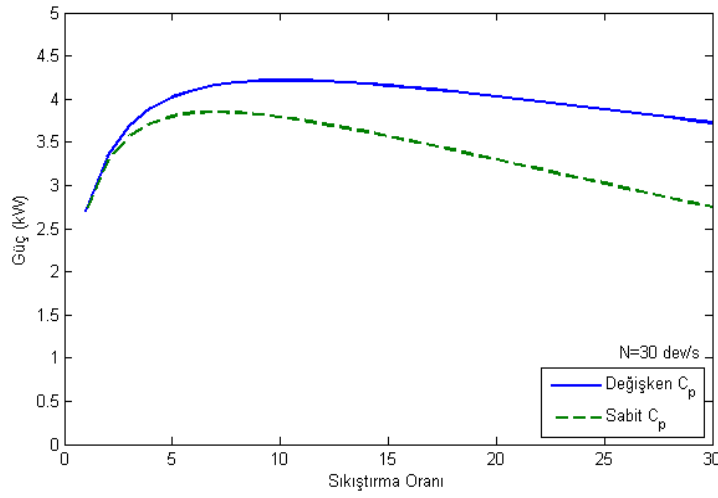


Şekil 5.13. Diesel çevrimi için elde edilen gücün motor hızı ile değişimi

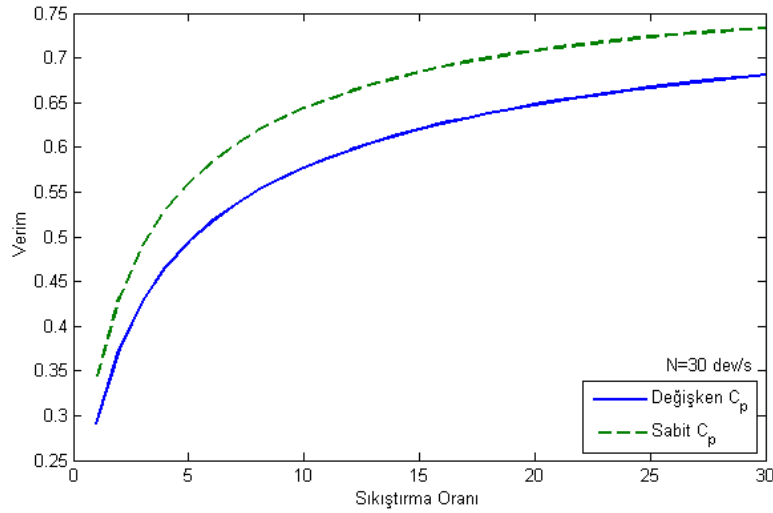
Sabit özgül ısı değer kullanıldığında ise çevrimdeki değişiklikler aşağıdaki şekillerde (Şekil 5.14, 5.15, 5.16) verilmiştir. Özgül ısı değer sabit olarak hesaplandığında çevrimden elde edilen maksimum güç azalmaktadır. Sıkıştırma oranı motor çalışması için gerekli olan aralıkta incelendiğinde sıkıştırma oranının artmasıyla güç farkı artmaktadır. Verim grafiği incelendiğinde ise sabit özgül ısı değeri kullanıldığında daha yüksek verim değerleri elde edilmiştir. Elde edilen grafikler ideal durum ve motor hızı $N=30$ dev/s için elde edilmiştir.



Şekil 5.14. Diesel çevriminde değişken ve sabit özgül ısı değerleri için motor gücünün değişimi ($r=0-200$)



Şekil 5.15. Diesel çevriminde değişken ve sabit özgül ısı değerleri için motor gücünün değişimi ($r=0-30$)

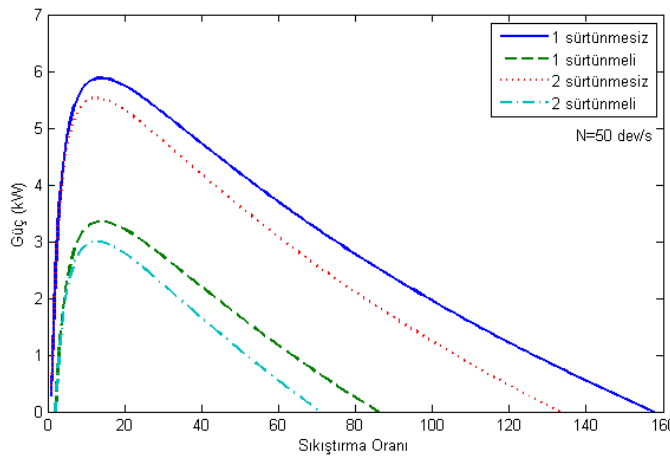


Şekil 5.16. Diesel çevriminde değişken ve sabit özgül ısı değerleri için çevrim veriminin değişimi ($r=0-200$)

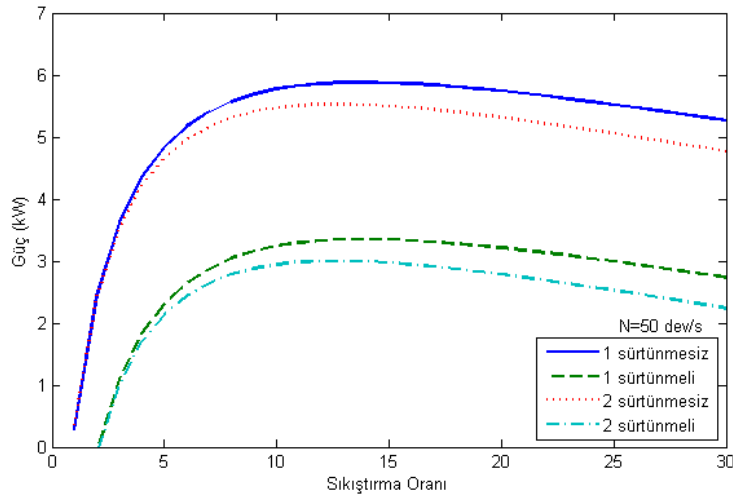
Özgül ısı değerleri sıcaklığa bağlı olarak arttığı için silindir içerisindeki hava-yakıt karışımı daha yüksek oranlarda ısı alabilmektedir. Bu nedenle de yüksek sıkıştırma oranlarında, T_3 sıcaklığının artmasından dolayı, güç değeri değişken özgül ısı değerleri için daha yüksek olmaktadır.

5.3. Karma Çevrim

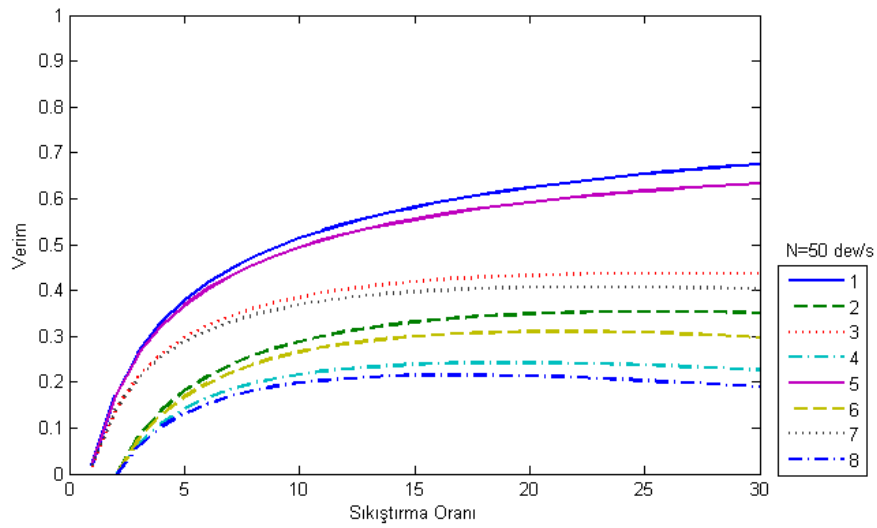
Şekil 5.17’de karma çevrim için elde edilen farklı iç tersinmezlikler ve sürtünme durumları için motor hızlarında çevrimden elde edilen gücün sıkıştırma oranlarında değişimi grafikte sunulmuştur. Şekil 5.18’de ise sıkıştırma oranı 30’a kadar olan kısım için grafikler çizilmiştir. Aşağıdaki iki şekilde karma çevrim için 50 dev/s’de programdan elde edilen sonuçlar verilmiştir. İncelenen iki durum vardır. Durum 1’de sıkıştırma ve genişleme verimleri $\eta_c=\eta_e=1,0$ ’dir, Durum 2’de iç tersinmezlikler nedeniyle sıkıştırma ve genişleme verimleri $\eta_c=\eta_e=0,97$ ’dir. Bu her iki durum ise sürtünmesiz ve sürtünmeli olarak iki gruba ayrılmıştır. Burada iç tersinmezliklerin ve sürtünmenin etkisi görülmektedir. Sürtünmesiz ve iç tersinmezliklerin olmadığı durumda en yüksek güç değeri elde edilirken, sürtünmeli ve iç tersinmezliklerin olduğu durumlarda elde edilen güç değeri de azalmaktadır.



