

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BENZİN MOTORUNDA ÇEVİRİM ATLATMA
METODUNUN TEORİK İNCELEMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Emrah ÖZGÜMÜŞ**

**Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği
Programı: Otomotiv**

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Metin ERGENEMAN

HAZİRAN 2007

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BENZİN MOTORUNDA ÇEVİRİM ATLATMA
METODUNUN TEORİK İNCELEMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Emrah ÖZGÜMÜŞ
(503041723)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 07 Mayıs 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 13 Haziran 2007**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. Metin ERGENEMAN
Diğer Jüri Üyeleri: Prof.Dr. Cem SORUŞBAY (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. İrfan YAVAŞLIOĞLU (Y.T.Ü.)**

HAZİRAN 2007

ÖNSÖZ

Bu çalışma, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Otomotiv Ana Bilim Dalı bünyesinde yürütülen “Çevrim Atlatmalı Motor” projesinin bir parçasıdır. Bu proje kapsamında günümüze dek yürütülmüş olan çeşitli deneysel ve teorik çalışmalar geliştirilerek devam etmektedir.

Çevrim atlatmalı motorun teorik incelemesini kapsayan bu çalışmada; kullanılan termodinamik model, bu modelden elde edilen sonuçlarla gerçek verilerin karşılaştırılması, çevrim atlatma sisteminin tek silindirli ve çok silindirli motorlara uygulanması neticesinde elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

Öncelikle, böyle bir projeyi başlatan ve bu projede görev alan herkese en derin teşekkürlerimi sunarım. Beni Otomotiv Yüksek Lisans programına ve bu projeye yönlendirmekle hayatıma da yön vermiş olan ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen Sn. Dr. O. Akın Kutlar’a, tezimde olduğu kadar iş hayatımda da bana destek olan danışmanım Sn. Prof. Dr. Metin Ergeneman’a, çalışmaları tezimin temelini oluşturan Sn. Dr. Hikmet Arslan’a ve Sn. Prof. Dr. Rafig Mehdiyev’e, yardımlarından ötürü Sn. Dr. Orhan Atabay’a, eğitimim sırasında bana iş olanağı sağlamanın ötesinde çok büyük destek olan Sn. Yunus Canlı’ya ve başta Sn. Mehmet Mutlu olmak üzere bana her zaman yardımcı olan tüm OTAM ailesine, hayatımın her alanında olduğu gibi bu çalışmamda da en büyük desteğim olan aileme ve sevgili eşim Özge Özdemir Özgümüş’e teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2007

Emrah ÖZGÜMÜŞ

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1.GİRİŞ	1
2.BENZİN MOTORUNDA GERÇEK ÇEVİRİMİN MODELLENMESİ	2
2.1.Modelde Yapılan Kabuller	3
2.2.Modelin Girdileri	3
2.3.Hesaplanan Parametreler	4
2.3.1.Karışıma ait parametreler	4
2.3.1.1.Çevre parametreleri	4
2.3.1.2. Yakıt parametreleri	5
2.3.1.3. Yakıt-hava karışımı parametreleri	5
2.3.2.Çevrim süreçleri	6
2.3.2.1.Emme süreci	6
2.3.2.2.Sıkıştırma süreci	8
2.3.2.3.Yanma süreci	9
2.3.2.4.Genişleme süreci	13
2.3.2.5.Egzoz süreci	14
2.3.3.İndike parametreler	15
2.3.4.Efektif parametreler	17
2.4.Modelin Doğrulanması	19
3.ÇEVİRİM ATLATMALI MOTOR	24
3.1.Çevrim Atlatma Sisteminin Çalışması	25
3.2.Çevrim Atlatma Sisteminin Modellenmesi	27
4.ÇEVİRİM ATLATMA SİSTEMİNİN 4 SİLİNDİRLİ MOTORDA UYGULANMASI	33
4.1.Farklı Çevrim Atlatma Stratejileri ve Bunların Efektif Parametrelere Etkileri	33
4.2.Çevrim Atlatma Stratejilerinin Moment Değişimine Etkisi	36
5.ÇEVİRİM ATLATMALI MOTORUN BİNEK OTOMOBİLDE UYGULANMASI	40
6.SONUÇLAR	46

KAYNAKLAR

48

ÖZGEÇMİŞ

49

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1 : Farklı Tip Motorlara Ait Mekanik Kayıp İfadeleri	18
Tablo 2.2 : Termodinamik Modelin Doğrulanmasında Kullanılan Motorların Özellikleri	19
Tablo 3.1 : Çevrim Atlatma Metodunun Uygulandığı Deney Motorunun Özellikleri	28
Tablo 4.1 : 4 Silindirli Bir Motorda Ard Arda Gerçekleşen 4 Çevrimi Kapsayan Farklı Çevrim Atlatma Stratejileri	34
Tablo 5.1 : Hesaplamalarda Kullanılan Parametreler	40
Tablo 5.2 : (a) Avrupa Şehir İçi Çevriminin Verileri (b) Avrupa Şehir Dışı Çevriminin Verileri	41
Tablo 5.3 : Normal ve Çevrim Atlatmalı Çalışma Koşullarında Hesaplanan Yakıt Tüketimi Değerleri	45

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Matematiksel Modellerin Sınıflandırılması	2
Şekil 2.2 : Emme Süreci	6
Şekil 2.3 : Sıkıştırma Süreci	8
Şekil 2.4 : Yanma Süreci	9
Şekil 2.5 : Genişleme Süreci	14
Şekil 2.6 : Egzoz Süreci	15
Şekil 2.7 : p - V Diyagramında (a) Pozitif İş Alanı (b) Negatif İş Alanı	16
Şekil 2.8 : (a) Motor I'e (b) Motor II'ye (c) Motor III'e Ait Yumurta Eğrileri	20
Şekil 2.9 : Motor I için (a) 1000 d/d (b) 3000 d/d Hızda Gerçek ve Hesaplanan Özgül Yakıt Tüketimi Değerleri	21
Şekil 2.10 : Motor II için (a) 1000 d/d (b) 3000 d/d Hızda Gerçek ve Hesaplanan Özgül Yakıt Tüketimi Değerleri	22
Şekil 2.11 : Motor III için (a) 1000 d/d (b) 3000 d/d Hızda Gerçek ve Hesaplanan Özgül Yakıt Tüketimi Değerleri	22
Şekil 2.12: Motor II için Hesaplanan Özgül Yakıt Tüketimi Değerlerinin Gerçek Değerlerden Sapma Miktarı (%)	23
Şekil 3.1 : İndike Verimin ve Pompalama Kayıplarının, Yüke Bağlı Olarak Değişimi ($n = 2000$ d/d , $\varepsilon = 9$, $\lambda = 1$)	24
Şekil 3.2 : n ve ns Stratejilerinin p - KMA Cinsinden Yaklaşık Gösterimi	26
Şekil 3.3 : Normal Dört Zamanlı Çalışma Stratejisi ile Karşılaştırılan nns ve nss Stratejilerinin p - KMA Diyagramında Yaklaşık Gösterimi	26
Şekil 3.4 : n , ns ve nss Stratejileri için İndike Verimin ve Pompalama Kayıplarının Yüke Bağlı Değişimi	29
Şekil 3.5 : n , ns ve nss Modlarındaki Ortalama Efektif Basıncın, Ortalama Mekanik Kayıp Basıncının ve Pompalama Kayıpları Ortalama Basıncının 4 Zamana Göre Normalleştirilmiş Değerleri	31

Şekil 3.6 : Atlatılan Çevrimlerde Supapların Açık veya Kapalı Olması Durumlarında Pompalama Kayıpları Ortalama Basıncının Değişimi ($p_{me}/t=1$ bar)	32
Şekil 4.1 : İki Farklı Çalışma Noktasında Volumetrik Verimin ESH ile Değişimi	35
Şekil 4.2 : İki Farklı Çalışma Noktasında Efektif Verimin ESH ile Değişimi	35
Şekil 4.3 : Normal Çalışan Motorda (a) Her Bir Silindirin Krank Mili Üzerinde Yarattığı Moment (b) 4 Silindirin Krank Mili Üzerinde Yarattığı Toplam Moment ($p_{me}=1$ bar, $n=1000$ d/d)	36
Şekil 4.4 : (a) 4 Silindirin Birlikte <i>nsns</i> Şeklinde Çalışması (b) 4 Silindirin Birlikte <i>nnss</i> Şeklinde Çalışması (c) 1 ve 3 Nolu Silindirlerin Sürekli Devrede 2 ve 4 Nolu Silindirlerin Sürekli Devre Dışı Olması (d) 1 ve 4 Nolu Silindirlerin Sürekli Devrede 2 ve 3 Nolu Silindirlerin Sürekli Devre Dışı Olması Durumunda Krank Milindeki Momentin Değişimi ($p_{me}/t=1$ bar, $n=1000$ d/d)	37
Şekil 5.1 : (a) Şehir İçi Çevriminde (b) Şehir Dışı Çevriminde Hız Profili ve Aracın Sağladığı Kuvvet	42
Şekil 5.2 : Çeşitli Zeminlerde Kuvvet Bağlantısı – Kayma Eğrileri	43

SEMBOL LİSTESİ

A	: Aracın kesit alanı
a	: Aracın ivmesi
b_e	: Efektif özgül yakıt tüketimi
b_i	: İndike özgül yakıt tüketimi
c_w	: Aracın aerodinamik direnç katsayısı
D	: Silindir çapı
F_B	: İvmelenme direnç kuvveti
F_L	: Rüzgar direnç kuvveti
F_R	: Yuvarlanma direnç kuvveti
F_x	: Tekerlek çevre kuvveti
F_z	: Tekerlek yükü
f_R	: Tekerlek yuvarlanma direnç katsayısı
G_y	: Saatteki yakıt tüketimi
H_u	: Yakıtın alt ısı değeri
h	: aracın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği
i	: Silindir sayısı
i_A	: Diferansiyel çevrim oranı
i_G	: Vites çevrim oranı
J_M	: Motorun atalet momenti
$J_{R,H}$	: Arka aksın atalet momenti
$J_{R,V}$	: Ön aksın atalet momenti
k_1	: Sıkıştırma adyabatik üssü
k_2	: Genişleme adyabatik üssü
L	: 1 kg yakıtın tam yanması için gerekli olan hacimsel hava miktarının gerçek değeri
L_o	: 1 kg yakıtın tam yanması için gerekli olan hacimsel hava miktarının teorik değeri
l	: 1 kg yakıtın tam yanması için gerekli olan kütleli hava miktarının gerçek değeri
l_o	: 1 kg yakıtın tam yanması için gerekli olan kütleli hava miktarının teorik değeri

l_H	: Aracın ağırlık merkezinin arka aksa olan mesafesi
M_1	: Taze dolgunun mol miktarı
M_2	: Yanma ürünlerinin mol miktarı
M_a	: İş gazlarının mol miktarı
M_e	: Döndürme momenti
M_r	: Artık gazların mol miktarı
m	: Aracın kütlesi
m_1	: Taze dolgunun kütlesi
$(mc_v)_{t_o}^{t_c}$	: Yakıt-hava karışımının ortalama molar özgül ısısı
$(mc_v)_{t_o}^{t_z}$	: Yanma ürünlerinin ortalama molar özgül ısısı
m_y	: Yakıt buharının mol kütlesi
N_e	: Efektif güç
N_i	: İndike güç
N_R	: Tekerlek gücü
n	: Motor dönme hızı
n_1	: Sıkıştırma politropik üssü
n_2	: Genişleme politropik üssü
p_o	: Ortam basıncı
p_a	: Emme sonu basıncı
p_c	: Sıkıştırma sonu basıncı
p_{me}	: Ortalama efektif basınç
p'_{mi}	: Ortalama indike basıncın teorik değeri
p_{mi}	: Ortalama indike basıncın gerçek değeri
p_r	: Artık gazların basıncı
p_z	: Yanma sonu basıncı
q	: Yanma süresince açığa çıkan özgül ısı enerjisi
R_o	: Dinamik tekerlek yarıçapı
r	: Statik tekerlek yarıçapı
S	: Piston stroku
s	: Tekerlekle zemin arasındaki kayma
T_o	: Ortam sıcaklığı
T_a	: Emme sonu sıcaklığı (°K)
T_c	: Sıkıştırma sonu sıcaklığı (°K)
T_r	: Artık gaz sıcaklığı (°K)

t_a	: Emme sonu sıcaklığı (°C)
t_c	: Sıkıştırma sonu sıcaklığı (°C)
u	: Özgül iç enerji
u_c	: Yanma başlangıcında silindir içindeki gazların özgül iç enerjisi
u_z	: Yanma sonunda silindir içindeki gazların özgül iç enerjisi
V	: Araç hızı
w_{cz}	: Yanma sürecinde gazların genişlemesi için yapılan özgül iş
Z	: Araca etkiyen toplam direnç kuvveti
α	: Yanma sürecindeki basınç artış oranı
γ_r	: Artık gazlar katsayısı
Δp_{mi}	: Pompalama kayıplarının ortalama basıncı
ΔT	: Emme süresince motorun sıcak çeperlerinden aldığı ek ısıdan dolayı taze dolgunun sıcaklığındaki artış
ε	: Sıkıştırma oranı
η_A	: Diferansiyel verimi
η_G	: Vites kademelerinin verimi
η_e	: Efektif verim
η_i	: İndike verim
η_m	: Mekanik verim
η_v	: Volümetrik verim
λ	: Hava fazlalık katsayısı
μ	: Moleküler değişim katsayısı
μ_g	: Tekerlekle zemin arasındaki kuvvet bağlantı katsayısı
ν	: Yuvarlatma katsayısı
ξ_z	: Isı kullanım katsayısı
ρ_h	: Havanın yoğunluğu
ρ_y	: Yakıtın yoğunluğu
τ	: Zaman faktörü

BENZİN MOTORUNDA ÇEVİRİM ATLATMA METODUNUN TEORİK İNCELEMESİ

ÖZET

İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Otomotiv Ana Bilim Dalı bünyesinde yürütülen “Çevrim Atlatmalı Motor” projesi kapsamında benzin motorları için alternatif bir yük kontrol sistemi geliştirilmiş ve patenti alınmıştır. Bu yöntemin amacı, motorun yükü azaldığında birbirini izleyen çevrimlerin bazılarını yakıt ve hava girişini durdurmak ve aynı gücü elde edebilmek için dolgu girişini (gaz keleşbeği açıklığını) artırarak toplam efektif verimi yükseltmektir. Tek silindirli bir motor üzerinde yapılan deneysel ve teorik çalışmalarla, sistemin kısmi yük bölgesinde verimi arttırmaya yönelik potansiyeli ortaya konulmuştur.

Bu çalışmada, mevcut termodinamik model geliştirilerek çevrim atlatma sisteminin tek silindirli ve çok silindirli motorlara uygulanması teorik olarak incelenmiştir. Öncelikle termodinamik modelin, motorun normal çalışmasına yönelik hesaplama adımları açıklanmış ve modelden elde edilen sonuçlarla gerçek motor verileri karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, modelin yeterli doğruluğa sahip olduğunu ortaya koymuştur. Daha sonra model, çevrim atlatmalı motorun hesabına yönelik olarak geliştirilmiştir. Tek silindirli motor için yapılan bazı hesaplamalarla, çevrim atlatma sisteminin indike ve efektif parametreler üzerindeki etkileri ortaya konmuştur. Çok silindirli motorlara yönelik yapılan inceleme, belli sınırlar dahilinde çok sayıda farklı çevrim atlatma stratejisinin uygulanabileceğini ve efektif verimde önemli bir artış sağlanabileceğini göstermiştir. Ayrıca, evrim atlatma stratejisinin seçiminde krank milindeki moment değişiminin önemi vurgulanmıştır. Son olarak bir binek otomobilin, Avrupa şehir evrimindeki yakıt tüketiminin, çevrim atlatma metoduyla ne oranda iyileştirilebileceği teorik olarak hesaplanmıştır.

THEORETICAL ANALYSIS OF SKIP-CYCLE METHOD IN GASOLINE ENGINE

SUMMARY

A new load control method for gasoline engines called ‘Skip-Cycle Engine’ has been developed and patented in ITU Mechanical Engineering Faculty, Automotive Division laboratory. The aim of this method is to cut off the fuel and stop the gas exchange in some of the consecutive four-stroke cycles. In order to maintain the same power, the charge (throttle opening) must be increased which means higher efficiency of the engine when the load is reduced. Experimental and theoretical studies made on a single-cylinder engine have revealed the considerable potential to increase the efficiency at part load conditions.

In this study, application of the skip-cycle system to single- and multi-cylinder engines is investigated theoretically by improving the thermodynamic model. First of all, calculation procedure of the thermodynamic model for the normal working condition of the engine is described and the results that are obtained by using this model are compared with the real engine data. Secondly, the thermodynamic model is improved for the skip-cycle engine. Several information about the effects of the skip-cycle system on the indicated and effective parameters are obtained from the calculations made for a single-cylinder engine. Investigations made for multi-cylinder engines reveal that under some constraints, many different skip-cycle strategies can be applied and that a considerable increase in effective efficiency can be obtained. Additionally, it is pointed out that the moment variation on the crank shaft is very significant in the choice of the skip-cycle strategies. Finally, how much the fuel consumption of a touring car in the European Driving Cycle can be decreased by using the skip-cycle method is examined.

1. GİRİŞ

Sanayinin gelişimiyle birlikte geçmişten günümüze artan çevre kirliliği son yıllarda küresel ısınma sorununun belirginleşmesiyle dünyanın en önemli gündem maddesi haline gelmiştir. Atmosfere salınan kirletici gazların başlıca sorumlusu olarak karayolu taşıtları gösterilmektedir. Son 30 yıl içerisinde gerek yasal sınırlamalar gerekse üretici firmaların araştırmaları sonucunda taşıtların çevreye yaydığı kirletici gazların (HC, CO ve NO_x) miktarında önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Günümüzde, sera etkisi yaratan karbon dioksit emisyonu için de yasal sınırlamaların getirilmesi gündemdedir. Karbon dioksit emisyonunu azaltmanın başlıca yolu enerji dönüşüm verimini artırarak yakıt tüketimini azaltmaktır.

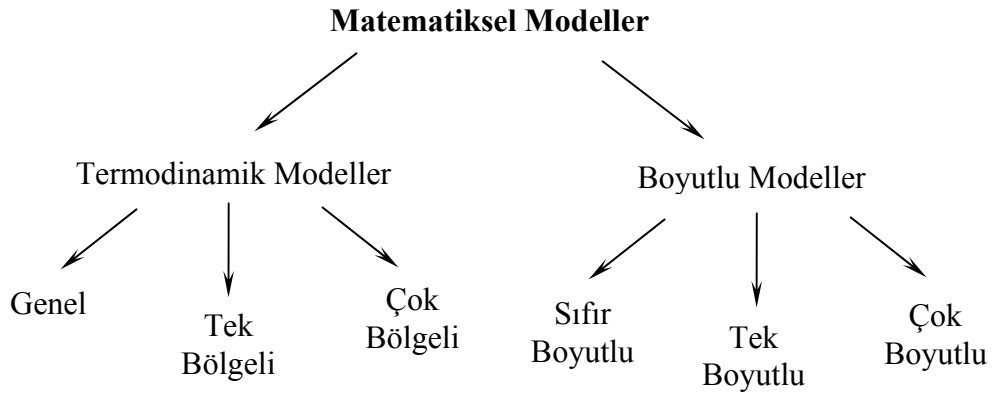
Günümüz benzin motorlarında efektif verim tam yükte %35 civarına ulaşmıştır. Ancak benzin motoru düşük yük bölgesinde çalıştığında verim %10-15'lere kadar düşmektedir. Bunun nedeni, benzin motorunda yük kontrolünün gaz kelebeği ile yapılıyor olmasıdır. Motorun ürettiği gücü azaltmak amacıyla gaz kelebeği kapatıldığında, pompalamaya giden iş artmakta ve böylece motor üretilen işin dışında ek bir iş yapmak zorunda kalmaktadır.

Benzin motorlarında kısmi yük bölgesindeki verimi arttırmak için değişken supap zamanlaması, değişken sıkıştırma oranı, aşırı doldurma, kademeli dolgu, değişken strok hacmi gibi yöntemler önerilmektedir. Bunlara bir alternatif de İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı'nda geliştirilen yeni bir yük kontrol sistemidir. "Çevrim Atlatmalı Motor" olarak isimlendirilen bu yöntemin amacı motorun yükü azaldığında birbirini izleyen çevrimlerin bazılarını yakıt ve hava girişini durdurmak ve aynı gücü elde edebilmek için dolgu girişini (gaz kelebeği açıklığını) arttırarak toplam efektif verimi yükseltmektir (**Kutlar, 1999**).

Bu çalışma, Çevrim Atlatmalı Motor ile ilgili bugüne kadar yapılmış olan çalışmaların devamı niteliğindedir. Mevcut olan termodinamik modelin geliştirilmesi ve çok silindirli motorlarda çevrim atlatma uygulamasının teorik olarak incelenmesi amaçlanmıştır.

2. BENZİN MOTORUNDA GERÇEK ÇEVİRİMİN MODELLENMESİ

İçten yanmalı motorlarda gerçek çevrim süreçlerini incelemek amacıyla çeşitli matematiksel modeller kullanılır. Bu modeller, Şekil 2.1’de gösterildiği gibi alt gruplara ayrılabilir.



Şekil 2.1: Matematiksel Modellerin Sınıflandırılması

Termodinamik modeller, enerjinin korunumu esasına dayanırken *boyutlu modeller*, akış hareketini irdeme esasına dayanır.

Genel bölge termodinamik modellerde zaman faktörü göz önüne alınmaz ve iş gazları karışımına ait basıncın, sıcaklığın ve bileşimin düzgün dağıldığı kabul edilir. *Tek bölge modellerde* ısıнын açığa çıkışı irdelenir ve zamana bağımlılık söz konusudur. *Çok bölge modeller* ise yanma olayını fiziksel olarak daha iyi bir şekilde çözümlemede kullanılır. Bu modellerde yanma odası, yanmış ve yanmamış bölgelere ayrılır.

Enerji, momentum ve kütle korunumu ile kimyasal reaksiyonların kullanıldığı *çok boyutlu matematik modeller*, motor çevrimindeki olayların ayrıntılı incelenmesinde ve geliştirilmesinde, yanma sürecini etkileyen faktörlerin ortaya çıkarılmasında ve kirlenici gaz emisyonlarının oluşum mekanizmalarının açıklanmasında kullanılır (Arslan, 2003).

Motorun indike ve efektif parametrelerinin hesaplandığı bu çalışmada, en basit yöntem olan ancak yeterli hassasiyette sonuçların elde edilmesine olanak sağlayan

genel termodinamik yöntem kullanılmıştır. Bu termodinamik model, benzin ve dizel motorların tam yük rejiminde indike ve efektif büyüklüklerinin hesaplanmasında kullanılan Grinevetski-Mazing yöntemine dayanmaktadır. Grinevetski-Mazing yöntemi, Dr. Hikmet Arslan tarafından kısmi yük rejimini de kapsayacak şekilde (Arslan, 2003)'te geliştirilmiştir. Bu çalışma kapsamında homojen karışımla çalışan benzin motorlarının kısmi yük rejimi ele alındığı için Grinevetski-Mazing yöntemi bu çerçevede anlatılacaktır.

2.1. Modelde Yapılan Kabuller

İçten yanmalı motorun gerçek çevrim termodinamik hesabında aşağıdaki kabuller yapılmıştır (Arslan, 2003):

- Silindirdeki iş gazı (yakıt-hava karışımı ve yanma ürünleri); özgül ısısı sıcaklığa bağlı olarak değişen ve aralarında reaksiyona girmeyen ideal gazların karışımıdır.
- İdeal çevrimlerde olduğu gibi, yanma (veya ısı girişi) süreci sabit hacimde ve zaman faktörü göz önüne alınmadan gerçekleşir.
- Yanma sürecindeki ısı girişi, yakıtın alt ısı değeri ile tanımlanır ve yanma sırasında iş gazının mol miktarında oluşan değişim, moleküler değişim katsayısı (μ) ile hesaba katılır.
- Sıkıştırma ve genişleme süreçlerindeki ısı kayıpları, politropik süreçlerin istatistiksel olarak belirlenmiş üs değerleri (n_1 ve n_2) ile hesaba katılır.
- Yanma süreci ısı kayıpları (ısı iletimi ve yanma ürünleri disosyasyonundan kaynaklanır), deneysel olarak belirlenen ısı kullanım katsayısı (ξ_z) ile hesaba katılır.

2.2. Modelin Girdileri

Termodinamik hesaplamalara başlayabilmek için motorun bazı yapısal özelliklerinin ve çalışma koşullarının tanımlanması gerekir. Modelin girdileri olarak adlandırabileceğimiz bu parametreler aşağıda verilmektedir.

- Silindir çapı (D)

- b. Piston stroku (S)
- c. Sıkıştırma oranı (ε)
- d. Silindir sayısı (i)
- e. Motor dönme hızı (n)
- f. Hava fazlalık katsayısı (λ)
- g. Volümetrik verim (η_v)
- h. Çevre parametreleri
 - Basınç (p_o)
 - Sıcaklık (T_o)
- i. Yakıtı (benzin) ait parametreler
 - Alt ısı değeri (H_u)
 - Elementlerin (C, H, O) kütleli kesirleri
 - Yakıt buharının mol kütlesi (m_y)

Bu çalışmada, motorun kısmi yük bölgesindeki farklı çalışma koşulları incelendiği için motor dönme hızı (n) ve volümetrik verim (η_v) değişken olarak alınmıştır. Ancak, yapılan tüm hesaplamalarda yakıt-hava karışımının stokiometrik ($\lambda=1$) olduğu kabul edilmiştir.

2.3. Hesaplanan Parametreler

İçten yanmalı motorların gerçek çevrimleri emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve egzoz süreçlerinden oluşur. Tüm bu süreçlerin termodinamik hesapları sırasıyla açıklanmıştır. Homojen karışimli motorlarda karışım oluşumu silindir dışında gerçekleştiği için ilk olarak karışım olayının incelemesi yapılmıştır.

2.3.1. Karışıma ait parametreler

2.3.1.1. Çevre parametreleri

Aşırı doldurma olmadığı zaman normal atmosfer basınç ve sıcaklığı, çevre parametreleri olarak kabul edilerek aşağıdaki değerleri alırlar.

$$p_o = 0,1 \text{ Mpa} ; T_o = 293 \text{ K}$$

Bunlara bağılı olarak havanın yoğunluğu, aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\rho_o = \frac{p_o \cdot 10^6}{287 \cdot T_o} \quad \text{kg/m}^3 \quad (2.1)$$

2.3.1.2. Yakıt parametreleri

Motorun termodinamik hesabını kolaylaştırmak amacıyla yakıt-hava karışımında yakıt, 1 kg olarak kabul edilir. Motor yakıtları, değişik hidrokarbon karışımlarından ibarettir ve element bileşimleri ile gösterilir. Sıvı yakıt için aşağıdaki element bileşimi söz konusudur.

$$C + H + O = 1 \text{ kg} \quad (2.2)$$

Burada C , H ve O sırasıyla karbon, hidrojen ve oksijenin 1 kg yakıttaki kütleli kesirleridir.

Yakıtın element kütleli kesri belirli ise alt ısı değeri H_u

$$H_u = [33,91C + 125,6H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W)] \times 10^3 \quad \text{kJ/kg yakıt} \quad (2.3)$$

olarak ifade edilir.

Burada S ve W , yakıtta kükürt ve su buharı kütleli kesirleri olmak üzere benzin için $C = 0,855$, $H = 0,145$ ve $O \equiv S \equiv W \equiv 0$ değerleri kullanılır.

2.3.1.3. Yakıt-hava karışımı parametreleri

1 kg yakıtın tam yanması için gerekli teorik hava miktarı kütleli ve hacimsel olarak aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \quad \text{kg hava/kg yakıt} \quad (2.4a)$$

$$L_o = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad \text{kmol hava/kg yakıt} \quad (2.4b)$$

Yakıt-hava karışımındaki gerçek hava miktarı ise

$$l = \lambda l_o \quad \text{kg hava/kg yakıt} \quad (2.5a)$$

$$L = \lambda.L_o \quad kmol \text{ hava/kg yakıt} \quad (2.5b)$$

olarak ifade edilir.

1 kg yakıt ve l kg havadan oluşan taze dolgunun kütlesi (m_1) ve mol miktarı (M_1), aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$m_1 = 1 + l = 1 + \lambda.l_o \quad kg/kg \text{ yakıt} \quad (2.6a)$$

$$M_1 = \frac{1}{m_y} + L = \frac{1}{m_y} + \lambda.L_o \quad kmol/kg \text{ yakıt} \quad (2.6b)$$

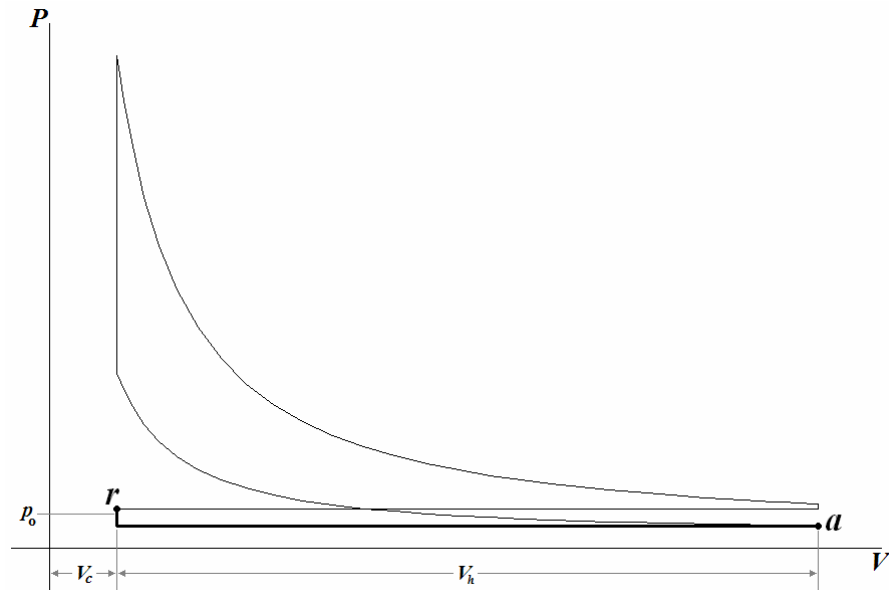
Burada m_y , yakıt buharının mol kütlesi olup, benzin için 110-120 $kg/kmol$ aralığında değerler alır.

Termodinamik hesaplarda gazlar kural olarak, kütleli değil, hacimsel (mol) miktarı ile gösterilirler. Bu nedenle, bu çalışmada kullanılan formüllerde gaz miktarları, mol cinsinden gösterilmiştir.

2.3.2. Çevrim süreçleri

2.3.2.1. Emme süreci

Şekil 2.2’de $p - V$ diyagramı üzerinde emme süreci gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : Emme Süreci

Emme süreci başlamadan önce, başka bir deyişle taze dolgu silindire emilmeden önce, silindir içinde bir önceki çevrimden kalan artık gazlar yer alır. Egzoz sürecinde atılamayan yanma ürünlerinden oluşan artık gazların miktarı, artık gazlar katsayısı (γ_r) ile hesaplanır. Bu katsayısı, artık gazların miktarının (M_r), taze dolgu miktarına (M_1) oranını ifade eder.

Artık gazların basıncı, p_r , egzoz gazı karşı basıncı ile bağlantılı olduğu için motor dönme hızı ile değişir ve aşağıdaki ampirik formülle hesaplanabilir.

$$p_r = p_o (1 + 0,55 \cdot 10^{-4} \times n) \text{ Mpa} \quad (2.7)$$

Artık gaz sıcaklığı, T_r , motorun yük rejimi parametrelerinin (n, λ, η_v) yanısıra sıkıştırma oranına bağlıdır ve aşağıdaki ampirik formülle hesaplanabilir.

$$T_r = [1302 - 403,5\lambda + 0,037n - 7,38\varepsilon] \cdot (1,7 - 0,6625 \cdot \eta_v) \text{ } ^\circ K \quad (2.8)$$

Denklem (2.8)'den ampirik olarak elde edilen T_r , çevrim boyunca yürütülen hesaplamalar sonucu tekrar bulunur ($T_{r'}$). $T_{r'}$ ile T_r arasındaki fark %1'den büyükse, Denklem (2.8)'e geri dönülür ve T_r yerine $T_{r'}$ değeri konularak tüm hesaplar tekrar yapılır. Bu iterasyona, aradaki fark %1'in altına ininceye kadar devam edilir.

Emme sürecindeki bir diğer önemli parametre de volümetrik verimdir, η_v . Silindir içine alınan gerçek hava miktarının, strok hacmini atmosfer koşullarında dolduracak teorik hava miktarına oranı olarak ifade edilen volümetrik verim, emme sonu basıncı, p_a , üzerinde oldukça etkilidir.

Emme sonunda silindir içinde taze dolgu ve artık gazlardan oluşan yeni bir karışım bulunur. Bu karışım, iş gazı olarak adlandırılır. Emme ve egzoz supaplarının açılma ve kapanma zamanlamasının etkisi göz önüne alınmadığı takdirde, emme sonunda silindir içindeki iş gazının basıncı aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$p_a = \frac{[(T_o + \Delta T)(\varepsilon - 1)p_o \cdot \eta_v + p_r \cdot T_o]}{\varepsilon \cdot T_o} \text{ MPa} \quad (2.9)$$

Burada ΔT , emme süresince motorun sıcak çeperlerinden aldığı ek ısıdan dolayı taze dolgunun sıcaklığındaki artış olarak tanımlanır ve aşağıdaki ampirik formül ile hesaplanabilir:

$$\Delta T = 30 - 0,006n \text{ } ^{\circ}K \quad (2.10)$$

Denklem (2.9) kullanılarak emme sonu basıncı hesaplandıktan sonra, artık gazlar katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\gamma_r = \left(\frac{T_o + \Delta T}{T_r} \right) \left(\frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} \right) \quad (2.11)$$

İş gazının miktarı, taze dolgu ve artık gaz miktarlarının toplamıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

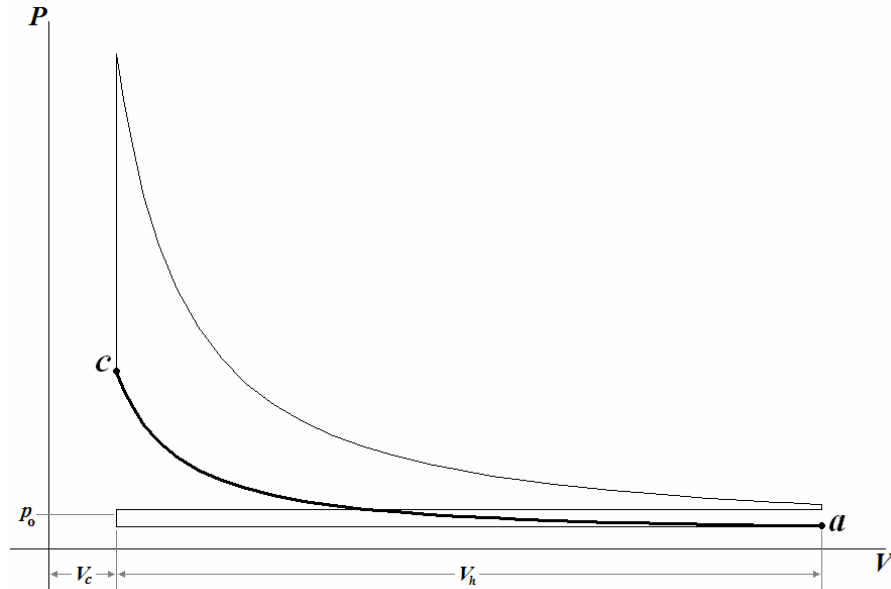
$$M_a = M_1 + M_r = M_1(1 + \gamma_r) \text{ kmol/kg yakıt} \quad (2.12)$$

Karışımındaki bileşenlerin miktarlarına ve sıcaklıklarına bağlı olarak emme sonunda silindir içindeki iş gazının sıcaklığı aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \text{ } ^{\circ}K \quad (2.13)$$

2.3.2.2. Sıkıştırma süreci

Şekil 2.3'te $p - V$ diyagramı üzerinde sıkıştırma süreci gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Sıkıştırma Süreci

Sıkıştırma süreci politropik bir süreç olduğu için ve sıkıştırma politropik üssü (n_1), sabit kabul edildiği için bu süreçte aşağıdaki bağıntılar geçerlidir.

$$p_a V_a^{n_1} = p_x V_x^{n_1} = p_c V_c^{n_1} \quad (2.14a)$$

$$T_a V_a^{n_1-1} = T_x V_x^{n_1-1} = T_c V_c^{n_1-1} \quad (2.14b)$$

Sıkıştırma politropik üssü, n_I , sıkıştırma adyabatik üssü, k_I , yardımıyla tespit edilir. Sıkıştırma adyabatik üssünü belirlemek için ise deney verilerine dayanan tablolar kullanılır (**Kolchin ve Demidov, 1984**). Benzin motorlarında n_I , sıkıştırma oranına ve emme sonu sıcaklığına bağlı olarak $k_I-0,04 \leq n_I \leq k_I$ aralığında değerler alır.

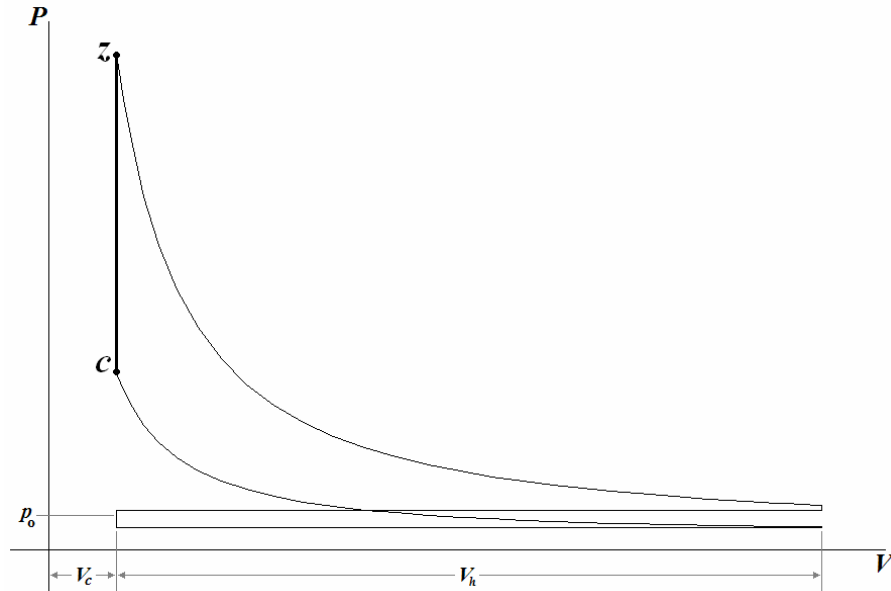
Sıkıştırma oranına ve emme sonu parametrelerine bağlı olarak, sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklık değerleri aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

$$p_c = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \cdot \mathcal{E}^{n_1} \quad MPa \quad (2.15a)$$

$$T_c = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \cdot \mathcal{E}^{n_1-1} \quad ^\circ K \quad (2.15b)$$

2.3.2.3. Yanma süreci

Şekil 2.4'te $p - V$ diyagramı üzerinde yanma süreci gösterilmiştir.