Şekil 5.17. Karma çevrim için çevrim gücünün iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi ($r=0-200$)



Şekil 5.18. Karma çevrim için çevrim gücünün iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi (r=0-30)



Şekil 5.19. Karma çevrim için tersinmezliklerin ve sürtünmenin çevrim verimi üzerine etkisi (N=30 dev/s)

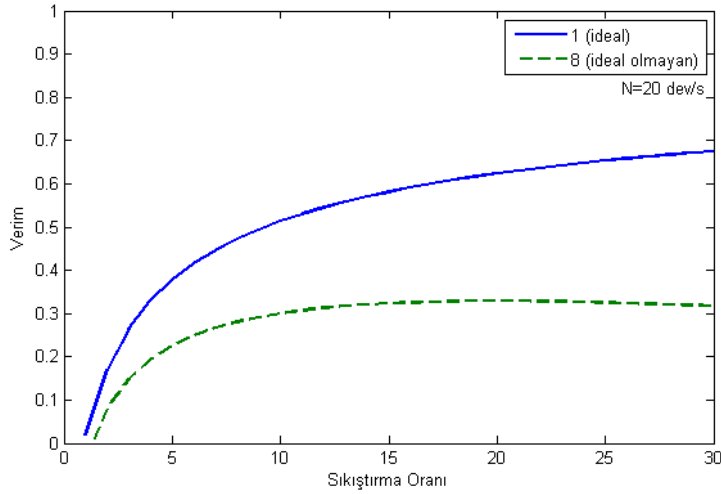
Şekil 5.19'da aynen diğer çevrimlerde olduğu gibi 8 farklı durum için verimin değişimi verilmiştir. Buradaki her bir durum bir rakam ile verilmiştir ve bu rakamlar çevrimlerdeki sabitlerin değişimini göstermektedir.

$$1 \quad \eta_c = \eta_e = 1,0 \quad \mu = 0,0 \quad B = 0,0$$

$$2 \quad \eta_c = \eta_e = 1,0 \quad \mu = 12,9 \text{ Ns/m} \quad B = 0,0$$

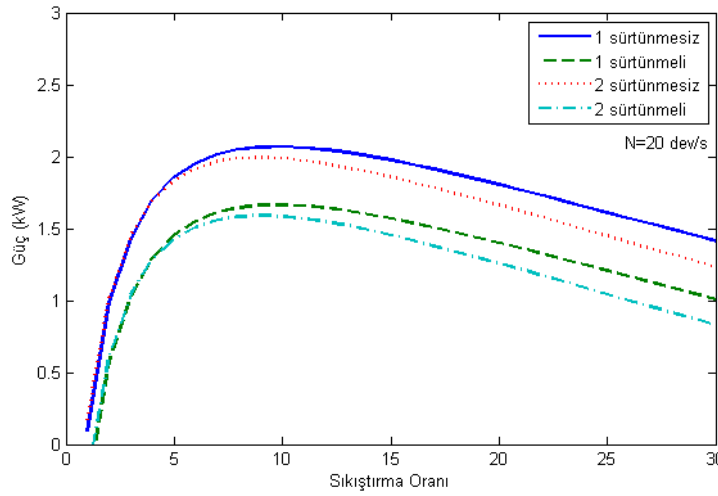
3	$\eta_c=\eta_e=1,0$	$\mu=0,0$	$B=0,2 \text{ kJ/kgK}$
4	$\eta_c=\eta_e=1,0$	$\mu=12,9 \text{ Ns/m}$	$B=0,2 \text{ kJ/kgK}$
5	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=0,0$	$B=0,0$
6	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=12,9 \text{ Ns/m}$	$B=0,0$
7	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=0,0$	$B=0,2 \text{ kJ/kgK}$
8	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=12,9 \text{ Ns/m}$	$B=0,2 \text{ kJ/kgK}$

Şekil 5.19’da motor hızı $N=30 \text{ dev/s}$ için çevrim veriminin tersinmezliklerden nasıl etkilendiği görülmektedir. Çalışılan durumlarda sıkıştırma ve genişleme verimlerinin etkisi daha az olurken sürtünme ve ısı transferi etkisinin daha etkili olduğu görülmektedir (8 numaralı eğri). Alttaki grafikte (Şekil 5.20) motor hızı $N=20 \text{ dev/s}$ için 1 ve 8 numaralı durumlar verilmiştir.



Şekil 5.20. Karma çevrim için ideal ve ideal olmayan verim değişimi

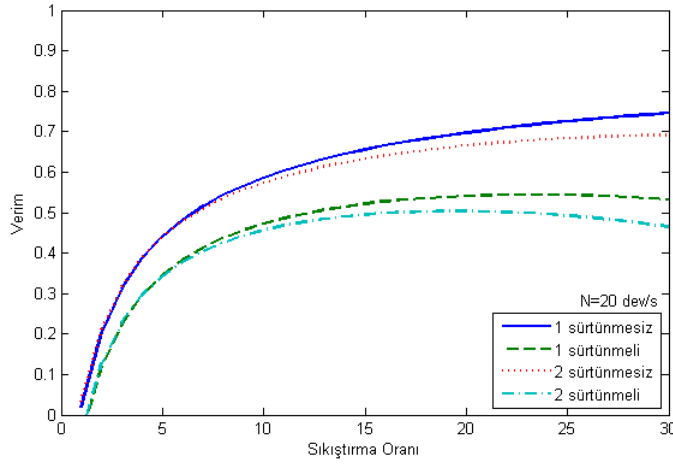
Özgül ısı değerinin sabit olduğu durum için elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.



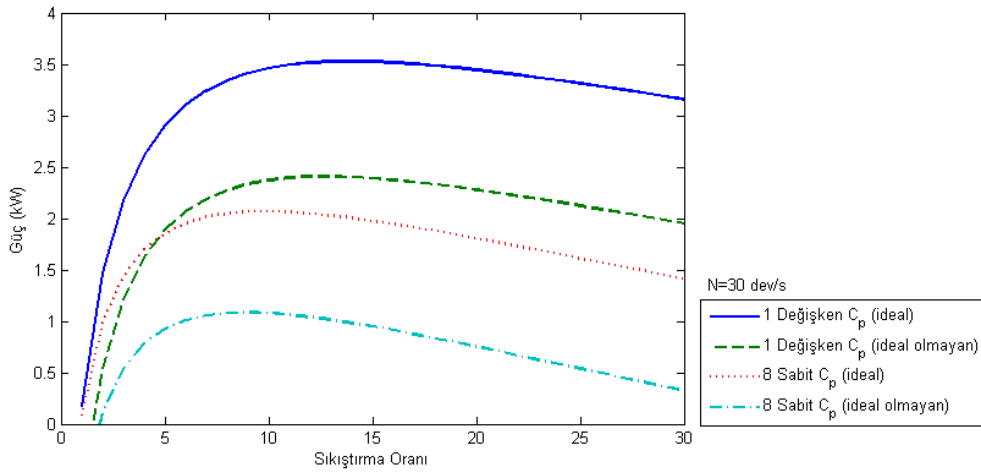
Şekil 5.21. Sabit özgül ısı değeri için ideal ve ideal olmayan şartlarda karma çevrimin gücünün değişimi

Şekil 5.21’de karma çevrim için sabit özgül ısı değeri kullanılarak motor hızı $N=20$ dev/s için çevrimden elde edilen güç değerleri çizilmiştir. Şekilde 4 farklı grafik eğrisi bulunmaktadır. Bunlar 1, 2 ve sürtünlü, sürtünmesiz olarak olarak verilmiştir. Durum 1’de $\eta_c=\eta_e=1,0$ ’dir, Durum 2’de $\eta_c=\eta_e=0,97$ ’dir. Sürtünme olduğu durumda ise $\mu=12,9$ Ns/m ‘dir. Düşük sıkıştırma oranlarında elde edilen düşük güç değerleri sıkıştırma oranının artmasıyla artmakta ve sıkıştırma oranı 10’sonra güçte azalma görülmektedir.

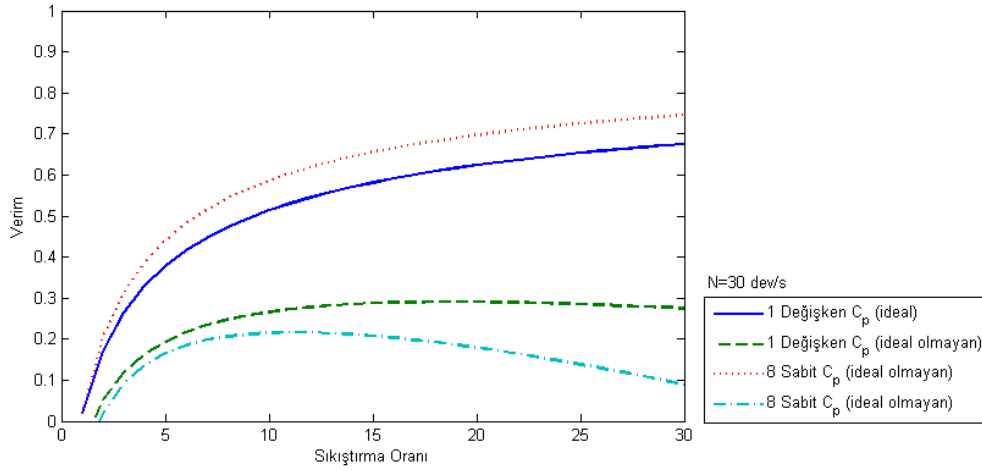
Şekil 5.22’de yukarıda verilen şartlarda elde edilen verim değerleri görülmektedir. Verim değerleri ise sürtünmenin olmadığı durumda artış gösterirken, sürtünmenin ve kayıpların olduğu durum (2 sürtünlü) için sıkıştırma oranı 30’a doğru azalma başlamaktadır. Şekil 5.23’te kıyaslamalı olarak $N=30$ dev/s için değişken ve sabit özgül ısı değerleri için karma çevrimden elde edilen güç değerleri verilmiştir. Aynı şartlarda (1: $\eta_c=\eta_e=1,0$, $\mu=0,0$ Ns/m, $B=0,2$ kJ/kgK, 8: $\eta_c=\eta_e=0,97$, $\mu=12,9$ Ns/m, $B=0,2$ kJ/kgK) elde edilen verim eğrileri Şekil 5.24’te verilmiştir. Özgül ısı değeri sabit olduğunda ise daha yüksek verim değerleri elde edilmektedir.