Şekil 2.4 : Yanma Süreci

Bu süreçte M_a miktarındaki iş gazı yanarak, M_2 miktarındaki yanma ürünlerine dönüşür. Stokiyometrik yakıt-hava karışımının ($\lambda = 1$) tam yanma ürünleri; karbon dioksit (CO_2), su buharı (H_2O) ve azot (N_2) dur.

Yanmış gazların mol sayısı, iş gazının mol sayısından daima fazladır. Bu durum, yanma sırasındaki basınç artışına katkıda bulunur. Yanma sırasındaki bağlı hacim değişimi; yanma ürünleri mol miktarının, iş gazı mol miktarına oranına eşit olan, *moleküler değişim katsayısı* (μ) ile tanımlanır. Moleküler değişim katsayısının ifadesi aşağıdaki gibi verilir.

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \quad (2.16)$$

Yanma sürecinin termodinamik hesabı, motor tipine ve yakıt-hava karışım oluşturma yöntemine bağlı olarak farklı şekillerde yapılır. Ancak, bütün hesaplamalar termodinamiğin birinci kanunu ($dq = du + p.dv$) ve ideal gaz denkleminde ($p.dv = R.dT$) bağlı olarak yürütülür.

Termodinamiğin birinci kanununa göre; yanma süresince açığa çıkan özgül ısı enerjisi (q), silindir içindeki gazların özgül iç enerjilerini arttırmaya (Δu) ve genişlemeye harcanır.

$$q = \Delta u + w_{cz} = (u_z - u_c) + w_{cz} \quad kJ/kg \text{ yakıt} \quad (2.17)$$

Burada, u_c ve u_z sırasıyla yanma başlangıcında ve sonunda, silindir içindeki gazların özgül iç enerjileridir ve w_{cz} , yanma sürecinde gazların genişlemesi için yapılan özgül iş olarak tanımlanır. Ancak, yanma sürecinin sabit hacimde gerçekleştiği kabul edildiği için $w_{cz} = 0$ olarak alınır.

Denklem (2.17)'de yeralan gazların özgül iç enerjileri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$u_c = (M_1 + M_r)(m.c_v)_{t_o}^{t_c} \cdot t_c \quad kJ/kg \text{ yakıt} \quad (2.18a)$$

$$u_z = (M_2 + M_r)(m.c_v)_{t_o}^{t_z} \cdot t_z \quad kJ/kg \text{ yakıt} \quad (2.18b)$$

Burada $mc_{v_{t_o}}^t$ ifadesi, ilgili gazın ortalama molar özgül ısısı olarak tanımlanır.

Yanma sırasında açığa çıkan özgül ısı miktarı (q), yakıt-hava karışım oluşturma yöntemine bağlı olarak farklı formüllerle hesaplanır. Bu çalışmaya konu olan motorlarda, emme manifolduna püskürtme yapılır, benzin buharı hava ile tam karışır ve böylece homojen karışım oluşturulur. Bu şekilde oluşturulan karışımların yanmasına *homojen karışimli yanma* adı verilir. Bu durumda q , yakıtın alt ısı değerine (H_u) ve bazı kayıplara bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$q = \xi_z (H_u - \Delta H_u) \quad kJ/kg \text{ yakıt} \quad (2.19)$$

Sonuç olarak, yanma sürecindeki ısı dengesi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\xi_z (H_u - \Delta H_u) = (u_z - u_c) \quad (2.20)$$

Burada, ΔH_u , eksik yanmadan kaynaklanan enerji kaybıdır ve

$$\Delta H_u = 119950(1 - \lambda)L_o \quad kJ/kg \text{ yakıt} \quad (2.21)$$

bağıntısıyla tanımlanır. Ayrıca, ξ_z , yanma süresince ısı iletimi, disosyasyon ve soğuk silindir cidarları yakınında alev cephesinin sönmesi gibi nedenlerden dolayı oluşan ısı kayıplarını hesaba katan *ısı kullanım katsayısı*dır. Isı kullanım katsayısı, motor hızına ve yüküne (volümetrik verim) bağlı olarak aşağıdaki ampirik formülle hesaplanabilir.

$$\xi_z = 0,741 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot n + 0,08 \cdot \eta_v - 0,03 \cdot \eta_v^2 \quad (2.22)$$

Denklemler (2.18a) ve (2.18b) ile verilen özgül iç enerjilerin ifadeleri, denklem (2.20)'de yerlerine yazılırsa ve gazların mol miktarları için denklemler (2.6b), (2.12) ve (2.16)'dan yararlanılırsa, aşağıdaki yanma denklemi elde edilir.

$$\frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{\left(\frac{1}{m_y} + \lambda L_o \right) (1 + \gamma_r)} + (m.c_v)_{t_o}^{t_c} \cdot t_c = \mu (m.c_v)_{t_o}^{t_z} \cdot t_z \quad (2.23)$$

Burada, yakıt-hava karışımının ortalama molar özgül ısısı olarak tanımlanan $(m.c_v)_{t_o}^{t_c}$, karışımda sadece hava olduğu yaklaşımıyla aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$(m.c_v)_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 0,002638.t_c \quad kJ/kmol.^{\circ}C \quad (2.24)$$

Böylece, yanma denkleminde eşitliğin sol tarafındaki tüm parametreler bilinmektedir. Eşitliğin sağ tarafındaki tek bilinmeyen, yanma ürünlerinin ortalama molar özgül ısısı $(m.c_v)_{t_o}^{t_z}$ 'dır. Bu değer, yanma ürünlerinin CO_2 , H_2O ve N_2 olduğu göz önünde bulundurularak aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$(m.c_v)_{t_o}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (m.c_{v_{CO_2}})_{t_o}^{t_z} + M_{H_2O} (m.c_{v_{H_2O}})_{t_o}^{t_z} + M_{N_2} (m.c_{v_{N_2}})_{t_o}^{t_z} \right] \quad (2.25)$$

Burada, M_{CO_2} , M_{H_2O} ve M_{N_2} olarak gösterilen yanma ürünlerinin miktarları aşağıdaki bağıntılar kullanılarak hesaplanır.

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \quad kmol/kg \text{ yakıt} \quad (2.26a)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad kmol/kg \text{ yakıt} \quad (2.26b)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \lambda.L_o \quad kmol/kg \text{ yakıt} \quad (2.26c)$$

Herbir yanma ürününün ortalama molar özgül ısısı, yanma sonu sıcaklığına bağlı birinci dereceden bir denklem olarak verilmiştir (**Kolchin ve Demidov, 1984**).

$$(m.c_{v_{CO_2}})_{t_o}^{t_z} = 39,123 + 0,003349.t_z \quad kJ/kmol.^{\circ}C \quad (2.27a)$$

$$(m.c_{v_{H_2O}})_{t_o}^{t_z} = 26,67 + 0,004438.t_z \quad kJ/kmol.^{\circ}C \quad (2.27b)$$

$$(m.c_{v_{N_2}})_{t_o}^{t_z} = 21,951 + 0,001457.t_z \quad kJ/kmol.^{\circ}C \quad (2.27c)$$

Bu ifadeler yardımıyla $(m.c_v)_{t_o}^{t_z}$; denklem (2.25)'ten, yanma sonu sıcaklığına bağlı birinci dereceden bir ifade olarak bulunur. Bu birinci dereceden ifade, μ ve t_z ile çarpıldığında, denklem (2.23)'te eşitliğin sağ tarafı ikinci dereceden bir ifade olarak elde edilir. Denklem (2.23) düzenlenince, yanma sonu sıcaklığına bağlı ikinci dereceden bir denklem ortaya çıkar. Bu denklem çözülerek yanma sonu sıcaklığı

hesaplanır. Bulunan sıcaklık değerin biriminin “Celcius” olduğu ve hesaplamalara devam etmeden önce “Kelvin”e çevrilmesi gerektiği unutulmamalıdır.

Yanma süreci başlangıç ve son noktalarındaki ideal gaz hal denklemleri

$$p_c V_c = 8315 \cdot (M_1 + M_r) \cdot T_c \quad (2.28a)$$

$$p_z V_z = 8315 \cdot (M_2 + M_r) \cdot T_z \quad (2.28b)$$

olarak tanımlanır.

Denklemler (2.28a) ve (2.28b) taraf tarafa bölünüp düzenlenirse yanma sonu basıncı (p_z) için aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad MPa \quad (2.29)$$

Gerçekte, yanma süreci başka bir deyişle ısı girişi sabit hacimde olmaz. Pistonun alt ölü noktaya doğru hareketinden dolayı hacim artar ve maksimum basınç düşer. Yanma sonundaki gerçek basınç değeri, hesaplanan değerin yaklaşık %85'i kadardır. Ancak, yine de ilerki bölümlerde yapılan hesaplarda p_z kullanılmaya devam edilmiştir.

Son olarak yanma sürecindeki basınç artış oranı aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\alpha = \frac{p_z}{p_c} \quad (2.30)$$

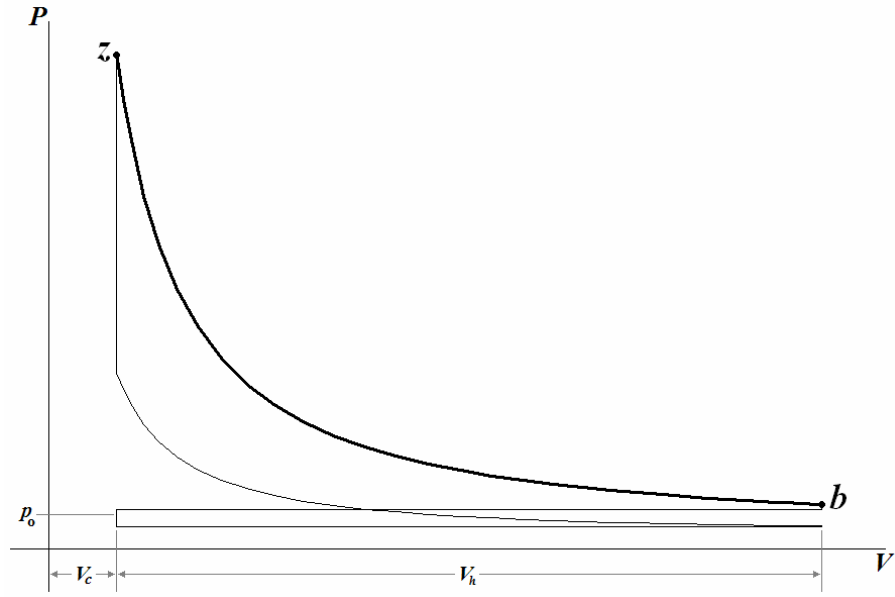
2.3.2.4. Genişleme süreci

Şekil 2.5'te $p - V$ diyagramı üzerinde genişleme süreci gösterilmiştir.

Genişleme süreci politropik bir süreç olduğu için ve genişleme politropik üssü (n_2), sabit kabul edildiği için bu süreçte aşağıdaki bağıntılar geçerlidir.

$$p_z V_z^{n_2} = p_x V_x^{n_2} = p_b V_b^{n_2} \quad (2.31a)$$

$$T_z V_z^{n_2-1} = T_x V_x^{n_2-1} = T_b V_b^{n_2-1} \quad (2.31b)$$



Şekil 2.5 : Genişleme Süreci

Genişleme politropik üssü (n_2), genişleme adyabatik üssü (k_2) yardımıyla tespit edilir. Genişleme adyabatik üssünü belirlemek için ise deney verilerine dayanan tablolar kullanılır (**Kolchin ve Demidov, 1984**).

Benzin motorlarında n_2 , sıkıştırma oranına, hava fazlalık katsayısına ve yanma sonu sıcaklığına bağlı olarak $k_2-0,02 \leq n_2 \leq k_2-0,01$ aralığında değerler alır.

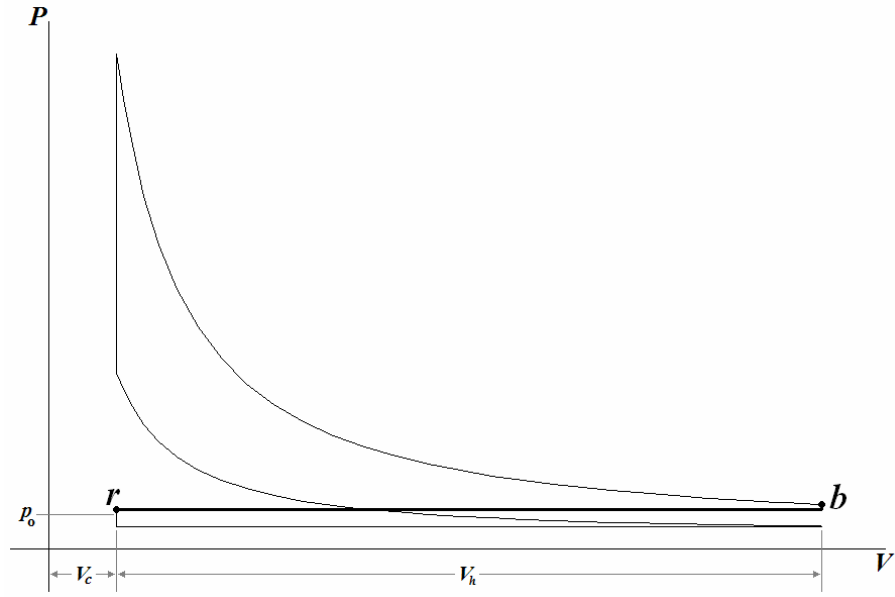
Sıkıştırma oranına ve yanma sonu parametrelerine bağlı olarak, genişleme sonu basınç ve sıcaklık değerleri aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = p_z \frac{1}{\epsilon^{n_2}} \quad MPa \quad (2.32a)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1} = T_z \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}} \quad ^\circ K \quad (2.32b)$$

2.3.2.5. Egzoz süreci

Şekil 2.6'da $p-V$ diyagramı üzerinde egzoz süreci gösterilmiştir. Bu süreçte artık gazların sabit basınç (p_r) ve sıcaklıkta (T_r) dışarı atıldığı kabul edilir.



Şekil 2.6 : Egzoz Süreci

Daha önce Bölüm 2.3.2.1’de açıklandığı gibi denklem (2.8) ile verilen ampirik formülden elde edilen T_r , aşağıdaki formülden tekrar hesaplanır ($T_{r'}$).

$$T_{r'} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}} \text{ } ^\circ K \quad (2.33)$$

$T_{r'}$ ile T_r arasındaki fark %1’in altına ininceye kadar iterasyona devam edilir.

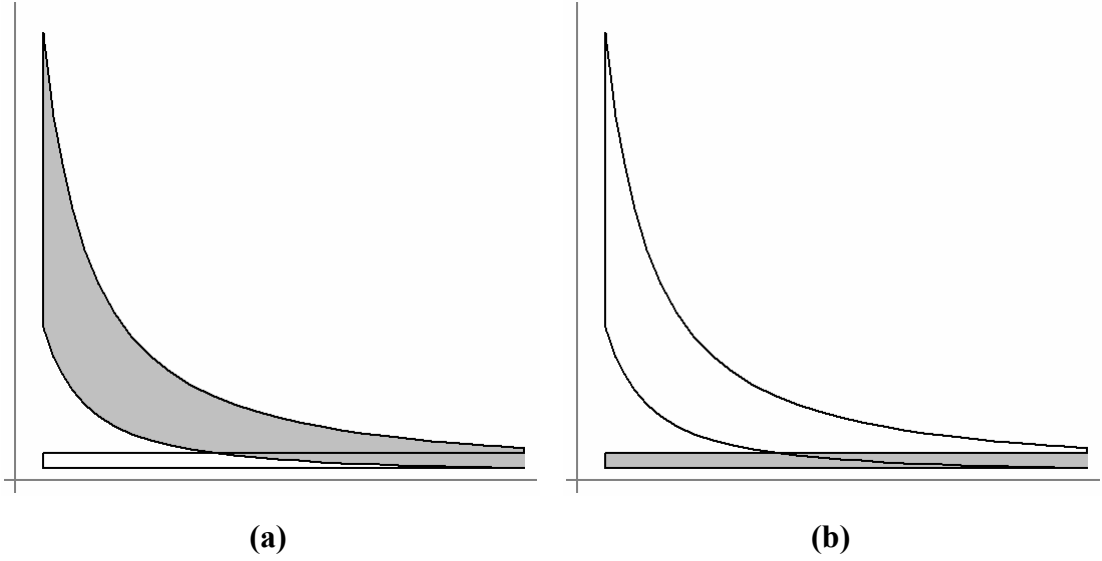
2.3.3. İndike parametreler

Motorun indike parametreleri; ortalama indike basınç (p_{mi}), indike güç (N_i), indike verim (η_i) ve indike özgül yakıt tüketimi (b_i) olarak tanımlanır.

Şekil 2.7’de p - V diyagramında pozitif iş çevrimine (sıkıştırma, yanma ve genişleme) ve negatif iş çevrimine (emme ve egzoz) karşılık gelen alanlar gösterilmiştir.

Şekil 2.7(a)’da gösterilen ve pozitif işe eşit olan alanın değeri, basıncın hacme bağlı olarak yazılmış fonksiyonunun integrali alınarak bulunur. Bu integralin sonucu, strok hacmine bölündüğünde, ortalama brüt indike basıncın teorik değerini veren aşağıdaki formül elde edilir.

$$(p'_{mi})_{brüt} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\alpha}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \text{ MPa} \quad (2.34)$$



Şekil 2.7 : p - V Diyagramında (a) Pozitif İş Alanı (b) Negatif İş Alanı

Çevrim hesapları sonucu elde edilen p - V diyagramını; r , c , z , ve b geçiş noktalarında yuvarlatarak gerçek çevrime yaklaştırmak için bir çarpan kullanılır. *Yuvarlatma katsayısı* (ν) olarak adlandırılan bu çarpan, benzin motorlarında $0,94 \leq \nu \leq 0,97$ aralığında değerler alır. Ortalama brüt indike basıncın teorik değerini yuvarlatma katsayısı ile çarpmak suretiyle ortalama brüt indike basıncın gerçek değeri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$(p_{mi})_{brüt} = \nu \cdot (p'_{mi})_{brüt} \quad MPa \quad (2.35)$$

Şekil 2.7(b)'de gösterilen alan, negatif işe eşittir. Emme ve egzoz süreçleri sırasında harcanan bu enerji, pompalama kayıpları olarak adlandırılır. Pompalama kayıplarının ortalama basıncı, artık gazların basıncı ile emme sonu iş gazının basıncı arasındaki farka eşittir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\Delta p_{mi} = p_r - p_a \quad MPa \quad (2.36)$$

Ortalama net indike basınç, ortalama brüt indike basınçtan pompalama kayıplarının ortalama basıncı çıkarılarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$(p_{mi})_{net} = (p_{mi})_{brüt} - \Delta p_{mi} \quad MPa \quad (2.37)$$

Yalın olarak “ortalama indike basınç” ifadesi kullanıldığında “ortalama net indike basınç” kastedilir ve ileriki adımlarda yapılacak hesaplarda ortalama indike basınç (p_{mi}) kullanılmıştır.

İndike gücün ifadesi

$$N_i = \frac{p_{mi} \cdot V_h \cdot i \cdot n}{60 \cdot \tau} \text{ kW} \quad (2.38)$$

olarak verilir. Burada; n motor dönme hızı ($1/dak$), τ zaman faktörü (iki zamanlı motorda 1, dört zamanlı motorda 2 değerini alır), i silindir sayısı ve V_h , silindir strok hacmi olarak tanımlanır.

Silindir strok hacmi, aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanır.

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \text{ m}^3 \quad (2.39)$$

İndike verim (η_i) ve indike özgül yakıt tüketimi (b_i), aşağıdaki formüller kullanılarak hesaplanır.

$$\eta_i = \frac{p_{mi} \cdot \ell_o \cdot \lambda}{H_u \cdot \rho_o \cdot \eta_v} \quad (2.40)$$

$$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \text{ g/kWsaat} \quad (2.41)$$

2.3.4. Efektif parametreler

Motorun efektif parametreleri; ortalama efektif basınç (p_{me}), efektif güç (N_e), döndürme momenti (M_e), mekanik verim (η_m), efektif verim (η_e) ve efektif özgül yakıt tüketimi (b_e) olarak tanımlanır.

Ortalama efektif basınç (p_{me}), ortalama indike basınçtan (p_{mi}) mekanik kayıpların ortalama basıncı (p_m) çıkarılarak aşağıdaki gibi hesaplanır. Mekanik kayıplar, sürtünmelere ve yardımcı mekanizmalara harcanan enerjiyi ifade eder.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m \text{ MPa} \quad (2.42)$$

Temel olarak alınan termodinamik modelde, mekanik kayıpların ortalama basıncı için piston ortalama hızına, başka bir deyişle motor hızına bağlı ampirik bir formül kullanılır (**Kolchin ve Demidov, 1984**). Ancak, bu formül sadece tam yük koşulları için geçerli olduğundan bu çalışmada, hızın yanı sıra yüke de bağlı olan, yani tüm yük rejimlerinde geçerli olan farklı bir ampirik formül tercih edilmiştir.

Basshuysen (1980) tarafından dört farklı tip motorla yapılan deneyler neticesinde türetilmiş olan bağıntılar ve bu motorların özellikleri Tablo 2.1’de sunulmuştur. Formüllerde basınç birimi *bar*, motor hızı birimi *1/dakika* olarak kullanılmıştır. İncelenen motorun özelliklerine en yakın motor tipine ait bağıntı Tablo 2.1’den seçilerek hesaplamalara devam edilir.

Tablo 2.1: Farklı Tip Motorlara Ait Mekanik Kayıp İfadeleri

Strok Hacmi	Sıkıştırma Oranı	Silindir Sayısı	Strok/Çap	Mekanik Kayıpların Ortalama Basıncı (p_m)
1,3 l	8,2	4	0,96	$0,628 + 0,186 \frac{n}{1000} + 0,025 \cdot p_{me} \pm 0,08$
1,46 l	8,2	4	0,92	$0,458 + 0,238 \frac{n}{1000} + 0,038 \cdot p_{me} \pm 0,11$
1,6 l	8,2	4	1,016	$0,447 + 0,236 \frac{n}{1000} + 0,031 \cdot p_{me} \pm 0,15$
2,6 l	9,2	6	1,09	$0,343 + 0,249 \frac{n}{1000} + 0,011 \cdot p_{me} \pm 0,14$

Tablo 2.1’de görüldüğü gibi, formüller belirli toleranslarla verilmiştir. Bunun nedeni, bir tip için aynı seriden birkaç motorla deney yapılması ve elde edilen sonuçların farklılık göstermesidir.

Diğer efektif büyüklükler aşağıdaki formüller kullanılarak kolaylıkla hesaplanır.

Efektif güç:

$$N_e = \frac{p_{me} \cdot V_h \cdot i \cdot n}{60 \cdot \tau} \text{ kW} \quad (2.43)$$

Döndürme momenti:

$$M_e = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} \text{ Nm} \quad (2.44)$$

Mekanik verim:

$$\eta_m = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = 1 - \frac{p_m}{p_{mi}} \quad (2.45)$$

Efektif verim:

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (2.46)$$

Efektif özgül yakıt tüketimi:

$$b_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \text{ g/kWsaat} \quad (2.47)$$

Denklemler (2.43) ve (2.47) kullanılarak saatteki yakıt tüketim miktarı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$G_y = N_e \cdot b_e \cdot 10^{-3} \text{ kg/saat} \quad (2.48)$$

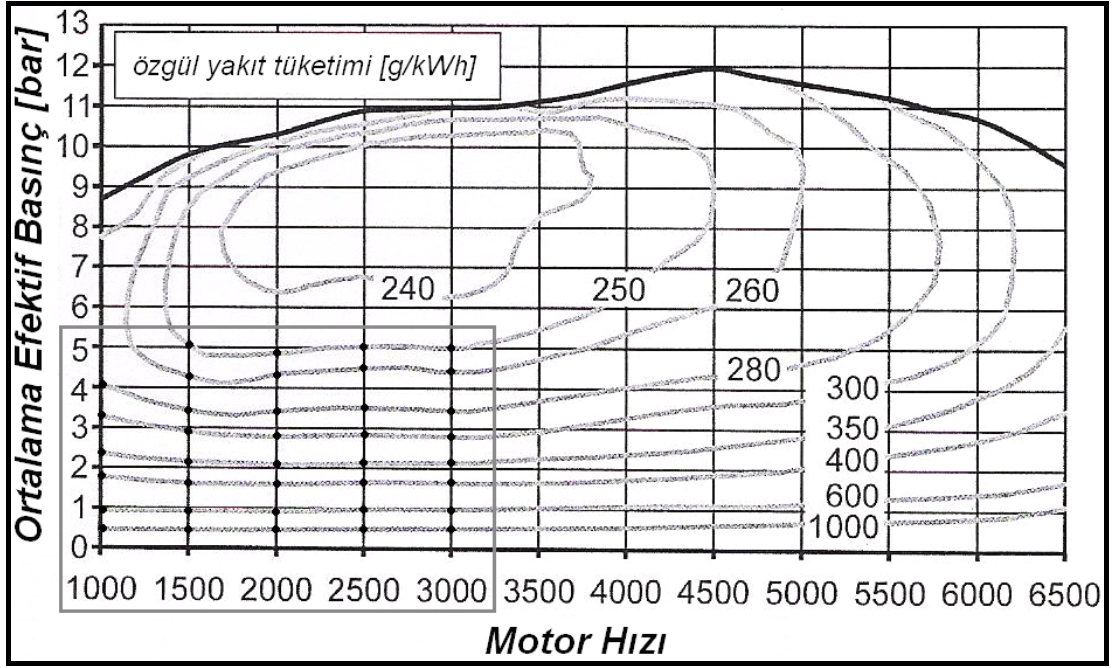
2.4. Modelin Doğrulanması

Kullanılan termodinamik modelin ne oranda gerçekçi sonuçlar verdiğini ortaya koyabilmek için öncelikle gerçek motor verileriyle hesaplar yürütülmüştür. Bu amaçla, üç farklı motor ele alınmıştır. Bu motorlar, aşırı doldurma, kademeli dolgu ile çalışma, direk püskürtme, değişken supap zamanlaması gibi özellikleri bulunmayan ve strok hacimleri çok büyük olmayan 4 silindirli standart motorlardır. Bu motorların özellikleri, Tablo 2.2’de ve yumurta eğrileri, Şekil 2.8 (a-c)’de gösterilmiştir. Motor I, Motor II ve Motor III’e ait tüm veriler, sırasıyla **Tielkes ve diğ. (2000)**, **Groeer ve Schmidt (1993)** ve **Breitwieser ve diğ. (1993)** kaynaklarından alınmıştır.

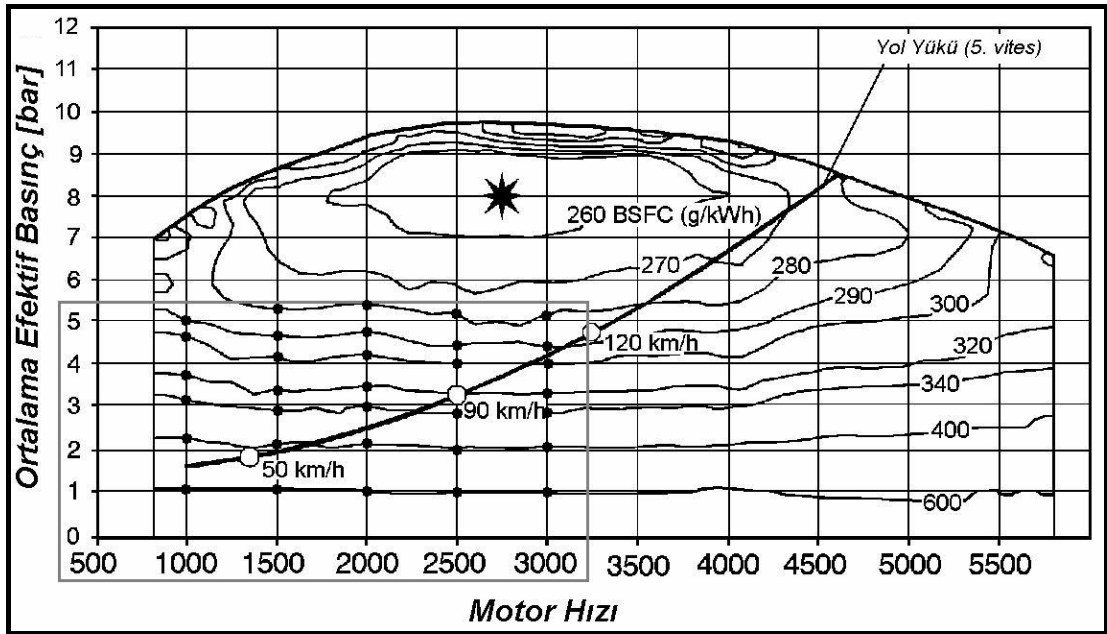
Tablo 2.2: Termodinamik Modelin Doğrulanmasında Kullanılan Motorların Özellikleri

	Strok Hacmi	Silindir Çapı	Strok	Sıkıştırma Oranı
Motor I	2,0 l	87,5 mm	83,1 mm	10,8
Motor II	1,6 l	76,5 mm	86,9 mm	9,3
Motor III	1,6 l	79,0 mm	81,5 mm	10,5

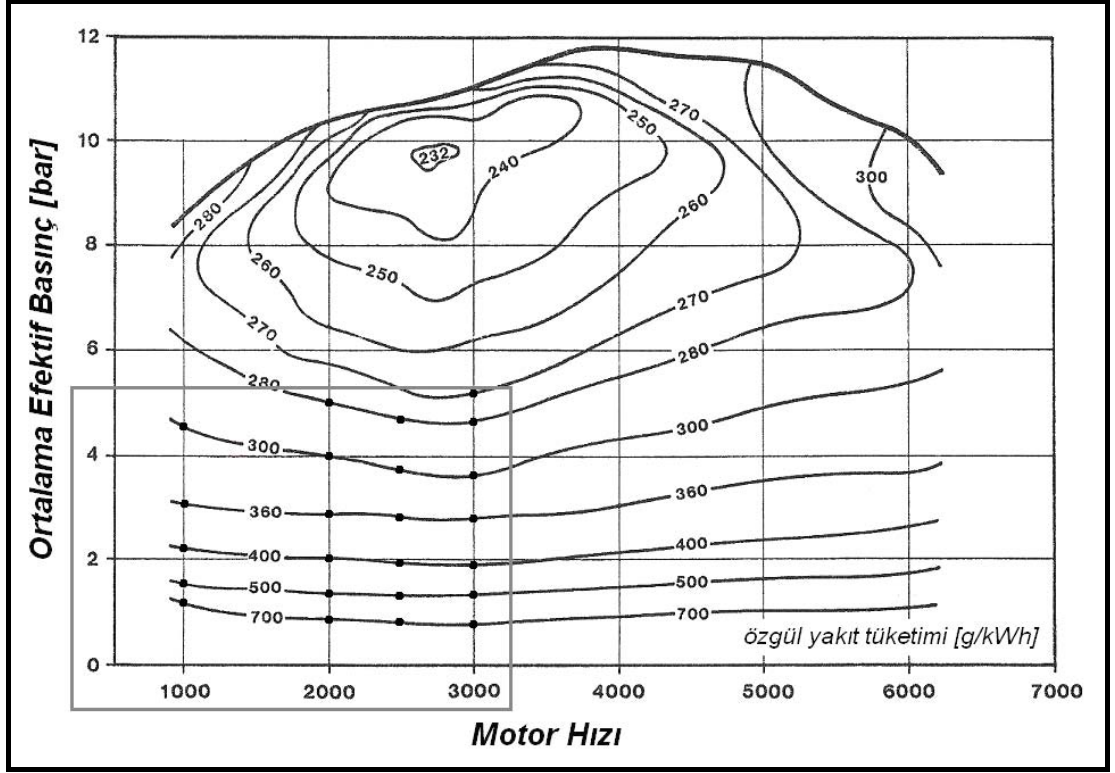
Çevrim atlatma sisteminin kısmi yüklerde uygulanması öngörüldüğü için Şekil 2.8 (a-c)’de görülen $n:1000-3000 \text{ d/d}$ ve $p_e:1-5 \text{ bar}$ bölgesi çalışma aralığı olarak seçilmiştir. Şekillerde belirtilen noktalardaki efektif basınç değerlerini sağlayacak şekilde volümetrik verim değiştirilerek hesaplamalar yapılmış ve elde edilen özgül yakıt tüketimi değerleriyle gerçek değerler karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.8 (a): Motor I'e Ait Yumurta Eğrileri

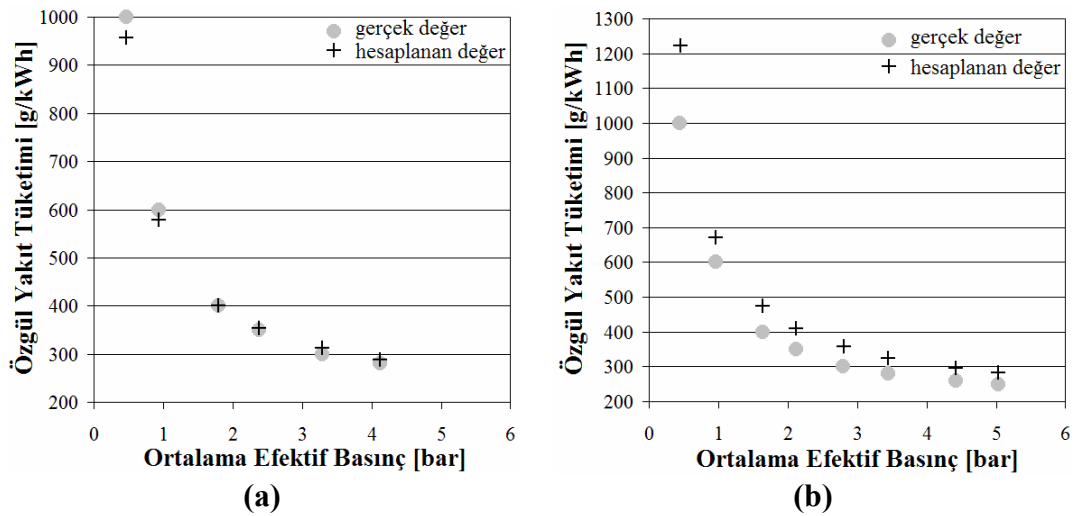


Şekil 2.8 (b): Motor II'ye Ait Yumurta Eğrileri

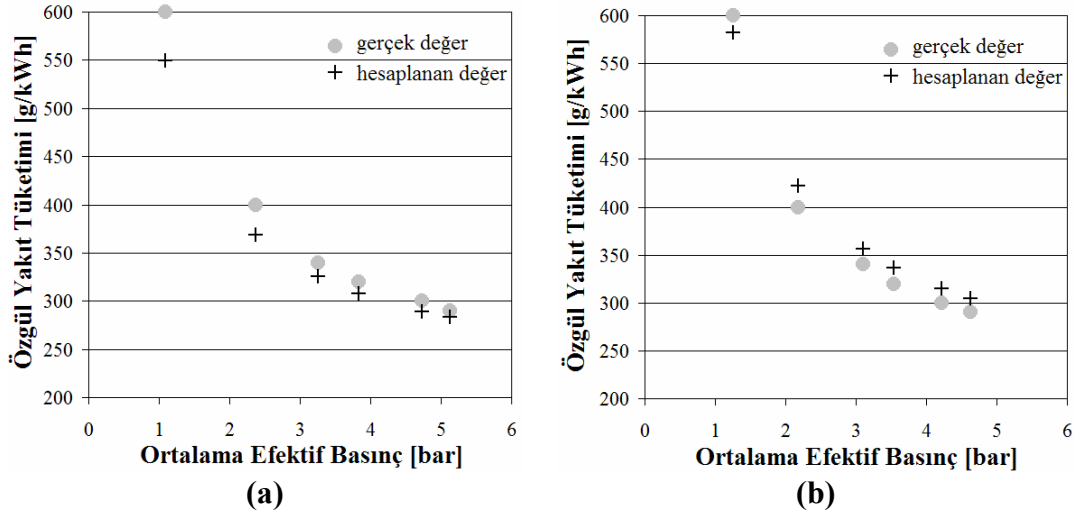


Şekil 2.8 (c): Motor III'e Ait Yumurta Eğrileri

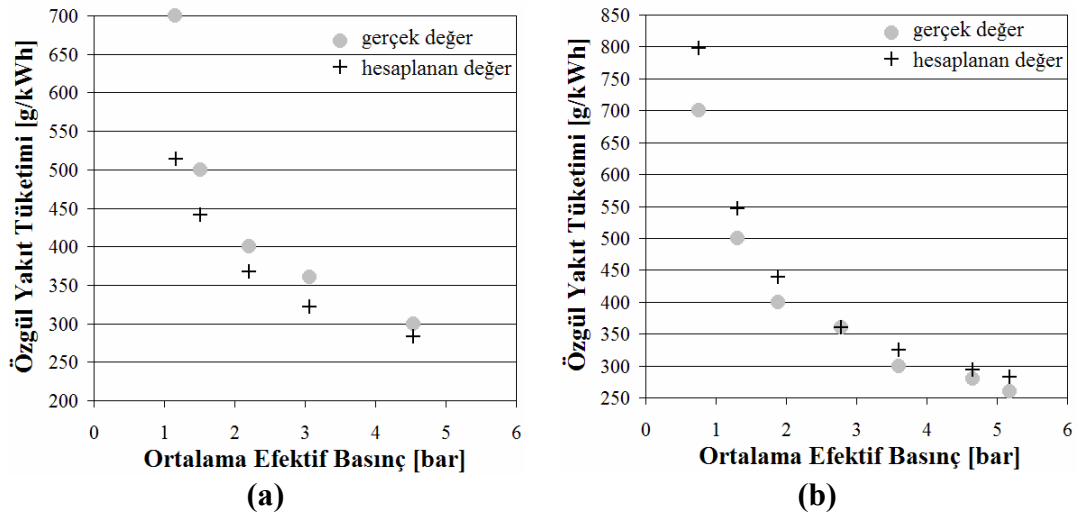
Elde edilen sonuçlar, her üç motor için de düşük hızda hesaplanan özgül yakıt tüketimi değerlerinin gerçek değerlerden daha düşük olduğunu, hız arttıkça bu farkın pozitif yönde ilerlediğini ve yüksek hızlarda modelin gerçeğe kıyasla daha yüksek sonuç verdiğini ortaya koymuştur. Bu eğilim, Şekil 2.9 (a-b), Şekil 2.10 (a-b) ve Şekil 2.11 (a-b)'de gösterilmiştir. Bu grafikler, her motor için 1000 ve 3000 d/d hızlarında, ortalama efektif basınca bağlı olarak gerçek ve hesaplanan özgül yakıt tüketimi değerlerini göstermektedir.