Şekil 5.22. Sabit özgül ısı değeri için ideal ve ideal olmayan şartlarda karma çevrim veriminin değişimi



Şekil 5.23. Özgül ısının sabit ve değişken değerleri için ideal ve ideal olmayan şartlarda karma çevrimin gücünün değişimi

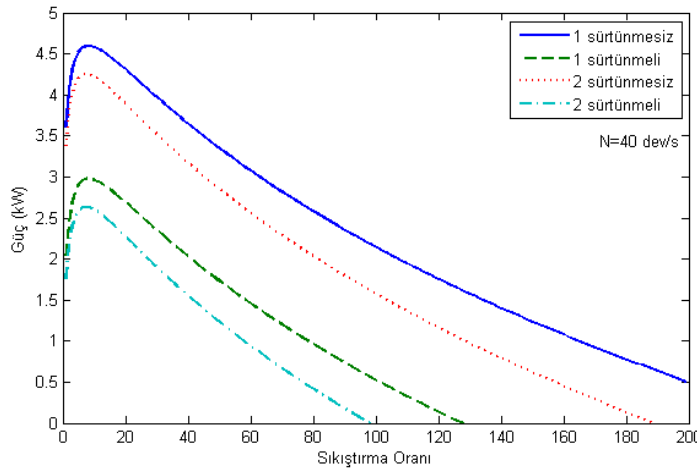


Şekil 5.24. Özgül ısı için sabit ve değişken değerleri için ideal ve ideal olmayan şartlarda karma çevrimin veriminin değişimi

5.4. Atkinson Çevrimi

Program Atkinson çevrimine göre değiştirilmiş ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçların kıyaslanabilmesi için T_3 sıcaklığı sabit tutulmuştur.

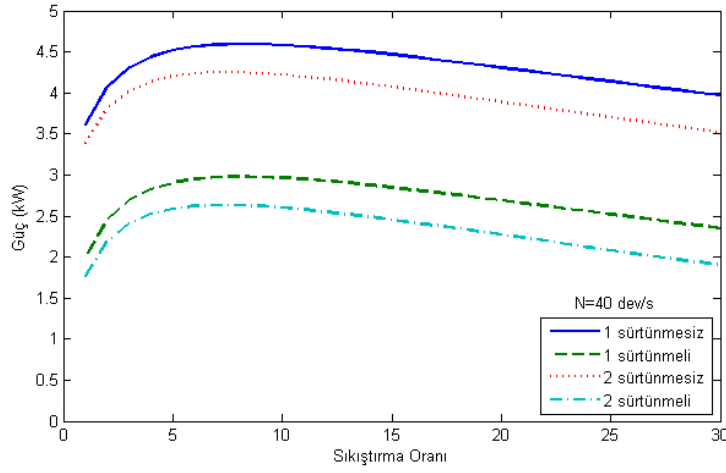
Şekil 5.25'de Atkinson çevrimi için 40 dev/s'de programdan elde edilen sonuçlar verilmiştir. Burada dört durum vardır. Çevrimin sürtünmeli ve sürtünmesiz olması ve sıkıştırma ve genişleme verimlerinin kayıplı ve kayıpsız olmasına göre değişmektedir. Durum 1'de $\eta_c = \eta_e = 1,0$ 'dir, Durum 2'de $\eta_c = \eta_e = 0,97$ 'dir. Bu her iki durum ise sürtünmesiz ve sürtünmeli olarak iki gruba ayrılmıştır. Burada iç tersinmezliklerin ve sürtünmenin etkisi görülmektedir. Kayıpların ve sürtünmenin etkisi görülmektedir. 0-30 arasındaki sıkıştırma oranlarında ise güç eğrilerinin değişimi kolayca görülmektedir (Şekil 5.26).



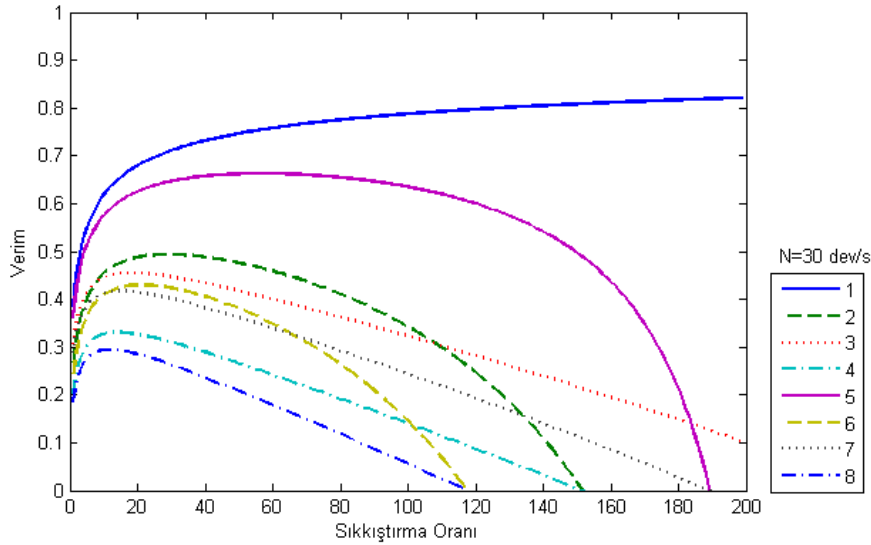
Şekil 5.25. Atkinson çevriminin ideal ve ideal olmayan durumlar için çevrim gücünün değişimi ($r=0-200$)

Atkinson çevriminde motor hızı $N=30$ dev/s için tersinmezliklerin ve sürtünmenin çevrim verimi üzerine etkisi Şekil 5.26 ve Şekil 5.27’de verilmiştir. Şekillerde 8 farklı durum için verimin değişimi verilmiştir. Buradaki her bir durum bir rakam ile verilmiştir ve bu rakamlar çevrimlerdeki sabitlerin değişimini göstermektedir.

1	$\eta_c=\eta_e=1,0$	$\mu=0,0$	$B=0,0$
2	$\eta_c=\eta_e=1,0$	$\mu=12,9$ Ns/m	$B=0,0$
3	$\eta_c=\eta_e=1,0$	$\mu=0,0$	$B=0,2$ kJ/kgK
4	$\eta_c=\eta_e=1,0$	$\mu=12,9$ Ns/m	$B=0,2$ kJ/kgK
5	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=0,0$	$B=0,0$
6	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=12,9$ Ns/m	$B=0,0$
7	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=0,0$	$B=0,2$ kJ/kgK
8	$\eta_c=\eta_e=0,97$	$\mu=12,9$ Ns/m	$B=0,2$ kJ/kgK



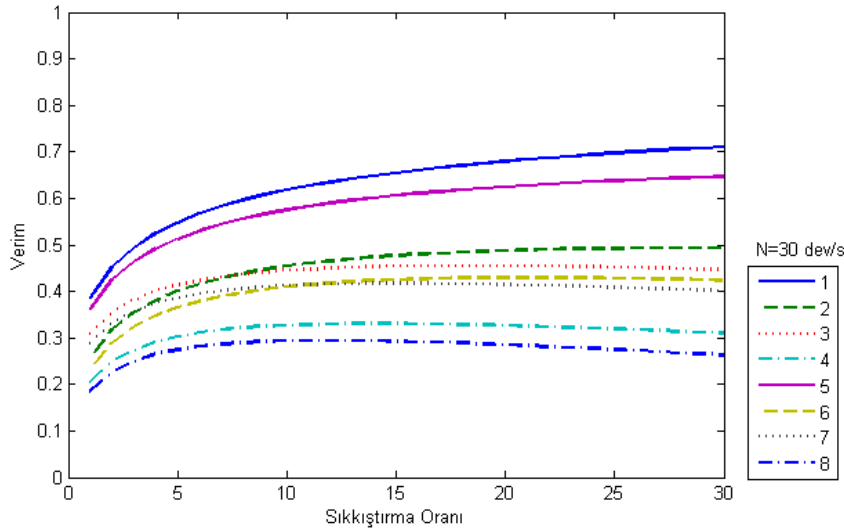
Şekil 5.26. Atkinson çevriminin ideal ve ideal olmayan durumlar için çevrim gücünün değişimi ($r=0-30$)



Şekil 5.27. Atkinson çevriminin veriminin iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi ($r=0-200$)

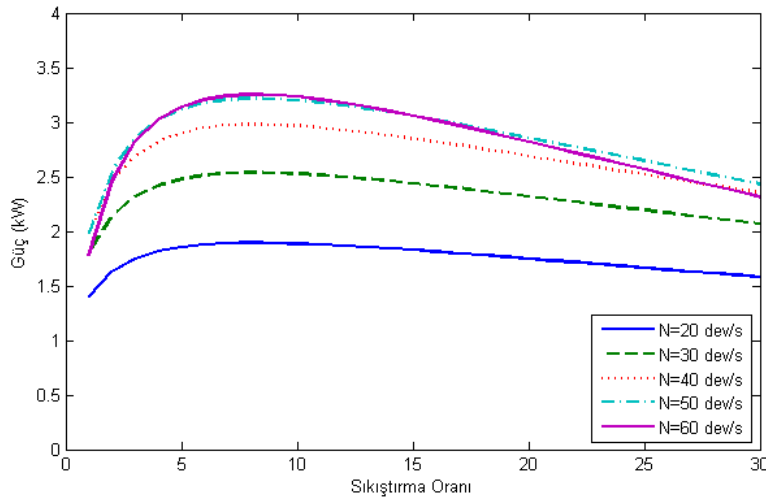
Şekil 5.27’de iç tersinmezlikler nedeniyle verimde azalma görülmektedir.(Durum 1 ve 5). Sürtünme nedeni ile daha çok kayıp oluşmakta ve verim düşmektedir.(Durum 1 ve 2). Isı kayıpları dikkate alındığında ise (Durum 3) verimin düştüğü ancak incelenen sıkıştırma oranına ulaşabildiği görülmektedir, çünkü sistemden iş haricinde sadece ısı transferi olmaktadır. Ancak bu etkilerin bir arada olduğu durum

incelendiğinde ise (Durum 8) hem verimin azaldığı hem de elde edilebilecek en yüksek sıkıştırma oranının düştüğü görülmektedir. Grafik incelendiğinde eğriler birbirini kesmemektedirler. Bunun nedeni ise, en yüksek enerjinin sürtünmeler için harcanmasıdır.

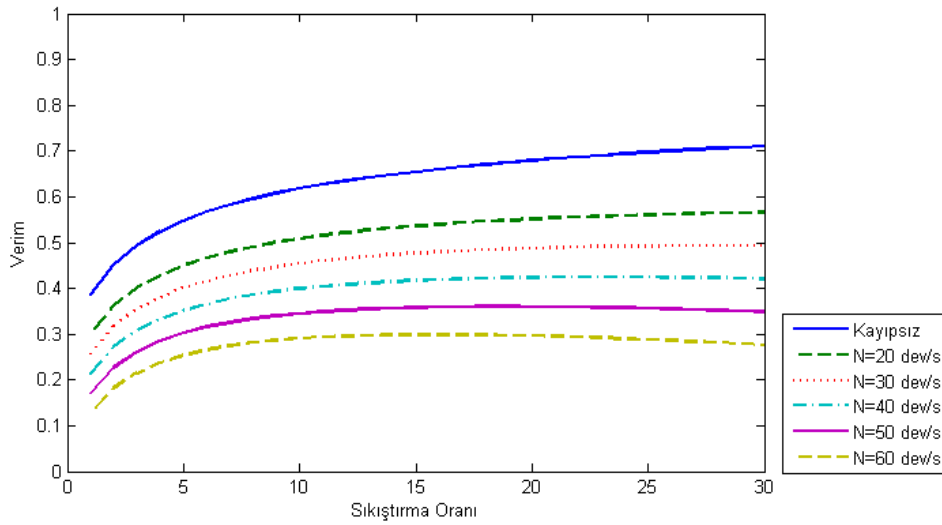


Şekil 5.28. Atkinson çevriminin veriminin iç tersinmezlikler ve sürtünme ile değişimi ($r=0-30$)

Şekil 5.29'da ise sürtünmelerden ($\eta_c=\eta_e=1$, $\mu=12,9$ Ns/m) dolayı çevrimden elde edilen güç grafiği verilmiştir. İç tersinmezliklerden dolayı elde edilen çevrim güçleri incelendiğinde motor hızı $N=50$ dev/s ve $N=60$ dev/s değerlerinde oldukça yakın değerler elde edilmektedir. Aynı durum için elde edilen verim sonuçları ise Şekil 5.30'da verilmiştir. Güçte devir sayısına bağlı olarak artış olurken, verim değerlerinde ise azalma olmaktadır.



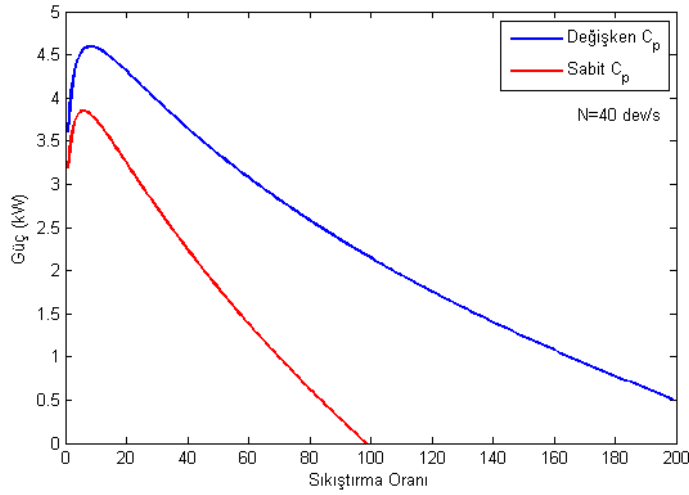
Şekil 5.29. Atkinson çevriminden elde edilen gücün sürtünme ve motor hızına göre değişimi ($\eta_c=\eta_e=1$, $\mu=12,9$ Ns/m) ($r=0-30$)



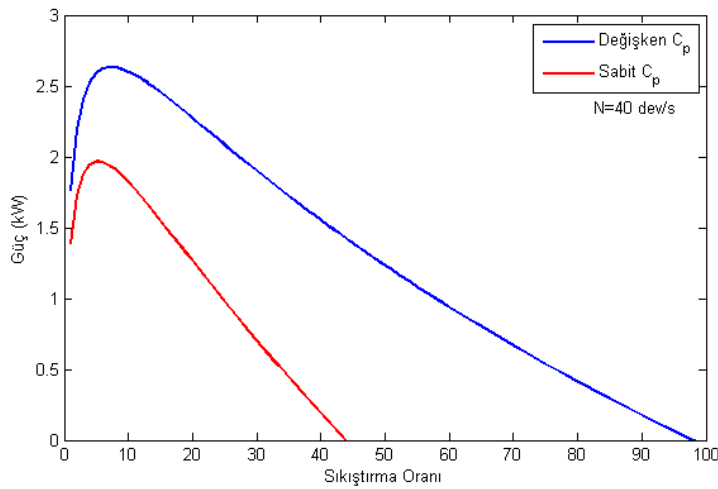
Şekil 5.30. Atkinson çevriminden elde edilen verimin sürtünme ve motor hızına göre değişimi ($\eta_c=\eta_e=1$, $\mu=12,9$ Ns/m) ($r=0-30$)

Şekil 5.31’da ideal durum için özgül ısı değerinin sabit olması ve değişken olması durumunda elde edilen grafik verilmiştir. Özgül ısının sabit alınması durumunda elde edilecek güç değeri daha düşük olarak elde edilmektedir. Teorik olarak çıkılabilecek en yüksek sıkıştırma oranı sabit özgül ısı için daha düşüktür. Ancak çalışma aralığı olarak seçilen sıkıştırma oranı $r = 0 - 30$ arasında da elde edilen güç daha olmakta ve

sıkıştırma oranı arttıkça değişken özgül ısı ile sabit özgül ısı değerleri için güç farkı artmaktadır.



Şekil 5.31. Atkinson çevrimi için ideal durum için özgül ısı seçiminin çevrim gücüne etkisi



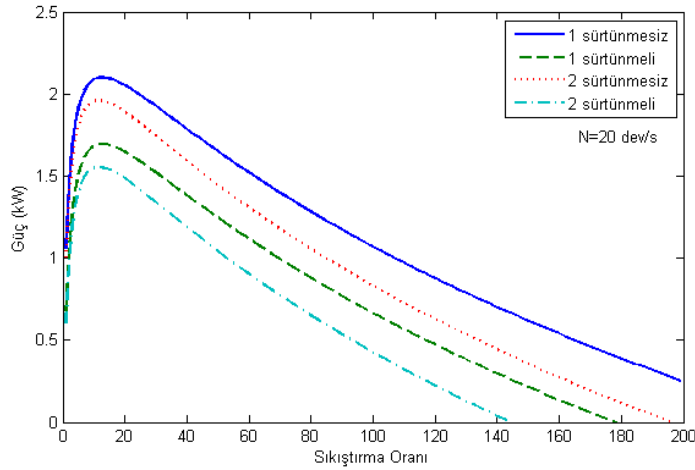
Şekil 5.32. Atkinson çevrimi için iç tersinmezlikler ve sürtünmeli durum için özgül ısı seçiminin çevrim gücüne etkisi

Şekil 5.32'de ise iç tersinmezlikler ve sürtünme dikkate alındığında elde edilen güç grafiği verilmiştir. Bu grafikte tersinmezlikler, sürtünmenin etkisi ile teorik olarak elde edilebilecek güç değeri de düşmektedir. Yine bu grafikten de görüldüğü gibi özgül ısı değerinin sabit değer alınması ile güç farkı oluşmaktadır. Şekil 5.31 ve

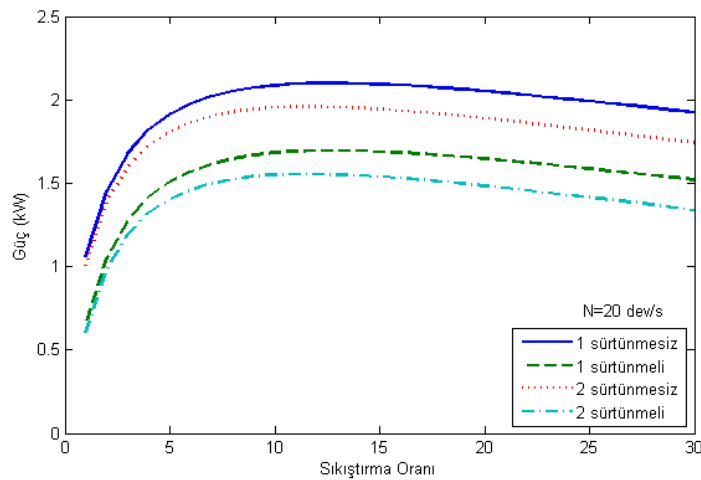
Şekil 5.32’de motor hızı $N = 40$ dev/s olarak seçilmiştir. Diğer devir sayıları için de benzer grafikler elde edilmektedir.