Şekil 2.9: Motor I için (a) 1000 d/d (b) 3000 d/d Hızda Gerçek ve Hesaplanan Özgül Yakıt Tüketimi Değerleri



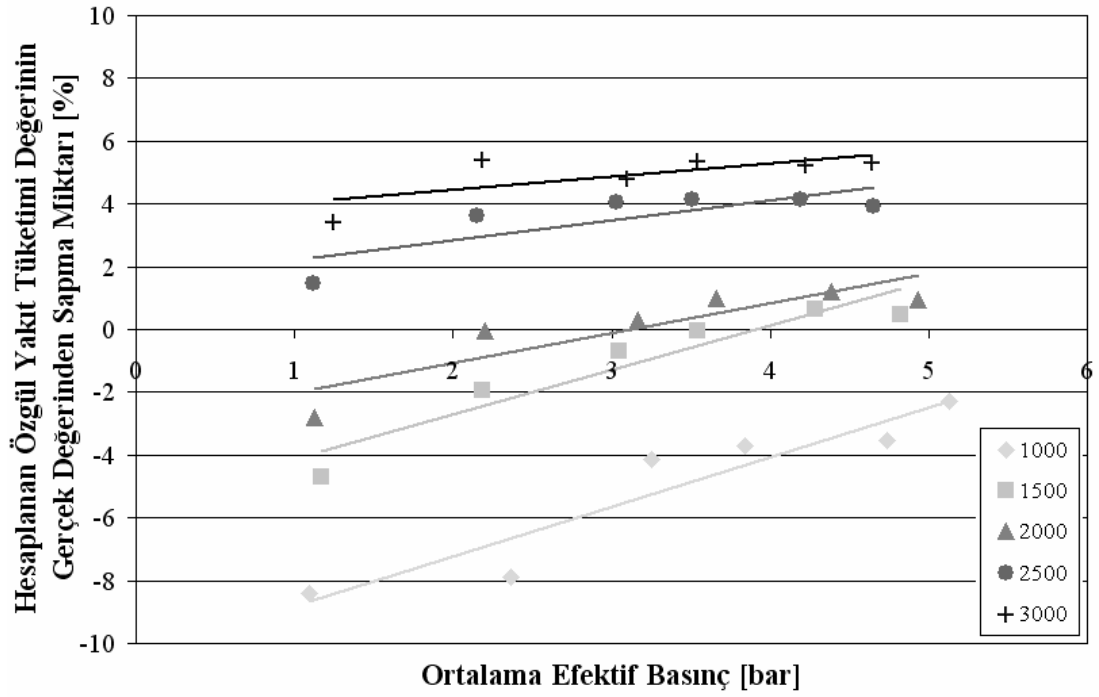
Şekil 2.10: Motor II için (a) 1000 d/d (b) 3000 d/d Hızda Gerçek ve Hesaplanan Özgül Yakıt Tüketimi Değerleri



Şekil 2.11: Motor III için (a) 1000 d/d (b) 3000 d/d Hızda Gerçek ve Hesaplanan Özgül Yakıt Tüketimi Değerleri

Burada yalnızca 1000 ve 3000 d/d hızlarındaki sonuçların gösterilmesinin nedeni, gerçek değerlerden pozitif ve negatif yönde en büyük sapmaların bu koşullarda ortaya çıkmasıdır. 1500, 2000 ve 2500 d/d motor hızlarındaki sonuçlar, her bir motor için 1000 ve 3000 d/d hızlarında hesaplanmış olan değerlerin arasında kalmaktadır.

Grafiklerden de görüldüğü gibi incelenen motorlar arasında, en iyi sonuçlar Motor II için elde edilmiştir. Bu nedenle Bölüm 4’de yapılan incelemede Motor II’ye ait veriler kullanılmıştır. Şekil 2.12’de Motor II için farklı hızlarda, ortalama efektif basınca bağlı olarak hesaplanan özgül yakıt tüketimi değerlerinin gerçek değerlerden sapma miktarı gösterilmiştir.



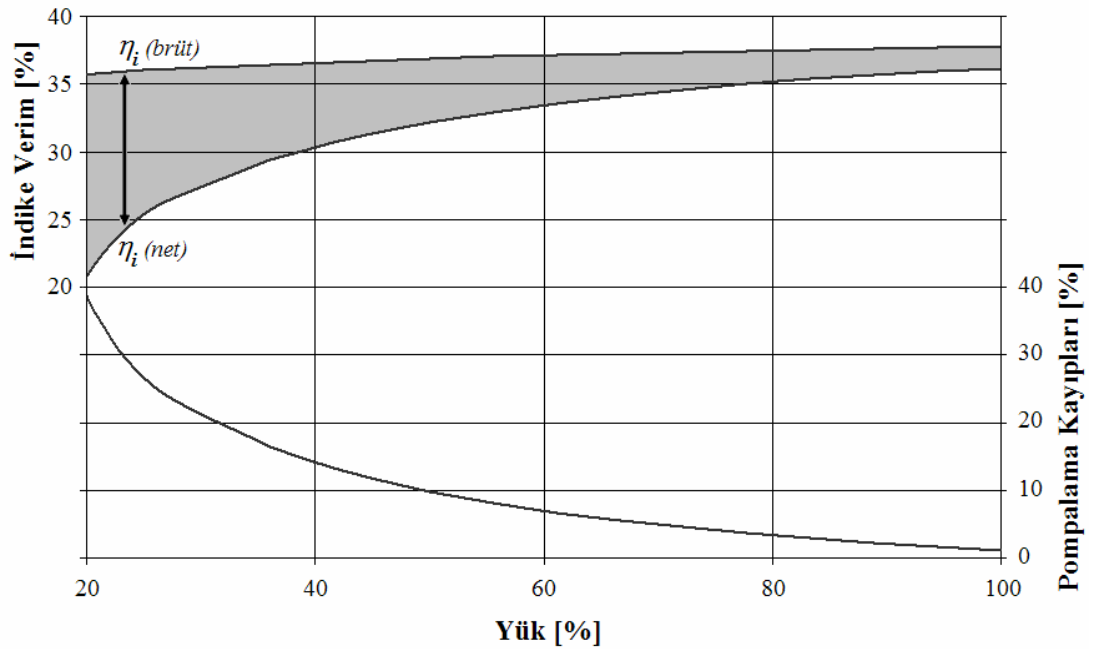
Şekil 2.12: Motor II için Hesaplanan Özgül Yakıt Tüketimi Değerlerinin Gerçek Değerlerden Sapma Miktarı (%)

Bu bölüm kapsamında yapılan hesaplamalar ve elde edilen grafikler, bu çalışmada kullanılan termodinamik modelin, kısmi yük analizi ve çevrim atlatma sistemine yönelik inceleme için uygun olduğunu göstermiştir.

3. ÇEVİRİM ATLATMALI MOTOR

Taşıtlarda kullanılan benzin motorlarının yükü azaldıkça efektif verim çok büyük bir hızla düşer. Bunun en büyük nedeni, düşük yüklerde gaz kelebeğinin kapanması sonucu meydana gelen kısılma (pompalama) kayıplarındaki artıştır.

Şekil 3.1’de indike verimin ve pompalama kayıplarının, yüke bağlı olarak değişimi verilmiştir. Bu grafikte, üretilen “*brüt iş*”e ve pompalama kayıplarına harcanan enerji çıkarıldıktan sonra geriye kalan “*net iş*”e bağlı olarak iki verim ifadesi yer alır. Bu iki eğri arasındaki gri alan, benzin motorlarında verimi artırma potansiyelini gösterir. Diğer eğri ise pompalama kayıplarına harcanan enerjinin, üretilen brüt işe oranını yüzde olarak ifade eder.



Şekil 3.1: İndike Verimin ve Pompalama Kayıplarının, Yüke Bağlı Olarak Değişimi
($n = 2000 \text{ d/d}$, $\varepsilon = 9$, $\lambda = 1$)

Grafikte görüldüğü gibi benzin motorunda, düşük yüklerde verimi artırma imkanı daha yüksektir. Bu nedenle, benzin motorları üzerinde yapılan bir çok araştırma, bu bölgede verimi arttırmaya yöneliktir. İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Otomotiv Anabilim

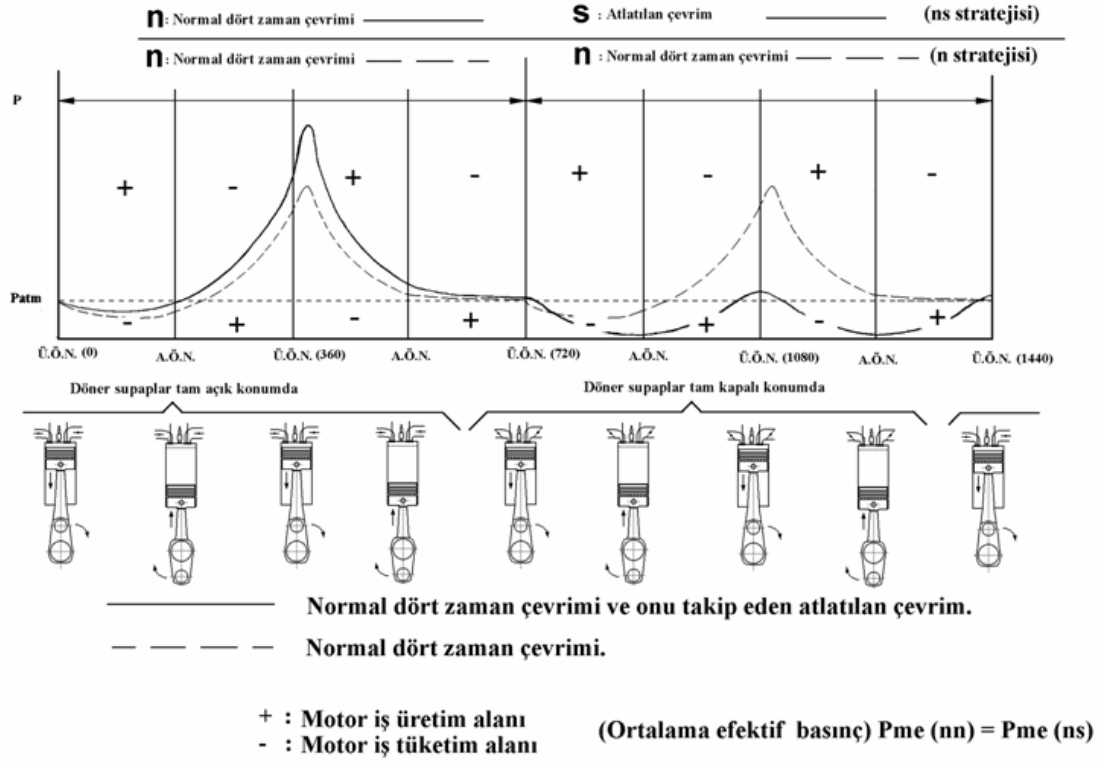
Dalı’nda da alternatif bir yük kontrol sistemi olan ve “*çevrim atlatmalı motor*” olarak isimlendirilen bir yöntem geliştirilmiş ve patenti alınmıştır (**Kutlar, 2000**).

3.1. Çevrim Atlatma Sisteminin Çalışması

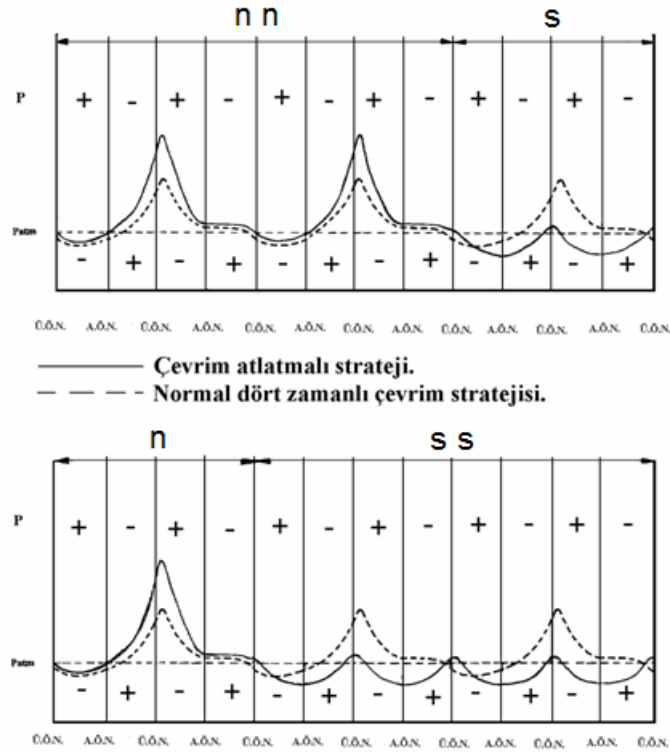
Motor dört zamanı (emme, sıkıştırma, yanma-genişleme, egzoz), krank milinin 720°, yani iki defa dönmesinde tamamlanır. Normalde motordan çekilen güç azaldığında gaz kelebeği kısıılır ve yakıt sistemine kumanda edilerek, silindir içine çevrim başına giren dolgu miktarı azaltılır. Çevrim atlatmalı motorda, talep edilen güç azaldığında gaz kelebeğinin kısıılıp silindir içine çevrim başına giren dolgu miktarının azaltılması yerine, çevrimin dört zamanı tamamlandıktan sonra takip eden dört zamanda iş üretilmeyerek, iş üretilen çevrim için gaz kelebeği açıklığı ve dolgu miktarı artırılır. Başka bir deyişle, motor krank milinin dört kez dönmesine karşın sadece bir kez iş üretilir. Motorun emme ve egzoz işlemi kam mili ile tahrik edilen klasik emme ve egzoz supapları ile yapılır. Ancak, iş üretilmeyen dört zamanın yer aldığı çevrimde emme ve egzoz işlemlerini durdurmak için emme ve egzoz kanallarında yer alan solenoid kumandalı kelebekler (döner supap) kullanılır. Aktüatörler, motorun iş çevrimi sırasında emme ve egzoz kanalındaki kelebekleri tam açık durumda tutar. İş çevrimi yapılmayacağı veya diğer bir deyişle çevrim atlatılacağı zaman, aktüatörler emme ve egzoz kanalındaki kelebekleri tam kapalı konuma getirerek kanallardaki akışı durdurur. Çevrim atlatma işlemi sırasında yakıt püskürtme işlemi de durdurulur. Çevrim atlatma metoduyla, kısmi yükte gaz kelebeğini açık pozisyonda tutarak pompalama kayıpları azaltılır ve buna bağlı olarak silindir içinde yanma sonu basıncı yüksek tutularak ortalama indike basınç artırılır (**Kutlar, 1999**).

Şekil 3.2’de normal bir dört zaman çevrimini takip eden bir adet atlatılmış çevrim uygulaması temsili olarak *p-KMA* (Krank Mili Açısı) diyagramında gösterilmiştir. Burada “*n*” harfi normal çalışan dört zamanı “*s*” harfi ise atlatılan çevrimi temsil eder.

Tanımlanan çevrim atlatma stratejisi motorun yüküne ve hızına bağlı olarak genişletilebilir. Böylece çevrim atlatma işlemine geçişte, *atlatılan çevrim/iş çevrimi* çok küçük oranlardan başlatılarak motor yükü azaldıkça büyük oranlara doğru gidilebilir. Şekil 3.3’te iki normal dört zamanı takip eden bir adet çevrim atlatma (nns) ve bir normal dört zamanı takip eden iki çevrim atlatma (nss) halleri temsili olarak *p-KMA* diyagramında gösterilmiştir (**Kutlar ve diğ., 2005**).



Şekil 3.2: *n* ve *ns* Stratejilerinin *p*–*KMA* Cinsinden Yaklaşık Gösterimi



Şekil 3.3: Normal Dört Zamanlı Çalışma Stratejisi ile Karşılaştırılan *nns* ve *nss* Stratejilerinin *p*–*KMA* Diyagramında Yaklaşık Gösterimi

3.2. Çevrim Atlatma Sisteminin Modellenmesi

Motorun çevrim atlatarak çalıştığı durumda normal çalışmasına kıyasla aynı güç üretilirken, gaz keleşbeği daha açık olduğu için kısılma (pompalama) kayıpları daha azdır ve dolayısıyla volümetrik verim daha yüksektir. Bu çalışmada kullanılan termodinamik modelde de, belirli bir hız değeri için, volümetrik verim değıştirilmek suretiyle, normal ve çevrim atlatmalı çalışma durumlarında aynı güç değeri elde edilmeye çalışılmıştır. Ancak, yanmanın gerçekleştiği çevrimlerde açığa çıkan enerjiler, başka bir deyişle basınçlar, eşit değildir. Enerjiler eşit olmadığı halde güçlerin aynı olmasının nedeni, enerjilerin açığa çıktığı birim zamanların farklı oluşudur. Çevrim atlatmalı motorda enerjinin açığa çıkma frekansı, atlatılan çevrim sayısına bağlı olarak değışir. Dolayısıyla, Bölüm 2.3.3'teki normal çalışan motor için yapılan güç hesabında yer alan zaman faktörü (τ) yeniden tanımlanmalıdır.

İlk olarak, çevrim atlatma ile ilgili bazı parametrelerin ifade edilmesini kolaylaştıracak yeni bir parametrenin tanımlaması yapılmıştır.

$$t = \frac{\text{toplam çevrim sayısı}}{\text{iş çevrimi sayısı}} \quad (3.1)$$

Dört zamanlı bir motor için $\tau = 2$ olduğu daha önce belirtilmişti. Bunun nedeni, dört zamanlı bir motorda “2” devirde bir kez iş üretilmesidir. Ancak, motor çevrim atlatarak çalışırken, örneğin *nss* modunda ($t=3$), altı devirde bir kez iş üretilir ($\tau = 6$). Başka bir deyişle zaman faktörü τ , t ile genişletilmiş olur. Böylece, dört zamanlı motor için zaman faktörünün hem normal hem de çevrim atlatmalı çalışma durumunu kapsayan yeni ifadesi aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\tau = t \cdot 2 \quad (3.2)$$

Denklem (3.2) göz önünde bulundurulduğunda, (2.43) denklemi aşağıdaki gibi yeniden ifade edilir.

$$N = \frac{p \cdot V_h \cdot i \cdot n}{120 \cdot t} \quad (3.3)$$

Sabit hız ve güç durumunda normal ve çevrim atlatmalı çalışma stratejileri arasındaki bağıntı aşağıdaki gibidir.

$$\frac{p}{t} = \text{sabit} \quad (3.4)$$

Burada p , indike veya efektif basıncı temsil eder. Denklem (3.4)'ten de anlaşıldığı gibi normal ve çevrim atlatmalı çalışma koşulları, p_{mi}/t veya p_{me}/t değerleri eşit olacak şekilde karşılaştırılabilir. Başka bir deyişle, indike güçlerinin veya efektif güçlerinin eşit olması sağlanacak şekilde karşılaştırmalar yapılabilir.

İleride yapılacak hesaplarda pompalama kayıpları ve mekanik kayıpların da t değeri ile bölünerek karşılaştırıldığı görülecektir. Hesaplanan değerlerin t ile oranlanarak kıyaslanmasının pratikteki nedeni, şöyle açıklanabilir:

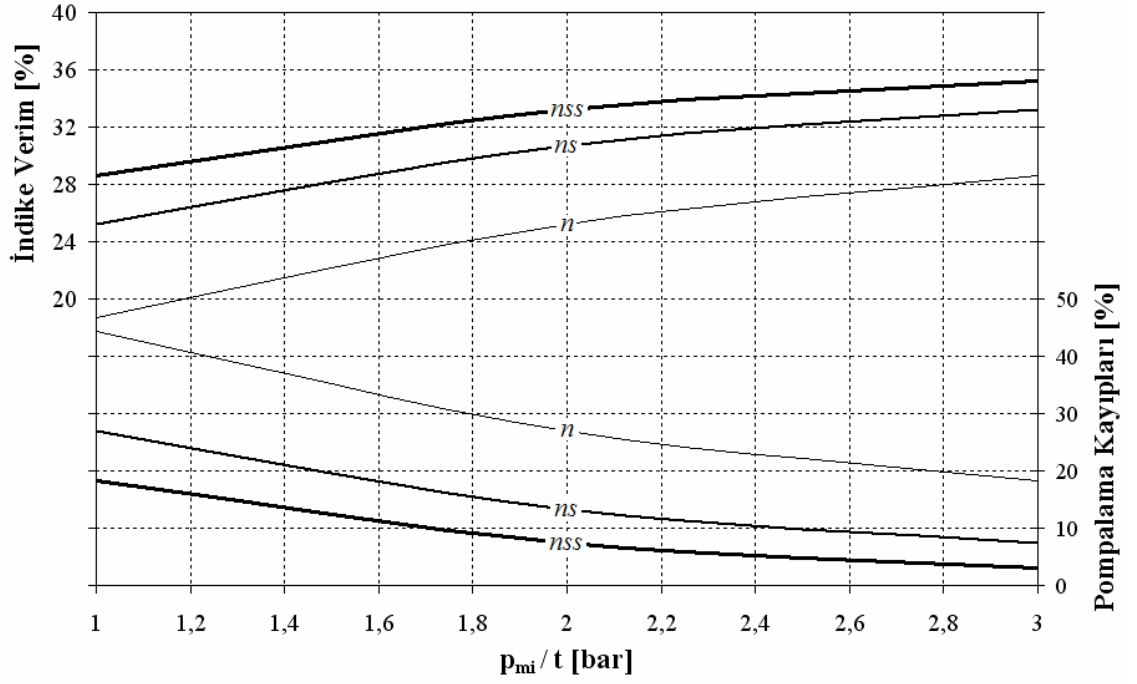
Örnek olarak, bir motorun normal çalışması (n) ile bir normal dört zamanı takip eden bir atlatılan dört zaman (ns) şeklindeki çalışması incelensin. n modu için yapılan tüm hesaplamalar, bir 4 zamanı kapsarken, ns modu için yapılan hesaplamalar, 8 zamanı kapsar. Sonuçların karşılaştırılabilmesi için ns modu için bulunan değerler, 4 zamana indirgenmelidir. Bu şekilde hesaplanan değerler, “4 zaman göre normalleştirilmiş değerler” olarak adlandırılacaktır.

Bu bölümde yapılan hesaplamalarda, özellikleri Tablo 3.1’de verilen tek silindirli deney motoru temel alınmıştır. Motorun çalışma koşulları olarak $\lambda=1$ ve $n=2000d/d$ seçilmiştir.

Tablo 3.1. Çevrim Atlatma Metodunun Uygulandığı Deney Motorunun Özellikleri

Silindir sayısı	1
Strok hacmi	454 cm ³
Çap × Strok	85 × 80 mm
Sıkıştırma oranı	9
Supap sayısı	2

Şekil 3.4’te, n , ns ve nss modları için indike parametreler üzerinden yapılan karşılaştırmalar gösterilmiştir. Burada, ortalama indike basıncın 4 zamana göre normalleştirilmiş değerleri (p_{mi}/t), 1-3 bar arasında değişmektedir. Pompalama kayıplarının yüzdesi; pompalama kayıplarının ortalama basıncının, ortalama brüt indike basınca oranını ifade eder. Şekil 3.4’te görüldüğü gibi aynı yük için, atlatılan çevrim sayısı arttıkça pompalama kayıpları azalır ve indike verim artar. Ayrıca, yük azaldıkça çevrim atlatma sisteminin sağladığı fayda artar. Burada $p_{mi}/t=1$ bar değeri için indike verim, normal çalışmaya göre, ns modunda %34 ve nss modunda %52 artarken $p_{mi}/t=3$ bar değeri için, ns modunda %16 ve nss modunda %23 artmıştır.



Şekil 3.4: n , ns ve nss Stratejileri için İndike Verimin ve Pompalama Kayıplarının Yüke Bağlı Değişimi

Motorun çevrim atlatmalı çalışmasındaki efektif parametreleri hesaplayabilmek için mekanik kayıpların yeniden ifade edilmesi gerekir. Mekanik kayıplar, Tablo 2.1’de belirtildiği gibi üç terimden oluşan ampirik bir formülle hesaplanır. Bu formül; a , b , c sabit sayılar olmak üzere, hıza ve ortalama efektif basınca bağlı olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$(p_m)_n = a + b \cdot n + c \cdot (p_{me})_n \quad (3.5)$$

Burada n indisi, motorun normal çalışma modunu ifade eder. Bu ifade, örneğin ns modu için yazılırsa, ilk 4 zamanda normal çalışma modundakinin iki katı kadar ortalama efektif basınç olur ve denklem (3.5), aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$(p_m)_{ns1} = a + b \cdot n + c \cdot (p_{me})_{ns} \quad (3.6)$$

İkinci 4 zamanda ise ortalama efektif basınç sıfır olur ve denklem (3.5), aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$(p_m)_{ns2} = a + b \cdot n \quad (3.7)$$

Denklemler (3.6) ve (3.7) toplandığında ortalama mekanik kayıp basıncı, 8 zaman için aşağıdaki gibi bulunur.

$$(p_m)_{ns} = 2 \cdot a + 2 \cdot b \cdot n + c \cdot (p_{me})_{ns} \quad (3.8)$$

Burada $(p_{me})_{ns} = 2 \cdot (p_{me})_n$ olduğu göz önünde bulundurulursa, n ve ns modlarındaki ortalama mekanik kayıp basınçları için aşağıdaki eşitlik geçerli olur.

$$\frac{(p_m)_{ns}}{2} = (p_m)_n \quad (3.9)$$

Bu eşitlik, 4 zamana göre normalleştirilmiş ortalama mekanik kayıp basınçlarının (p_m/t) aynı olduğunu ifade eder. Özetle, normal ve çevrim atlatmalı çalışmada mekanik kayıplar eşittir.

Ortalama mekanik kayıp basıncının genelleştirilmiş hali ise aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$p_m = t \cdot [a + b \cdot n] + c \cdot p_{me} \quad (3.10)$$

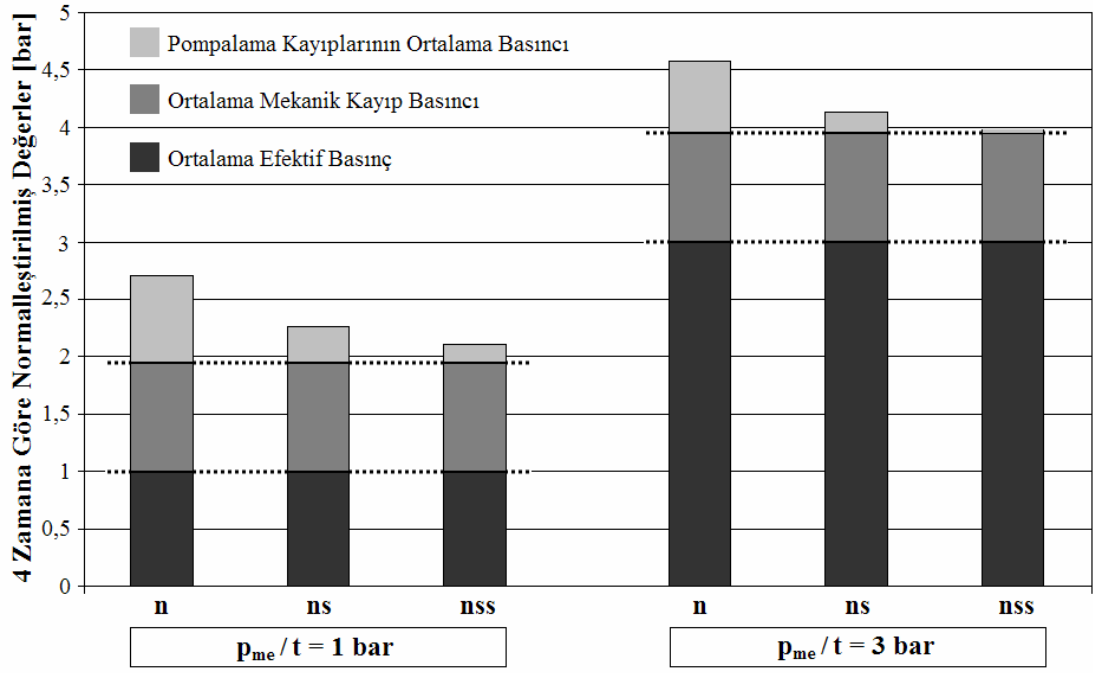
Bu ortalama mekanik kayıp basıncı ifadesi, denklem (2.42)'de yerine yazılırsa, ortalama efektif basıncın çevrim atlatmayı kapsayan genelleştirilmiş ifadesi aşağıdaki gibi olur.

$$p_{me} = \frac{p_{mi} - t \cdot [a + b \cdot n]}{1 + c} \quad (3.11)$$

4 zamana göre normalleştirilmiş ortalama efektif basınçların eşitliğine göre yapılan hesaplamalardan elde edilen sonuçlar şöyle sıralanabilir:

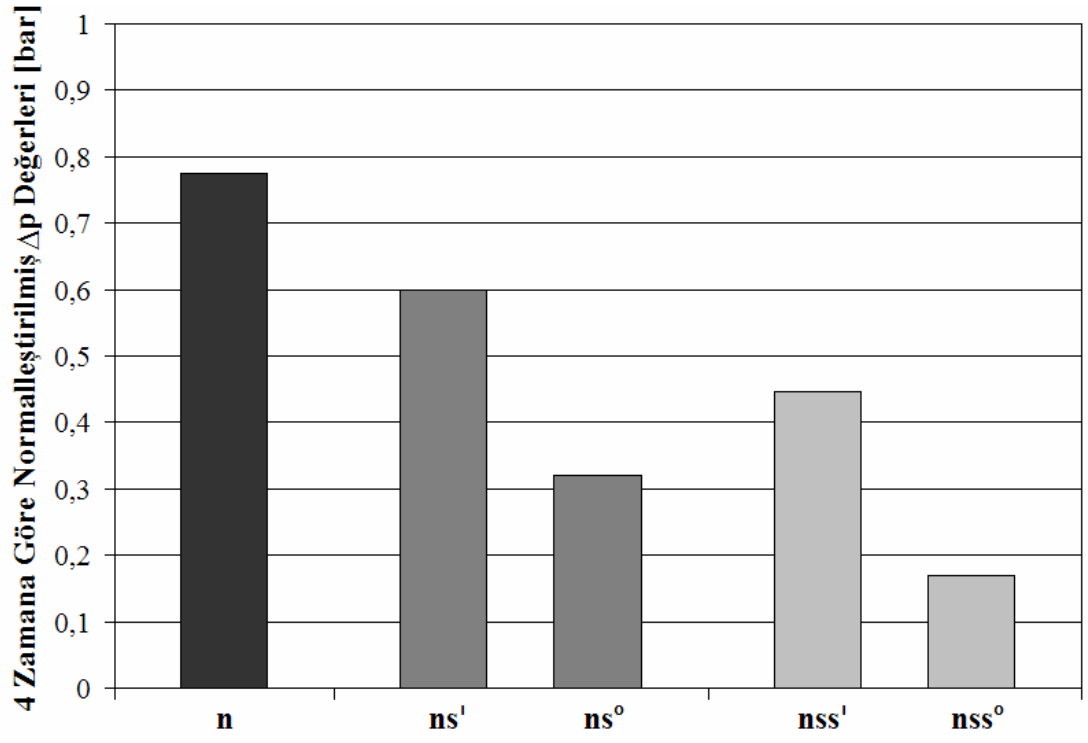
- $p_{me}/t = 1$ bar için efektif verim, normal çalışmaya göre, ns modunda %22 ve nss modunda %33 artar.
- $p_{me}/t = 3$ bar için efektif verim, normal çalışmaya göre, ns modunda %13 ve nss modunda %19 artar.

Şekil 3.5'te, $p_{me}/t = 1$ bar ve $p_{me}/t = 3$ bar için n , ns ve nss modlarındaki ortalama efektif basıncın, ortalama mekanik kayıp basıncının ve pompalama kayıpları ortalama basıncının 4 zamana göre normalleştirilmiş değerleri çizdirilmiştir. Grafikte, üç parçadan oluşan her bir sütunun bütünü ortalama brüt indike basıncı ifade eder. Bu grafikte, çevrim atlatma sistemi ile efektif olarak aynı iş elde edilirken daha az enerjinin harcandığı vurgulanmıştır. Harcanan enerjideki azalma, mekanik kayıplara harcanan enerjide bir değişiklik olmadan pompalamaya giden kayıp enerjinin azalmasından kaynaklanır.



Şekil 3.5: *n*, *ns* ve *nss* Modlarındaki Ortalama Efektif Basıncın, Ortalama Mekanik Kayıp Basıncının ve Pompalama Kayıpları Ortalama Basıncının 4 Zamana Göre Normalleştirilmiş Değerleri

Pompalama kayıplarındaki azalmanın sebepleri; çevrim atlatmalı çalışmada gaz kelebeğinin daha açık tutulabilmesi ve atlatılan çevrimlerde supapların kapalı tutularak pompalama işinin durdurulmasıdır. Yapılan deneysel çalışmalar sırasında, supaplar kontrol edilemediği için atlatılan çevrimlerde kapalı tutulamamıştır. Bunun sonucunda, pompalama kayıplarında yine de azalma olmuş fakat teoride öngörüldüğü kadar azalma oluşmamıştır. Şekil 3.6’da, atlatılan çevrimlerde supapların açık veya kapalı olmasının pompalama kayıpları üzerindeki teorik etkisi gösterilmiştir. Burada *ns* ve *nss* modları için kullanılan “ı” ve “o” üssleri sırasıyla, atlatılan çevrimlerde supapların “açık” veya “kapalı” olması durumlarını ifade etmektedir. Grafikte, $p_{me}/t=1$ bar için *n*, *ns*^ı, *ns*^o, *nss*^ı ve *nss*^o modlarındaki pompalama kayıpları ortalama basıncının 4 zamana göre normalleştirilmiş değerleri verilmiştir. Sonuç olarak, atlatılan çevrimlerde supaplar açık da olsa, kapalı da olsa *ns* ve *nss* modlarında pompalama kayıpları *n* moduna göre daha azdır. Ancak, atlatılan çevrimlerde supapların açık olması durumundaki pompalama kayıpları, supapların kapalı olması durumundaki pompalama kayıplarından daha fazladır.



Şekil 3.6: Atlatılan Çevrimlerde Supapların Açık veya Kapalı Olması Durumlarında Pompalama Kayıpları Ortalama Basıncının Değişimi ($p_{me}/t=1$ bar)

4. ÇEVİRİM ATLATMA SİSTEMİNİN DÖRT SİLİNDİRLİ MOTORDA UYGULANMASI

Çevrim atlatma sistemi ile ilgili bugüne dek yapılan deneysel ve teorik çalışmalar, tek silindirli bir motor üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde, dört silindirli bir motorda çevrim atlatma sisteminin uygulanması durumu incelenmiştir. Yapılan hesaplamalarda Tablo 2.2’de özellikleri verilen Motor II temel alınmıştır.

4.1. Farklı Çevrim Atlatma Stratejileri ve Bunların Efektif Parametrelere Etkileri

4 silindirli bir motorda çok sayıda farklı çevrim atlatma stratejileri uygulamak mümkündür. Motorun farklı çalışma noktaları da göz önünde bulundurulduğunda inceleme alanı sayısız kombinasyonu kapsar. Bu nedenle çevrim atlatma, Tablo 4.1’deki stratejilerle sınırlandırılmış ve bu stratejiler, seçilen çalışma bölgesinin sadece uç noktalarına uygulanmıştır.

Tablo 4.1’de, 4 silindir herbirinde ard arda gerçekleşen 4 çevrimi kapsayan farklı stratejiler gösterilmiştir. Tablonun sol bölümünde, aktif (ı) ve pasif (o) çevrimleri belirten 16 farklı durum yer almaktadır. Sağdaki bölümde ise bu stratejilere bağlı olarak t ve efektif strok hacmi (ESH) değerlerinin değişimi verilmiştir. Normal çevrimden başlayarak atlatılan çevrim sayısı arttıkça t değeri artar ve ESH azalır. Strok hacminin t ’ye oranı olarak ifade ettiğimiz ESH, efektif olarak kullanılan motor hacminin 4 zamana göre normalleştirilmiş değeri olarak tanımlanabilir. Örneğin $8n8s$ modunda, tamamlanan 4 çevrimin sadece 2’sinde silindirler aktiftir, yani 4 çevrim tamamlandığında efektif olarak 3200 cm^3 ’lük hacim kullanılmış olur. Bu da ortalama olarak çevrim başına 800 cm^3 ’lük hacmin efektif olarak kullanıldığı anlamına gelir.

Bu motorun normal çalışma koşullarında, incelediğimiz bölgedeki ($p_{me}:1-5bar$, $n:1000-3000d/d$) en düşük efektif verimi, $p_{me}=1,3bar$ ve $n=3000d/d$ noktasında ve en yüksek efektif verimi, $p_{me}=4,7bar$ ve $n=1000d/d$ noktasında ortaya çıkmaktadır. Bu iki uç noktada Tablo 4.1’deki farklı stratejiler uygulanmıştır.