5.5. Miller Çevrimi

Son yıllarda otomotiv firmalarının da ilgisini çeken çevrimlerden birisi de Miller çevrimidir. Miller çevriminde de aynı özelliklerdeki motor parametreleri kullanılarak Miller çevrimi için çalışmalar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda özgül ısının sıcaklık ile değiştiği polinom eşitlik kullanılmıştır. Aşağıda Miller çevrimi için elde edilen sonuçlar grafik olarak sunulmuştur.

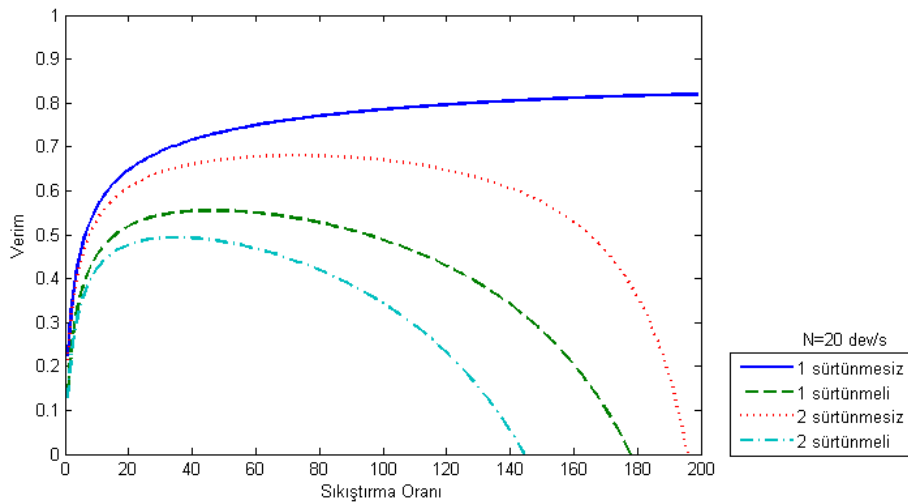


Şekil 5.33. Miller çevrimi için iç tersinmezlik ve sürtünmenin elde edilen güce etkisi

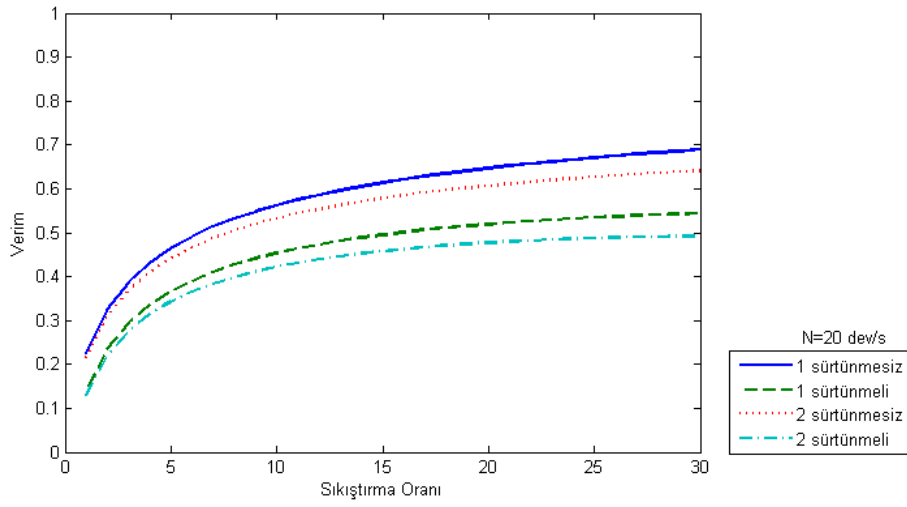


Şekil 5.34. Miller çevrimi için iç tersinmezlik ve sürtünmenin elde edilen güce etkisi ($r=0-30$)

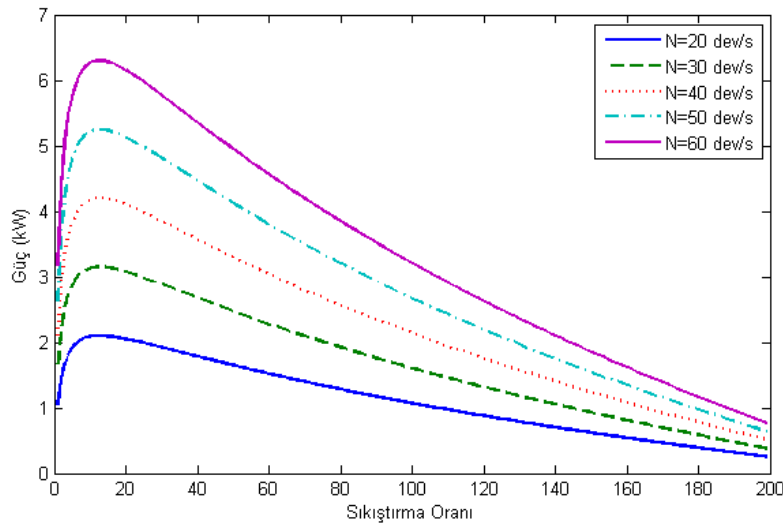
Motor hızı $N=20$ dev/s için Miller çevriminden elde edilmiş olan güç grafiği Şekil 5.33'te verilmiştir. Diğer çevrimlerde olduğu gibi bu çevrimde de sürtünmenin etkisi görülmektedir. Sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte motor gücünde azalma olmaktadır. Ancak çalışma şartları göz önüne alındığında (Şekil 5.34) güç artmakta ve sonrasında azalmaktadır. Fakat bu azalma en yüksek değerle kıyaslandığında yüksek değildir. Aşağıdaki şekillerde (Şekil 5.35 ve Şekil 5.36) ise bu durumlarda elde edilen verim değerleri verilmiştir. Sürtünmesiz ($\mu=0$) ve sürtünlü ($\mu=12,9$ Ns/m) olarak verilmiştir. 1 ve 2 rakamları ise sıkıştırma ve genişleme verimleri için iç tersinmezliklerin olmadığı ve olduğu durumları ifade etmektedir. Sürtünme ve iç tersinmezlikler nedeniyle verimde ve güçte azalma olmaktadır.



Şekil 5.35. Miller çevrimi için iç tersinmezlik ve sürtünmenin çevrim verimi üzerine etkisi



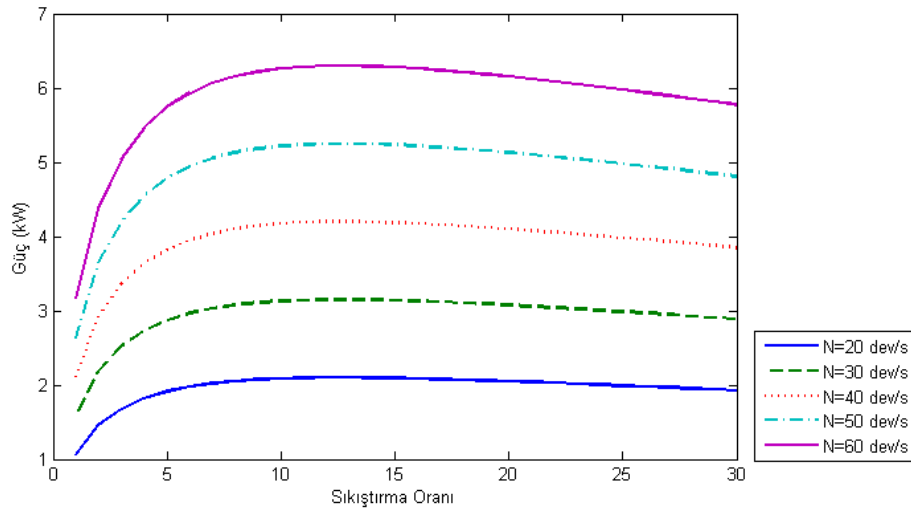
Şekil 5.36. Miller çevrimi için iç tersinmezlik ve sürtünmenin çevrim verimi üzerine etkisi ($r=0-30$)



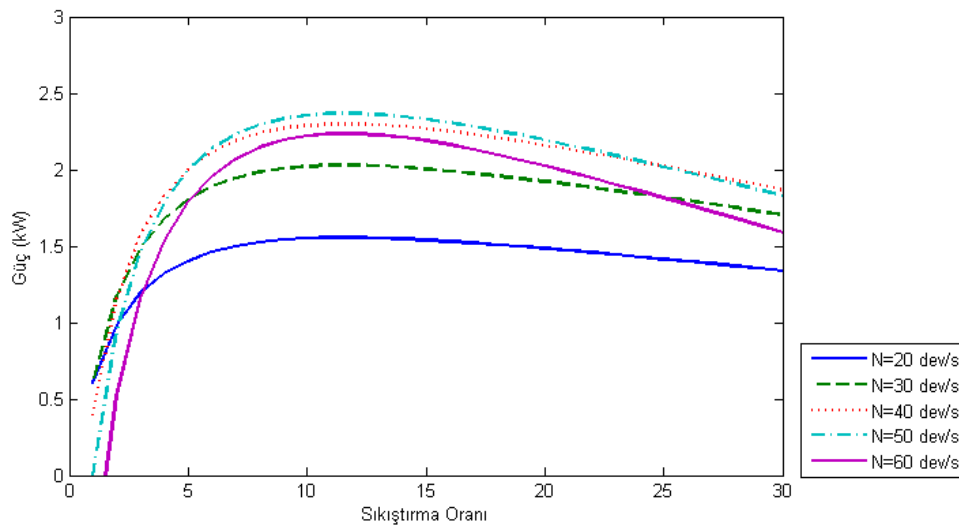
Şekil 5.37. Miller çevriminden elde edilen gücün motor hızına göre değişimi ($r=0-200$)

Şekil 5.37 ve Şekil 5.38'de Miller çevrimi için motor hızının çevrimin gücü üzerindeki etkisi verilmiştir. Buradaki sonuçlar ideal durum için ($\eta_c=\eta_e=1,0$, $\mu=0,0$) için verilmiştir. Elde edilen güç motor hızı arttıkça elde edilen güç de artmaktadır. Ancak ideal olmayan bir durum için incelendiğinde ise, iç tersinmezlikler ve sürtünmelerden ($\eta_c=\eta_e=0,97$, $\mu=12,9$ Ns/m) dolayı çevrimden elde edilen güç

değişmektedir ve bu durum şekillerde verilmiştir. Şekil 5.39, Şekil 5.38'deki grafiğe benzerdir. İç tersinmezliklerden dolayı elde edilen çevrim güçleri incelendiğinde motor hızı $N=50$ dev/s için en yüksek değerine ulaşmakta ve sonrasında $N=60$ dev/s için azalmaktadır. Bunun nedeni ise iç tersinmezliklerin ve sürtünmenin güç kayıplarını artırması ve sıkıştırma ve genişleme oranlarının aynı olmamasıdır.

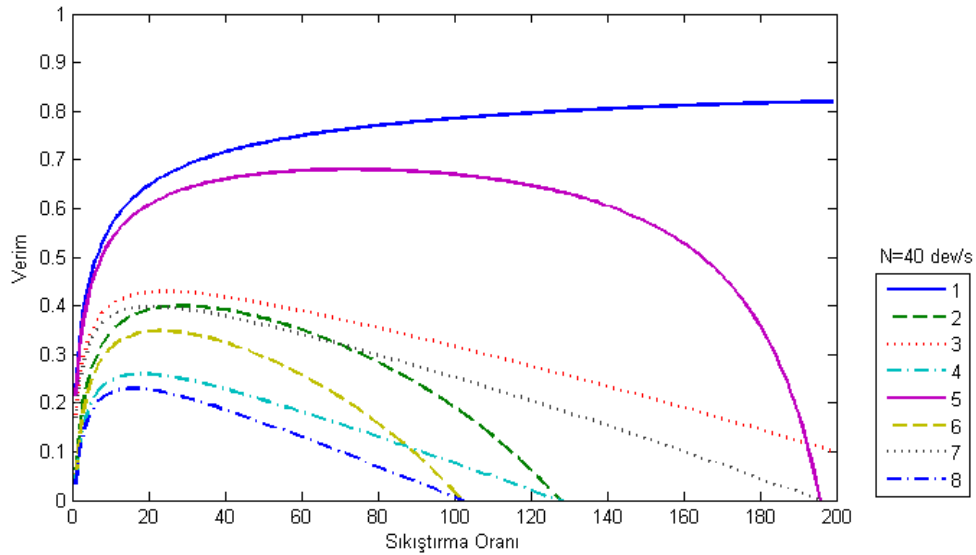


Şekil 5.38. Miller çevriminden elde edilen gücün motor hızına göre değişimi (r=0-30)

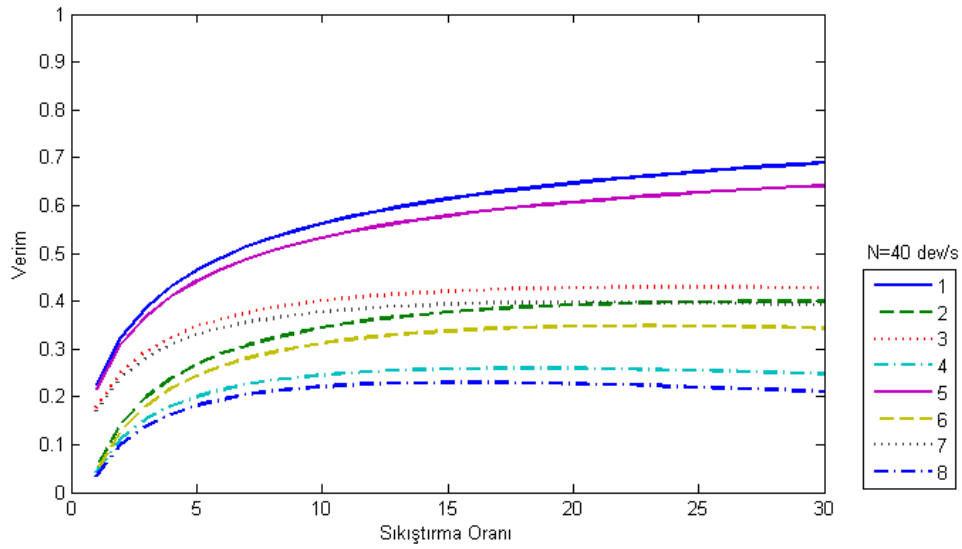


Şekil 5.39. Miller çevriminden elde edilen gücün iç tersinmezlikler, sürtünme ve motor hızına göre değişimi (r=0-30)

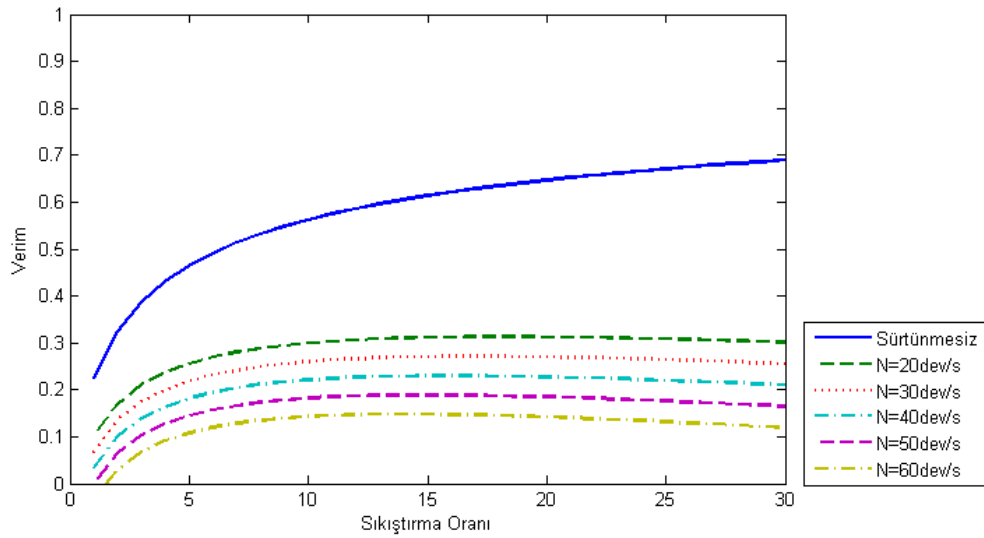
Şekil 5.40'ta 8 farklı durum için Miller çevriminin verimleri verilmiştir. Bu değerler elde edilirken motor hızı $N=40$ dev/s'dir. Verimlerin değişimi sürtünme, ısı transferi ve iç tersinmezliklerden etkilenmektedir. Bu parametrelerin sıfır olduğu durum (1) ile tüm etkilerin bir arada bulunduğu durum (8) incelendiğinde farklılıklar görülmektedir. Tüm etkiler bir arada olduğunda çevrimin çıkabildiği en yüksek sıkıştırma oranı 100'den biraz fazladır. Ancak çalışma aralığı dikkate alındığında (Şekil 5.41) ise verim değerleri artarken sürtünme, ısı transferi ve iç tersinmezlikleri nedeniyle verim eğrilerinde azalma görülmektedir. Özellikle, ısı transferi verim üzerinde oldukça etkilidir.