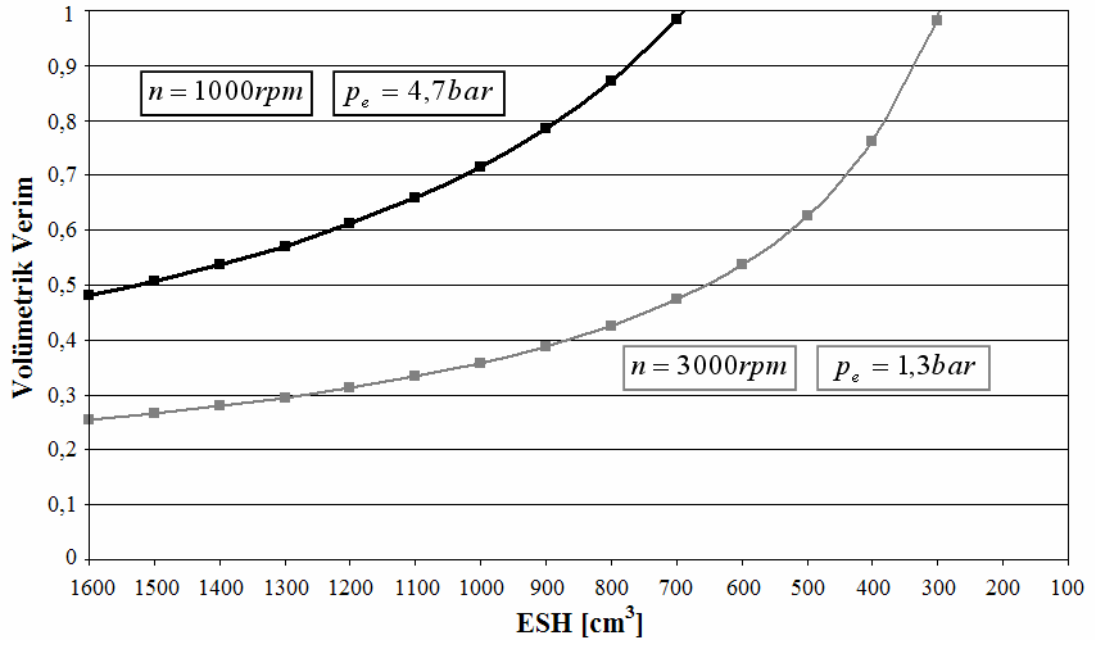
Tablo 4.1: 4 Silindirli Bir Motorda Ard Arda Gerçekleşen 4 Çevrimi Kapsayan Farklı Çevrim Atlama Stratejileri

1. Silindir				2. Silindir				3. Silindir				4. Silindir			
1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1
0	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1
0	0	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1
0	0	1	1	0	0	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1
0	0	1	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0	1	1	1
0	0	1	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0	0	1	1
0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0	0	1	1
0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1
0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1
0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1

Strateji	t	ESH [cm ³]
16n0s	1,00	1600
15n1s	1,07	1500
14n2s	1,14	1400
13n3s	1,23	1300
12n4s	1,33	1200
11n5s	1,45	1100
10n6s	1,60	1000
9n7s	1,78	900
8n8s	2,00	800
7n9s	2,29	700
6n10s	2,67	600
5n11s	3,20	500
4n12s	4,00	400
3n13s	5,33	300
2n14s	8,00	200
1n15s	16,00	100

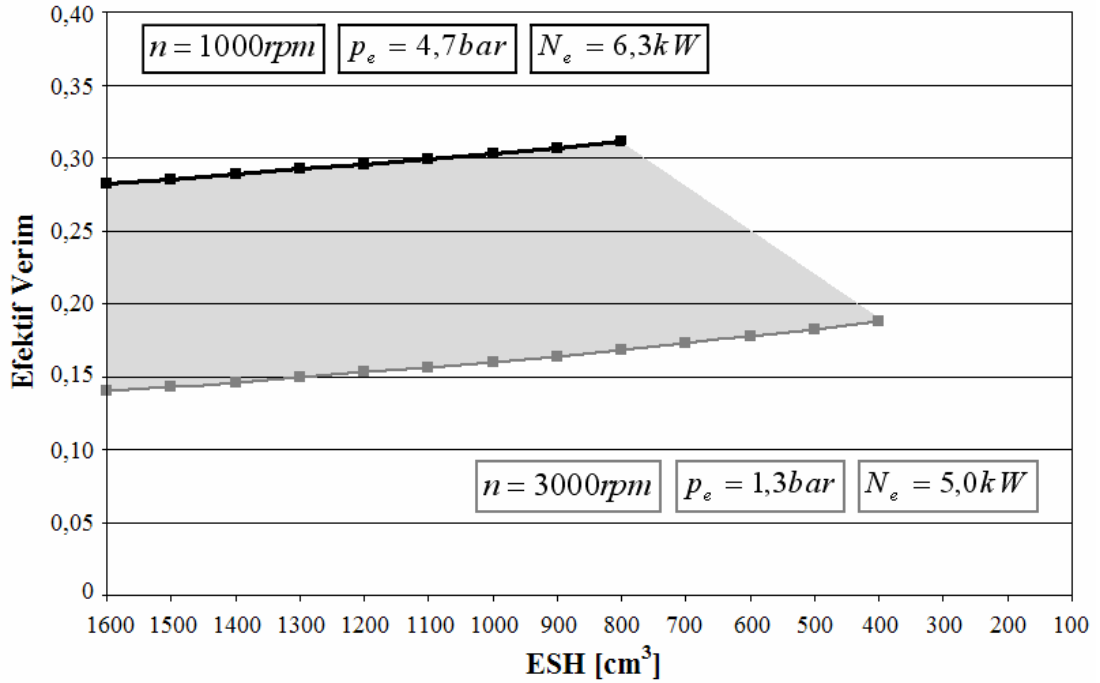
Daha önce de belirtildiği gibi, çevrim atlatmalı çalışma ile ilgili hesaplamalar, aynı p_{me}/t değerini elde edecek şekilde volümetrik verim değiştirilerek yürütülür. Tanımlanan iki noktada yapılan hesaplamalarda, atlatılan çevrim sayısı belli bir değere ulaştığında, volümetrik verimin teorik maksimum değeri olan 1'i geçtiği saptanmıştır. Bu durum, her çalışma noktasında atlatılabilecek maksimum çevrim sayısının bir sınırı olduğunu göstermektedir ve bu sınırı belirleyen de volümetrik verimin değeridir. Volümetrik verimin pratikte ulaşabileceği maksimum değer yaklaşık olarak 0,9'dur. Bu nedenle yapılan hesaplamalarda, volümetrik verim 0,9'a ulaşana kadar çevrim atlatılmıştır.

Şekil 4.1'de, her iki çalışma noktası için efektif strok hacmine bağlı olarak volümetrik verimdeki artış gösterilmiştir. Efektif strok hacmindeki azalma, atlatılan çevrim sayısının artması anlamına gelir. Şekil 4.1 incelenerek, her iki çalışma noktası için de atlatılabilecek maksimum çevrim sayısı belirlenmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi, yük arttıkça atlatılabilecek maksimum çevrim sayısı azalmaktadır.



Şekil 4.1: İki Farklı Çalışma Noktasında Volumetrik Verimin ESH ile Değişimi

Şekil 4.2, belirlenen iki farklı çalışma noktasında, atlatılan çevrim sayısına bağlı olarak efektif verimin değişimini göstermektedir. İki eğri arasındaki alan, seçilen bölgedeki diğer çalışma noktalarında, farklı çevrim atlatma stratejileriyle elde edilebilecek efektif verim değerlerini göstermektedir.



Şekil 4.2: İki Farklı Çalışma Noktasında Efektif Verimin ESH ile Değişimi

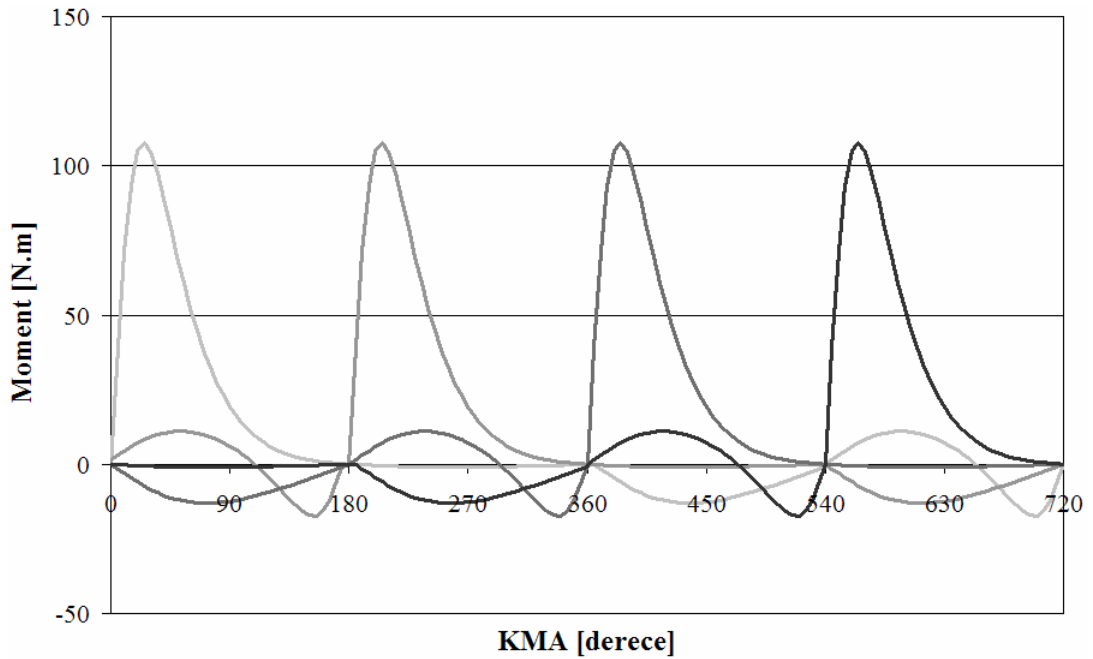
Sonuç olarak, 4 zamanlı 4 silindirli bu motora çevrim atlatma uygulanmasıyla, kısmi yük bölgesinde aşağıdaki teorik sonuçlar elde edilmiştir:

- $p_{me}/t = 1,3bar$ ($n=3000d/d$) için efektif verim, normal çalışmaya göre %45 arttırılabilir. Buna bağlı olarak da özgül yakıt tüketimi %31 oranında azaltılabilir.
- $p_{me}/t = 4,7bar$ ($n=1000d/d$) için efektif verim, normal çalışmaya göre %10 arttırılabilir. Buna bağlı olarak da özgül yakıt tüketimi %9 oranında azaltılabilir.
- Çalışma aralığındaki diğer noktalarda, yukarıda verilen oranlar arasında kalacak değerlerde iyileşme sağlanabilir.

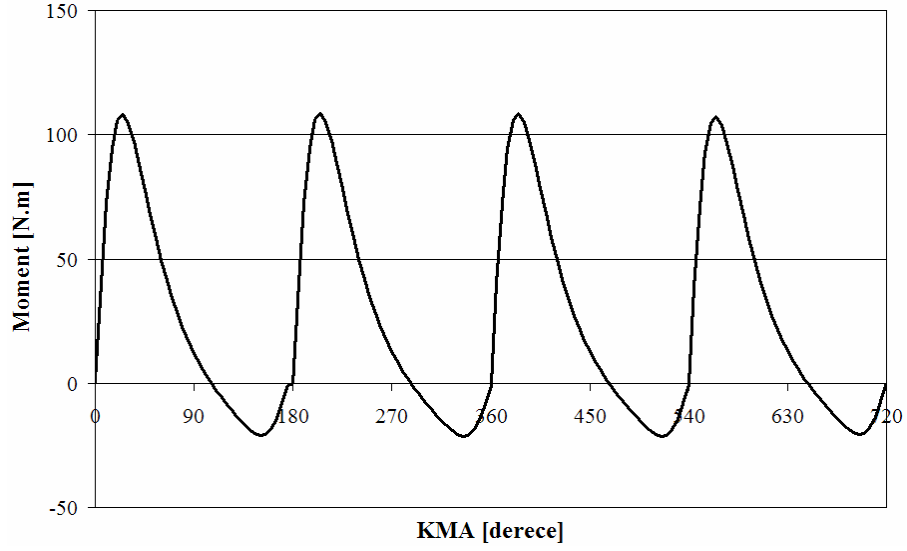
4.2. Çevrim Atlatma Stratejilerinin Moment Değişimine Etkisi

4 silindirli bir motorda, uygulanacak çevrim atlatma stratejisi belirlenirken göz önünde bulundurulması gereken bir parametre de krank milindeki momentin değişimidir.

Şekil 4.3 (a), normal çalışan 4 silindirli bir motorda her bir silindirin 4 zaman boyunca krank mili üzerinde yarattığı moment etkisini göstermektedir. Şekil 4.3 (b)'de ise, 4 silindirin krank mili üzerinde yarattığı toplam moment etkisi gösterilmiştir.



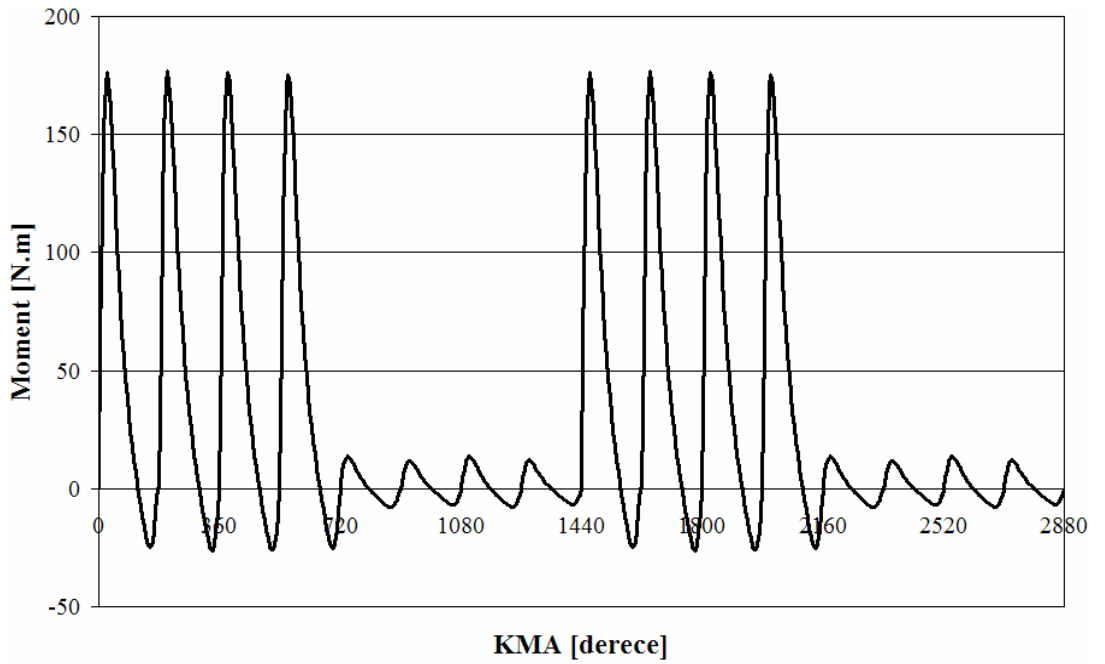
Şekil 4.3 (a): Normal Çalışan Motorda Her Bir Silindirin Krank Mili Üzerinde Yarattığı Moment ($p_{me} = 1 bar$, $n = 1000 d/d$)



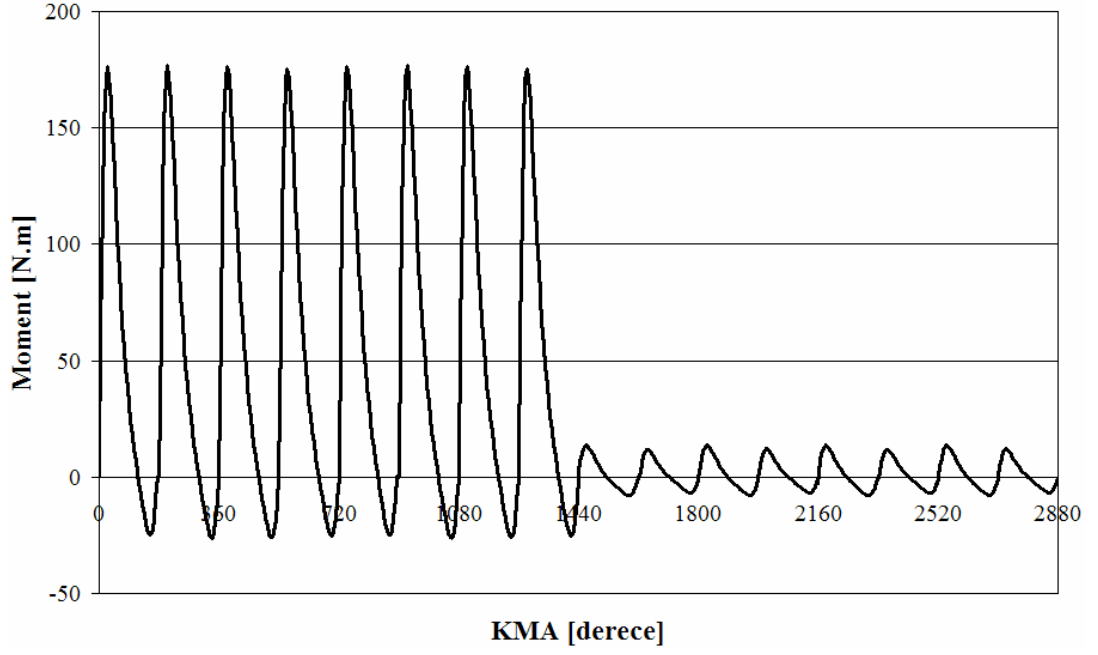
Şekil 4.3 (b): Normal Çalışan Motorda 4 Silindirin Krank Mili Üzerinde Yarattığı Toplam Moment ($p_{me}=1 \text{ bar}$, $n=1000 \text{ d/d}$)

4 silindirli bir motorda çok sayıda farklı çevrim atlatma stratejileri uygulamanın mümkün olduğu daha önce belirtilmişti. Her bir strateji de kendi içinde farklı alternatiflere sahiptir. Bu alternatifler, kullanılan termodinamik modellerle elde edilen sonuçları etkilemezken, krank milindeki momentin değişimi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir.

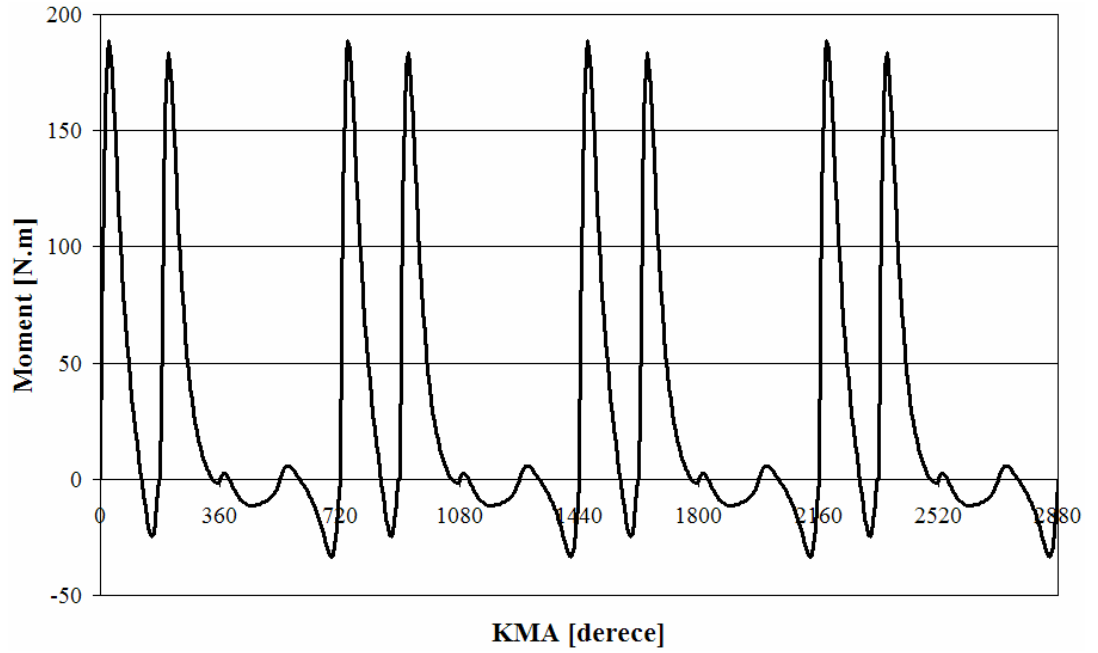
Örnek olarak $8n8s$ modunun dört farklı uygulaması incelenmiş ve 16 zaman süresince krank milindeki momentin değişimi Şekil 4.4 (a-b-c-d)'de gösterilmiştir.