Şekil 5.40. Miller çevriminin veriminin değişimi ($r=0-200$)



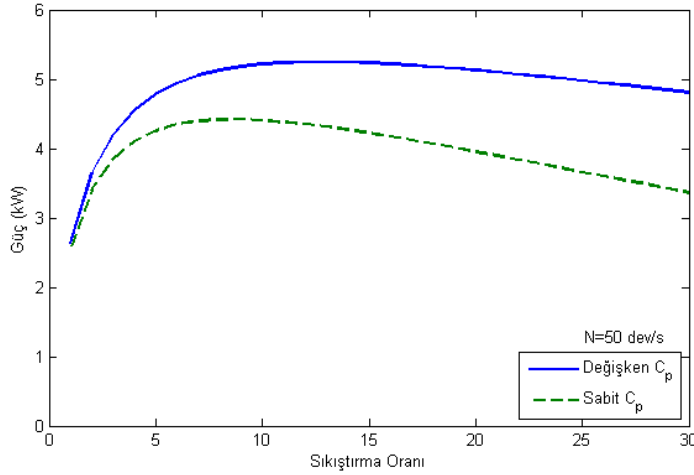
Şekil 5.41. Miller çevriminin veriminin değişimi ($r=0-30$)



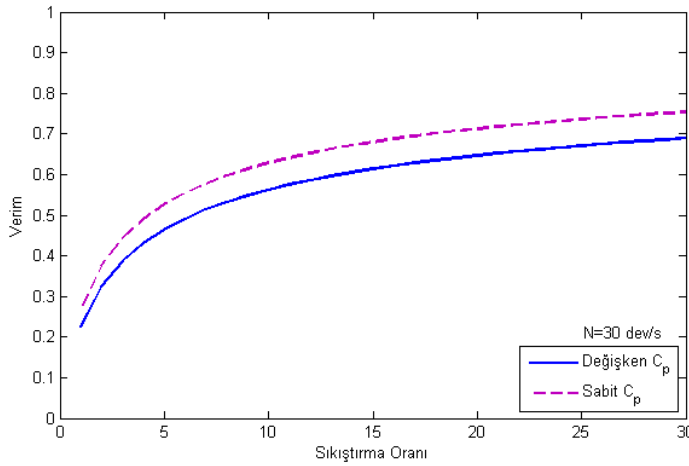
Şekil 5.42. Miller çevriminden elde edilen verimin motor hızı ile değişimi

Şekil 5.42’de motor hızına bağlı olarak sıkıştırma oranının artması ile çevrim veriminin nasıl değiştiği görülmektedir. Sürtünme olmadığı için tüm motor hızlarında aynı çevrim verimi elde edilmektedir. Ancak motor hızı arttıkça iç sürtünmeler, sürtünme ve ısı transferinin etkisi ile ($\eta_c=\eta_e=0,97$, $\mu=12,9$ Ns/m ve $B=0,2$ kJ/kgK) çevrimden elde edilen verim düşmektedir. Bu eğrilerin bu şekilde

elde edilmesinin bir sebebi de önceden belirlenen sıcaklıkların değiştirilmemesi sonucunda sadece hızın etkisinin görülebilmesidir.



Şekil 5.43. Özgül ısıya bağlı olarak Miller çevriminden elde edilen gücün sıkıştırma oranıyla değişimi (ideal durum)



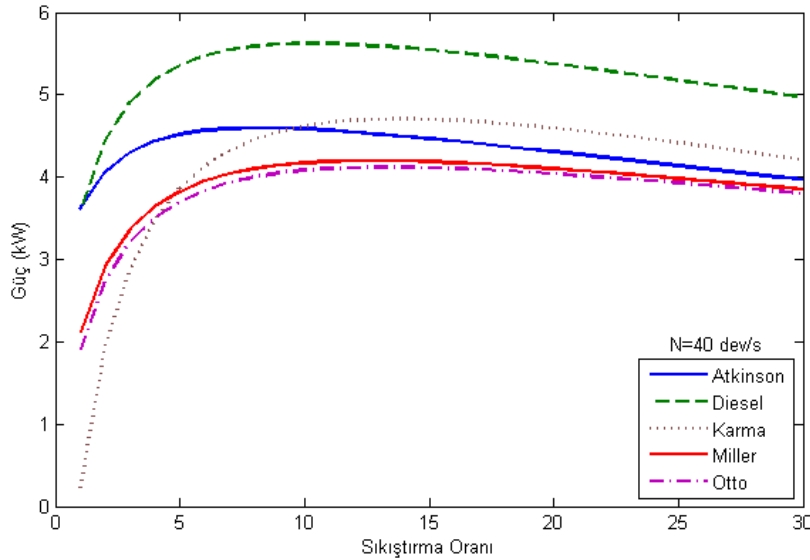
Şekil 5.44. Özgül ısıya bağlı olarak Miller çevrimi veriminin sıkıştırma oranıyla değişimi (ideal durum)

Şekil 5.43'te ise özgül ısının sabit olarak alınması veya bir polinom şeklinde verilmesi sonucunda elde edilen değerler ile verilmesi durumunda elde edilen grafik verilmiştir. Motor devir sayısı $N= 50$ dev/s için verilen grafikte ideal durum göz önüne alınmıştır. Özgül ısının sabit olarak alınması sonucunda çevrimden daha düşük

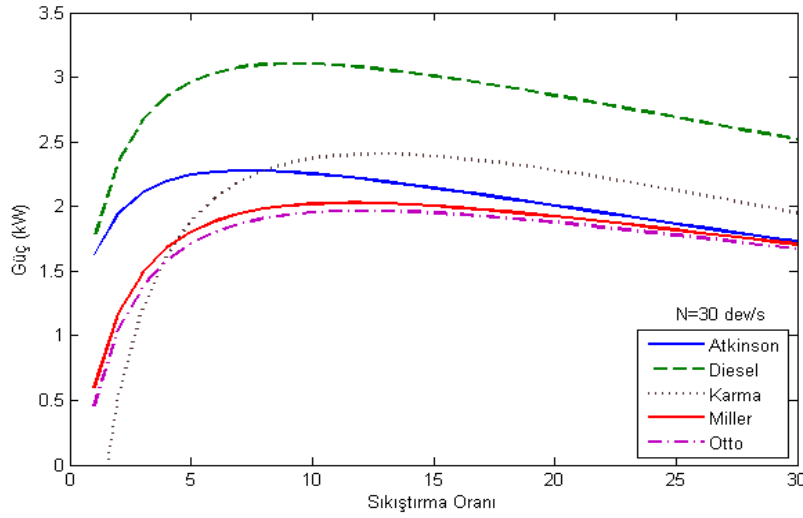
güç elde edildiği görülmektedir. Şekil 5.44'te ise ideal durum için motor hızı $N=30$ dev/s için elde edilen verim değerleri verilmiştir. Özgül ısı değeri sabit alındığında ise, verim değeri daha yüksek çıkmaktadır.

5.6. Çevrimlerin Kıyaslanması

Aşağıdaki grafikte incelenen çevrimlere ait olan güç grafiği verilmiştir. Şekil 5.45'te iç tersinmezlikler, sürtünmenin olmadığı durum için çevrimlerden elde edilen güç, sıkıştırma oranına bağlı olarak verilmiştir. Değerler $N=40$ dev/s için verilmiştir. En yüksek güç değeri Diesel çevrimi için elde edilirken, sonrasında ise Atkinson, Miller ve Otto çevrimleri gelmektedir. Karma çevrim ise sıkıştırma oranı 10 üzerinde ise Atkinson çevriminden elde edilen güçten daha yüksek olmaktadır. Şekil 5.46'da ise tersinmezliklerin ve sürtünmenin dikkate alındığı durum için elde edilen güç değerleri verilmiştir. Benzer durum bu grafikte de vardır ancak elde edilen güçlerde iç tersinmezlikler ve sürtünme nedeniyle düşüş vardır.

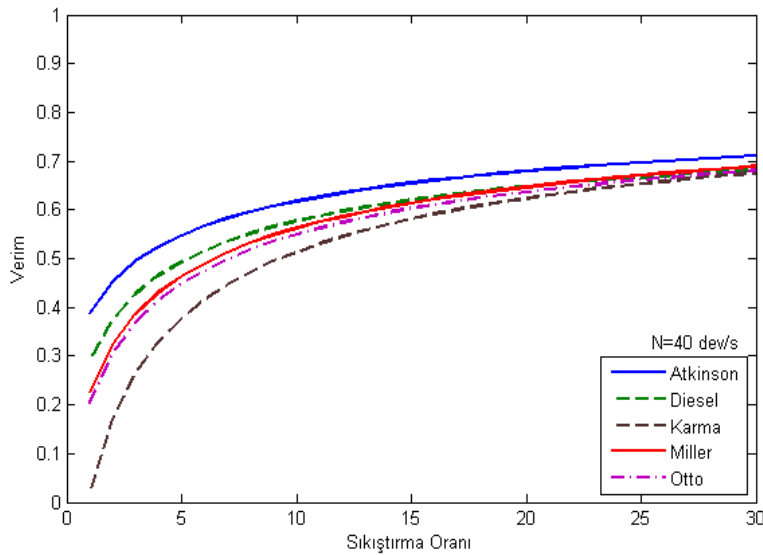


Şekil 5.45. Atkinson, Diesel, Otto, karma ve Miller çevrimlerinin güçlerinin kıyaslanması ($\eta_c=\eta_e=1,0$, $\mu=0,0$ Ns/m)



Şekil 5.46. Atkinson, Diesel, Otto, karma ve Miller çevrimlerinin güçlerinin kıyaslanması ($\eta_c=\eta_e=0,97$, $\mu=12,9$ Ns/m)

Şekil 5.47’de ise Şekil 5.45’te verilen şartlar için çevrimlerden elde edilen verim değerleri verilmiştir. Verim grafiğinde en verimli çevrim Atkinson çevrimi olarak elde edilmiştir, en düşük verim ise karma çevrimden elde edilmiştir. Sıkıştırma oranı 30’a yaklaştığında ise çevrimlerin verimleri birbirlerine oldukça yaklaşmaktadır..



Şekil 5.47. Atkinson, Diesel, Otto, karma ve Miller çevrimlerinin verimlerinin kıyaslanması ($\eta_c=\eta_e=1,0$, $\mu=0,0$ Ns/m)

Isı makinası olarak tanımlanabilen içten yanmalı motorlar için kullanılabilen çevrimler için elde edilen çeşitli güç ve verim değerleri sunulmuştur. Çevrimlerin birbirlerine göre üstün oldukları sıkıştırma oranları vardır. İncelenen durumlar içerisinde Diesel çevrimi daha yüksek güç üretirken, Atkinson çevrimi ise daha yüksek verimle çalışmaktadır.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, sonlu zaman termodinamiği yöntemi ile içten yanmalı motorlarda kullanılan çevrimler (Otto, karma, Miller, Atkinson ve Diesel çevrimleri) bir bütün olarak incelenmiştir. Bu incelemede sıkıştırma oranının değişimine özellikle dikkat edilmiş ve sonuçlar kıyaslamalı olarak verilmiştir. Bu çalışmanın önemli bir özelliği de Miller çevriminin analizinin yapılmış olmasıdır. Otomotiv firmalarının da son yıllarda dikkatini çeken bu çevrimin analizi yapılmıştır.

Sonuçlar incelendiğinde iç tersinmezliklerin ve sürtünmenin çevrimden elde edilen güç ve verimleri üzerindeki etkileri görülmektedir. Kayıplardan dolayı hem güç hem de verim değerleri azalmaktadır. Sıkıştırma oranının 0-30 arasındaki değişimler de özellikle incelenmiştir. Böylece motorların çalışma aralıklarındaki değişimler daha ayrıntılı olarak görülebilmektedir. Analiz yapılırken sabit bir devir sayısı değeri yerine yine motorların genel çalışma aralığı olan motor hızları 20, 30, 40, 50, 60 dev/s için değerler elde edilmiştir. Motor hızına göre değişimler de incelenmiş ve sonuçlar grafikler ile verilmiştir.

Yapılan çalışmada incelenen değişkenler arasında sürtünmelerin daha etkili olduğu görülmüştür. Isı kayıplarının da verimi ve gücü azalttığı görülmüştür. İç tersinmezliklerin etkisinin sürtünmeler ve ısı kayıpları kadar olmadığı görülmüştür.

Ayrıca, çalışma sırasında özgül ısının değişimi için değişken ve sabit özgül ısılar kullanılmıştır. Değişken özgül ısı değeri için polinom şeklinde verilen özgül ısı değeri kullanılmıştır. Özgül ısı değerinin sabit seçilmesi çözümlerde kolaylık sağlasa da, polinom şeklinde hesaplanması ise daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilmektedir.

Gelecekte yapılabilecek çalışmalar deneysel ve sayısal olmak üzere iki grupta yapılabilir.

Sayısal olarak, Miller çevrimi ile çalışan motorlar için sayısal yöntemler kullanan FLUENT, Star-CD, Phoenix vb. gibi programlar kullanılarak analiz çalışmaları

hesaplamaalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi ile incelenebilir. Elde edilen sonuçlar kullanılarak güç ve verim değerleri elde edilip sonuçlar kıyaslanabilir. Ayrıca, bu çalışmanın devamında parametre sayısı artırılabilir, örneğin silindir içerisindeki boşluklardan olan kayıplar ayrı bir parametre olarak alınabilir. Böylece gerçek çevrime yakın simülasyon değerleri elde edilebilir.

Deneyssel olarak ise, buji ateşlemeli bir motor üzerinde gerekli değişiklikler yapılarak Miller çevrimi ile çalışması sağlanabilir ve Miller çevrimi ile çalışan motor üzerinde motor performans deneyleri yapılabilir. Ayrıca, bu çalışmadaki diğer parametrelerin değiştirilmesi ile yeni veriler elde edilebilir.

KAYNAKLAR

Abu-Nada E., Al-Hinti I., Al-Aarkhi A., Akash B., “Thermodynamic modelling of a spark-ignition engine: effect of temperature dependent specific heats” *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 32(8):1045–56 (2005).

Akash B.A., “Effect of heat transfer on the performance of an air-standard diesel cycle”, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 28(1):87-95 (2001).

Al-Sarkhi A., Akash B.A., Jaber J.O., Mohsen M.S., Abu-Nada E., Efficiency of Miller Cycle at Maximum Power Density, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 29(8):1159-1167 (2002).

Al-Sarkhi A., Jaber J.O., Probert S.D., “Efficiency of a Miller engine”, *Applied Energy*, 83:343–351 (2006).

Al-Sarkhi A., Al-Hinti I., Abu-Nada E., Akash B., “Performance evaluation of irreversible Miller engine under various specific heat models”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34:897–906 (2007).

Andresen B., Berry R.S., Nitzan A., Salamon P., Thermodynamics in finite time. I. The step-Carnot cycle, *Physical Review A*, 15(5): 2086-2093, (1977).

Andresen B., Gordon J.M., “Optimal paths for minimizing entropy generation in a common class of finite-time heating and cooling processes”, *Int. J. Heat Fluid Flow* 13: 294-299 (1992).

Chen L., Ge Y., Sun F., Wu C., “Effects of heat transfer, friction and variable specific-heats of a working fluid on performance of an irreversible Dual cycle”, *Energy Convers. Management* 47(18/19):3224–34 (2006).

Chen L.G., Ge Y.L., Sun F.R., “Unified thermodynamic description and optimization for a class of irreversible reciprocating heat engine cycle”, *Proc. IMechE Part D: J. Automobile Engineering*, 222: 1489-1500 (2008).

Chen L., Sun F., Wu C., “Optimal expansion of a heated working fluid with phenomenological heat transfer”, *Energy Convers. Mgmt*, 39(3/4): 149-156 (1998a).

Chen L., Wu C., Sun F., Cao S., “Heat transfer effects on the net work output and efficiency characteristics for an air-standard Otto cycle”, *Energy Convers. Mgmt*, 39(7):643-648 (1998b).

Chen L., Wu C., Sun F., “Optimal performance of an irreversible dual-cycle” *Applied Energy*, 79: 3-14 (2004).

Chen J., Yan Z., Lin G., Andresen B., “On the Curzon-Ahlborn efficiency and its connection with the efficiencies of real heat engines”, *Energy Conversion and Management*, 42:173-181 (2001).

Çengel Y.A., Boles M., “Thermodynamics: An Engineering Approach”, 4th ed., *McGraw Hill*, (2004).

Durmayaz A., Sogut O.S., Sahin B., Yavuz H., “Optimization of thermal systems based on finite-time thermodynamics and thermoeconomics”, *Progress in Energy and Combustion Science*, 30: 175–217, (2004).

Fontana G., Galloni E., “Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine”, *Applied Energy*, 86: 96–105 (2009).

Ge Y., Chen L., Sun F., Wu C., “Reciprocating heat-engine cycles”, *Applied Energy*, 81: 397-408 (2005).

Ge Y., Chen L., Sun F., Wu C., “Performance of an Atkinson cycle with heat transfer, friction and variable specific-heats of the working fluid”, *Applied Energy*, 83:1210–1221 (2006).

Ge Y., Chen L., Sun F., “Finite time thermodynamic modelling and analysis of an irreversible Otto-cycle”, *Applied Energy*, 85: 618-624 (2008).

Ge Y., Chen L., Sun F., Wu C., “Effects of heat transfer and friction on the performance of an irreversible air-standard miller cycle”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32: 1045-1056 (2008).

Heywood, J.B., “Internal Combustion Engine Fundamentals”, *McGraw-Hill*, Singapore (1988).

Hou S.S., “Comparison of performances of air standard Atkinson and Otto cycles with heat transfer considerations”, *Energy Conversion and Management*, 48: 1683–1690 (2007).

Lin J.C., Hou S. S., “Performance analysis of an air-standard Miller cycle with considerations of heat loss as a percentage of fuel’s energy, friction and variable specific heats of working fluid”, *International Journal of Thermal Sciences*, 47:182–191 (2008).

Mozurkewich M., Berry R.S., “Finite-time thermodynamics: Engine performance improved by optimized piston motion”, *Proc. Natl. Acad. Sci. USA*, Applied Physical Sciences, 78(4):1986-1988 (1981).

Pulkrabek, W.W., “Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine 2nd ed.”, *Prentice Hall*, New Jersey, ABD, 1-369 (2004).

Qin X., Chen L., Sun F., Wu C., “The universal power and efficiency characteristics for irreversible reciprocating heat engine cycles”, *Eur. J. Phys. European Journal of Physics*, 24: 359–366 (2003).

Safgönül B., Ergeneman M., Arslan H.E., Soruşbay C., “İçten Yanmalı Motorlar”, *Birsan Yayınevi*, İstanbul, 1995.

Sürmen A., Karamangil İ., Arslan R., “Motor Termodinamiği”, *Alfa Aktüel Yayınları*, 2004.

Şahin B., Özsoysal O.A., Söğüt O.S., “A comparative performance analysis of endoreversible dual cycle under maximum ecological function and maximum power conditions”, *Exergy, an International Journal*, 2: 173–185 (2002).

Taylor C.F., 1977, “The Internal Combustion Engine in Theory and Practice”, *M.I.T. Press*, Cambridge USA.

Wang Y., Lin L., Roskilly A. P., Zeng S., Huang X., Huang H., Wei H., Li S., Yang J., “An analytic study of applying Miller cycle to reduce NO_x emission from petrol engine” *Applied Thermal Engineering*, 27: 1779-1789 (2007).

Wu C., Puzinauskas P.V., Tsai J.S., Performance analysis and optimization of a supercharged Miller cycle Otto engine, *Applied Thermal Engineering*, 23: 511–521 (2003).

Zhao Y., Chen J. “Performance analysis of an irreversible Miller heat engine and its optimum criteria”, *Applied Thermal Engineering*, 27: 2051-2058 (2007).

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : DİNLER, Ayşe Feyza
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 23.07. 1983 Afyon
Medeni hali : Bekar
e-mail : ayse.dinler@gazi.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Bölümü	2010
Lisans	Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Müh. Bölümü	2006
Lise	Hacı Ömer Tarman Anadolu Lisesi	2002

Yabancı Dil

İngilizce