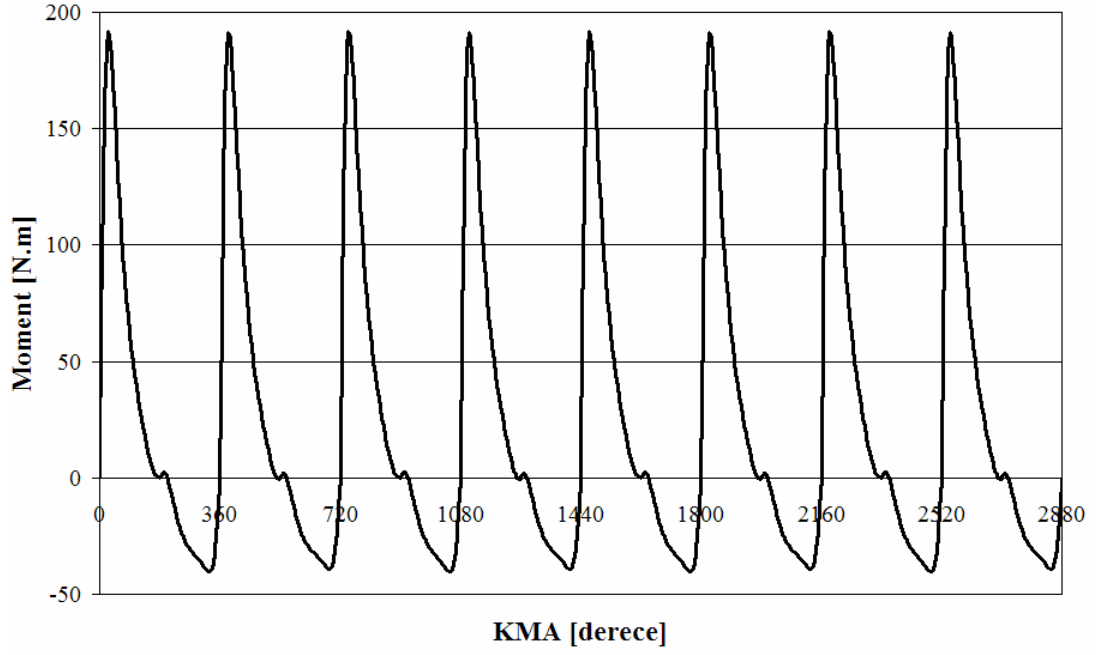
Şekil 4.4 (a): 4 Silindirin Birlikte $nsns$ Şeklinde Çalışması Durumunda Krank Milindeki Momentin Değişimi ($p_{me}/t=1 \text{ bar}$, $n=1000 \text{ d/d}$)



Şekil 4.4 (b): 4 Silindirin Birlikte *mnss* Şeklinde Çalışması Durumunda Krank Milindeki Momentin Değişimi ($p_{me}/t=1 \text{ bar}$, $n=1000 \text{ d/d}$)



Şekil 4.4 (c): 1 ve 3 Nolu Silindirlerin Sürekli Devrede 2 ve 4 Nolu Silindirlerin Sürekli Devre Dışı Olması Durumunda Krank Milindeki Momentin Değişimi ($p_{me}/t=1 \text{ bar}$, $n=1000 \text{ d/d}$)



Şekil 4.4 (d): 1 ve 4 Nolu Silindirlerin Sürekli Devrede 2 ve 3 Nolu Silindirlerin Sürekli Devre Dışı Olması Durumunda Krank Milindeki Momentin Değişimi
($p_{me}/t=1 \text{ bar}$, $n=1000 \text{ d/d}$)

Grafikler, çevrim atlatma stratejilerindeki farklı alternatiflerin moment değişimi üzerindeki etkisini açıkça ortaya koymaktadır. Bu konu, titreşim problemleri açısından ileride daha detaylı bir biçimde incelenebilir. Burada yapılan inceleme ise, bu konuyla ilgili bir ön çalışma niteliğindedir.

5. ÇEVİRİM ATLATMALI MOTORUN BİNEK OTOMOBİLDE UYGULANMASI

Bu bölümde, Avrupa Standartlarında (EEC 70/220) tarif edilen şehir içi ve şehir dışı çevrimlerinde bir otomobilin ne kadar yakıt tükettiği teorik olarak hesaplanmaya çalışılmış, motorun normal ve çevrim atlatmalı çalışması durumunda elde edilecek sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Yapılan hesaplamalarda Tablo 2.2’de özellikleri verilen Motor II ve bu motorun ait olduğu araç (Golf III) temel alınmıştır. Hesaplamalarda kullanılan parametreler Tablo 5.1’de verilmiştir (Schenk, 1993).

Tablo 5.1. Hesaplamalarda Kullanılan Parametreler

Boş kütle + 75 kg sürücü (m)	1080 kg
Aks aralığı (l)	2470 mm
Ağırlık merkezinin arka aksa olan mesafesi (l_H)	1567 mm
Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği (h)	555 mm
Aerodinamik direnç katsayısı (c_w) x Kesit alanı (A)	0,59 m ²
Statik tekerlek yarıçapı (r)	260 mm
* Dinamik tekerlek yarıçapı (R_o)	275 mm
* Havanın yoğunluğu (ρ_h)	1,2 kg/m ³
* Yakıtın yoğunluğu (ρ_v)	0,76 kg/litre
* Yuvarlanma direnç katsayısı (f_R)	0,015
Vites çevrim oranları (i_G) ve *Verimleri (η_G)	
1. vites	3,45 ; 0,92
2. vites	1,96 ; 0,93
3. vites	1,25 ; 0,94
4. vites	0,89 ; 0,95
5. vites	0,74 ; 0,96
Diferansiyel çevrim oranı (i_A) ve *Verimi (η_A)	3,38 ; 0,92
* Ön aksın atalet momenti ($J_{R,V}$)	1,75
* Arka aksın atalet momenti ($J_{R,H}$)	1,75
* Motorun atalet momenti (J_M)	0,2

* Değeri tecrübi olarak seçilmiş veri

İlgili standartlarda tanımlanmış olan şehir içi ve şehir dışı çevrimlerine ait veriler Tablo 5.2 (a) ve (b)’de verilmiştir. Hesaplamalar, standartlarda belirtildiği gibi, 4 şehir içi çevrimini takip eden 1 şehir dışı çevrimi için yapılmıştır.

Tablo 5.2 (a) Avrupa Şehir İçi Çevriminin Verileri

Operasyon	İvme [m/s ²]	Hız [kmh]	Süre [s]	Vites
Rölanti		0	11	N
İvmelenme	1,04	0-15	4	1
Sabit Hız		15	8	1
Yavaşlama	-0,694	15-10	2	1
Yavaşlama	-0,926	10-0	3	N
Rölanti		0	21	N
İvmelenme	0,83	0-15	5	1
Vites Değiştirme		15	2	1-2
İvmelenme	0,94	15-32	5	2
Sabit Hız		32	24	2
Yavaşlama	-0,764	32-10	8	2
Yavaşlama	-0,926	10-0	3	N
Rölanti		0	21	N
İvmelenme	0,83	0-15	5	1
Vites Değiştirme		15	2	2-1
İvmelenme	0,62	15-35	9	2
Vites Değiştirme		35	2	2-3
İvmelenme	0,52	35-50	8	3
Sabit Hız		50	12	3
Yavaşlama	-0,521	50-35	8	3
Sabit Hız		35	13	3
Vites Değiştirme		35	2	3-2
Yavaşlama	-0,992	35-10	7	2
Yavaşlama	-0,926	10-0	3	N
Rölanti		0	7	N

Tablo 5.2 (b) Avrupa Şehir Dışı Çevriminin Verileri

Operasyon	İvme [m/s ²]	Hız [kmh]	Süre [s]	Vites
Rölanti		0	20	N
İvmelenme	0,83	0-15	5	1
Vites Değiştirme		15	2	1-2
İvmelenme	0,62	15-35	9	2
Vites Değiştirme		35	2	2-3
İvmelenme	0,52	35-50	8	3
Vites Değiştirme		50	2	3-4
İvmelenme	0,43	50-70	13	4
Sabit Hız		70	50	5
Yavaşlama	-0,694	70-50	8 (4+4)	5 ve 4
Sabit Hız		50	69	4
İvmelenme	0,43	50-70	13	4
Sabit Hız		70	50	5
İvmelenme	0,24	70-100	35	5
Sabit Hız		100	30	5
İvmelenme	0,28	100-120	20	5
Sabit Hız		120	10	5
Yavaşlama	-0,694	120-80	16	5
Yavaşlama	-1,042	80-50	8	5
Yavaşlama	-1,389	50-0	10	N
Rölanti		0	20	N

Çevrimlerde araca üç temel direnç kuvveti etki eder. Bunlar; yuvarlanma (F_R), rüzgar (F_L), ve ivmelenme (F_B) direnç kuvvetleridir ve aşağıdaki formüllerle hesaplanırlar (Güney, 2005).

$$F_R = f_R \cdot m \cdot g \quad (5.1)$$

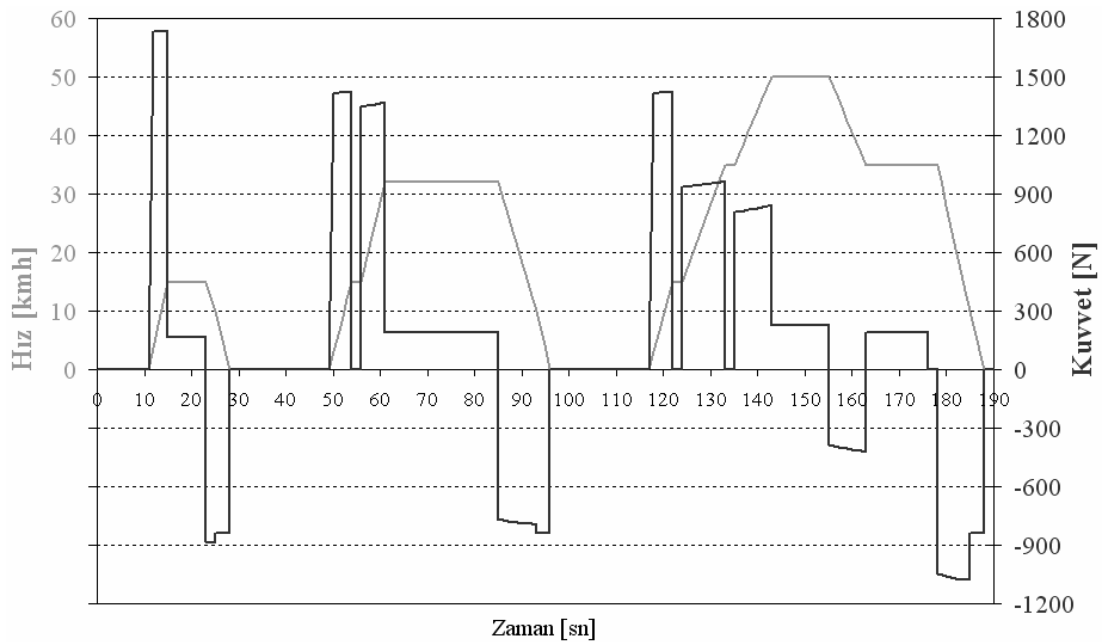
$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_h \cdot c_w \cdot A \cdot V^2 \quad (5.2)$$

$$F_B = \lambda \cdot a \cdot m \quad (5.3)$$

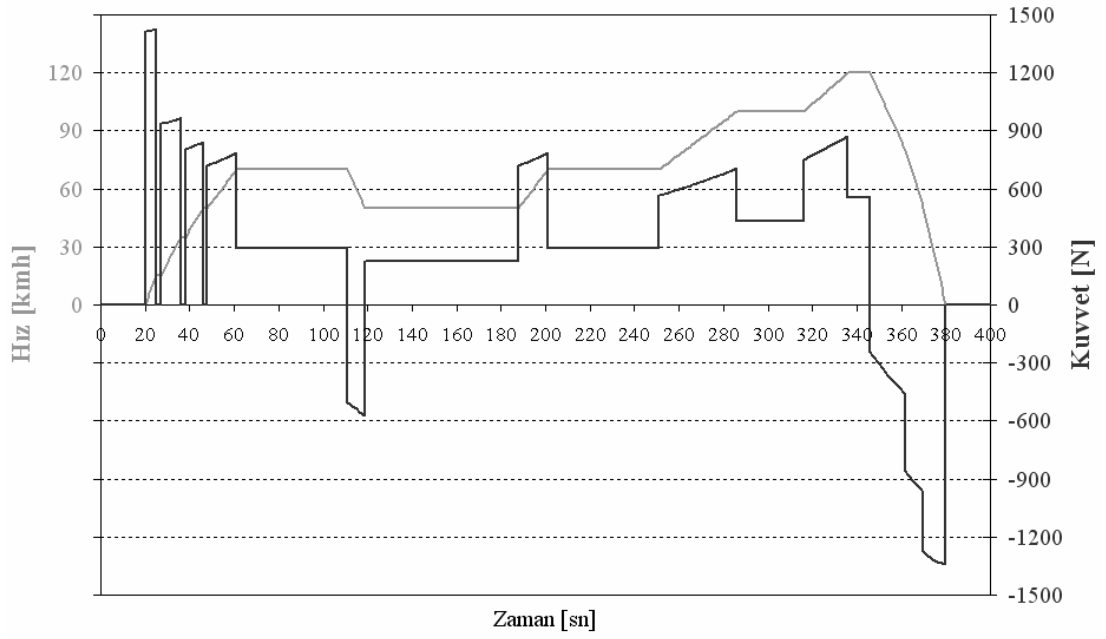
Burada g yerçekimi ivmesi ve a aracın ivmesidir. λ ise ivmelenme sırasında dönen kütlelerin toplam kütleye ilave getirdiği direnci ifade eder ve aşağıdaki bağıntıdan bulunur.

$$\lambda = 1 + \frac{\left[\frac{J_{R,V} + J_{R,H} + J_M i_A^2 i_G^2}{r \times R_o} \right]}{m} \quad (5.4)$$

Aracın hız, ivme ve vites değerlerine bağlı olarak araca etkiyen toplam direnç kuvvetleri bulunur. Böylelikle, çevrimi doğru bir şekilde takip edebilmesi için aracın sağlaması gereken kuvvetler hesaplanmış olur. Şehir içi ve şehir dışı çevrimlerinde zamana bağlı olarak aracın hızı ve yere aktardığı kuvvet Şekil 5.1 (a) ve (b)'de gösterilmiştir.



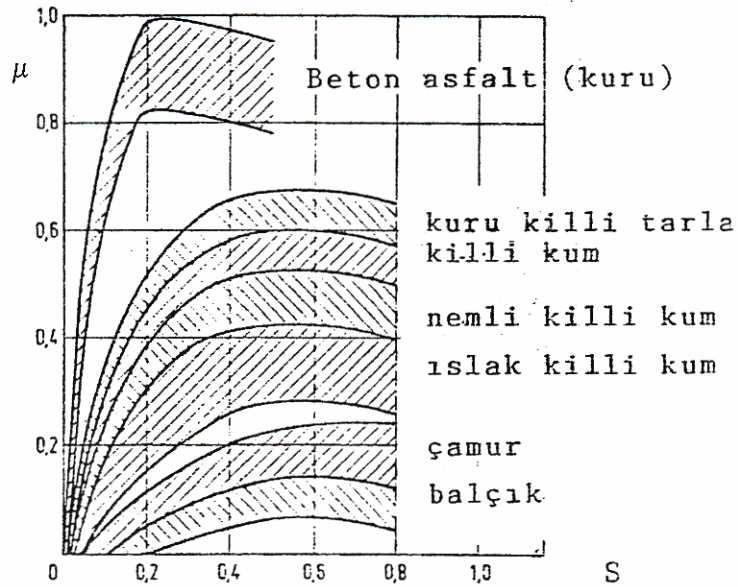
Şekil 5.1 (a) Şehir İçi Çevriminde Hız Profili ve Aracın Sağladığı Kuvvet



Şekil 5.1 (b) Şehir Dışı Çevriminde Hız Profili ve Aracın Sağladığı Kuvvet

Tekerlekle yol arasında kuvvet bağlantısı olduğundan, çevre kuvveti yola iletilirken daima bir miktar kayma olur. Kayma (S), kuvvet bağlantı katsayısına (μ_g) bağlı olarak Şekil 5.2'den bulunabilir. Kuvvet bağlantı katsayısı, tekerlek çevre kuvvetinin (F_x) tekerlek yüküne (F_z) oranıdır.

$$\mu_g = \frac{F_x}{F_z} \quad (5.5)$$



Şekil 5.2. Çeşitli Zeminlerde Kuvvet Bağlantısı – Kayma Eğrileri (Güney, 2005)

Ön akstan tahrikli araç için, tahrik tekerleklerinin yükü aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$F_{Z,V} = \left(\frac{l_H}{l} - \frac{a}{g} \cdot \frac{h}{l} \right) \cdot mg \quad (5.6)$$

Bu çalışmada incelenen seyir koşullarında kuvvet bağlantı katsayısı küçük değerler almakta ve Şekil 5.2'deki eğrinin (kuru asfalt için) lineer bölgesinde kalmaktadır. Bu nedenle kayma ile kuvvet bağlantı katsayısı arasında şu bağıntı kabul edilmiştir.

$$S = 0,1 \cdot \mu_g \quad (5.7)$$

Tahrik tekerleklerindeki güç gereksinimi, araca etkiyen toplam direnç kuvvetine (Z) ve aracın hızına (V) bağlı olarak aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$N_R = \frac{r}{R_o(1-S)} \cdot Z \cdot V \quad (5.8)$$

Bu gereksinime karşılık motorun üretmesi gereken efektif güç aşağıdaki formülden elde edilir.

$$N_e = \frac{N_R}{\eta_G \cdot \eta_A} \quad (5.9)$$

Denklem (5.1)'den (5.9)'a kadar olan formülasyon kullanılarak çevrimin herhangi bir noktasında motorun üretmesi gereken güç hesaplanabilir. Motorun hızı da aracın hızına bağlı olarak aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$n = \frac{60}{2\pi R_o} \cdot i_G \cdot i_A \cdot V \quad (5.10)$$

Böylelikle, termodinamik modelde yakıt tüketimini hesaplayabilmek için gerekli olan iki parametre, hız ve efektif güç, elde edilmiş olur. Yapılan hesaplamalara ilişkin bazı önemli noktalar aşağıda sıralanmıştır.

- Rölanti hızı 1000 d/d kabul edilmiştir.
- Rölanti noktası için efektif gücün sıfıra eşit olması sağlanacak şekilde hesap yapılmıştır.
- Vites değiştirmeler süresince motorun rölantide olduğu kabul edilmiştir.
- Kalkışta ve vites değiştirmelerde debriyajdaki kayma hesaba katılmamıştır.

- İvmelenme bölgeleri 1 saniyelik aralıklara bölünerek hesap yapılmıştır. Bu 1 saniye boyunca yakıt tüketiminin sabit kaldığı kabul edilmiştir.
- Yavaşlamaların vitesin takılı olduğu bölümlerinde yakıt tüketiminin sıfır olduğu kabul edilmiştir.
- Çevrim atlatma rölanti ve sabit hız bölgelerinde uygulanmış, bu noktalarda mümkün olan en fazla sayıda çevrim atlatılmıştır. İvmelenmelerde ise çevrim atlatma uygulanmamıştır.

Yapılan hesaplamalar neticesinde elde edilen sonuçlar, normal ve çevrim atlatmalı çalışma koşulları için Tablo 5.3’de verilmiştir. Şehir çevriminde elde edilen sonuçlara ek olarak, aracın 90 km/saat ve 120 km/saat sabit hızlarda seyrederken tükettiği yakıt miktarları da hesaplanmıştır.

Tablo 5.3. Normal ve Çevrim Atlatmalı Çalışma Koşullarında Hesaplanan Yakıt Tüketimi Değerleri

	Yakıt Tüketimi (lt/100km)		Azalma (%)
	Normal	Çevrim Atlatmalı	
Şehir İçi	7,3	5,5	24
Şehir Dışı	5,2	4,7	10
Karma	6,0	5,0	16
90 km/saat	5,4	4,6	15
120 km/saat	7,0	6,3	10

Bu çalışmada hedeflenen, aracın yakıt tüketimi değerlerini yüksek doğrulukla hesaplayan bir model oluşturmak değil, motorun normal ve çevrim atlatmalı çalışma koşullarını kıyaslamaktır. Sonuçta, çevrim atlatmalı motorun binek otomobillere uygulanması durumunda yakıt tüketiminde dikkate değer bir azalma sağlanabileceği teorik olarak ortaya konmuştur. Beklenildiği gibi, motorun rölanti ve düşük yük bölgesinde daha çok çalıştığı şehir içi çevriminde daha fazla iyileşme sağlanmaktadır.

6. SONUÇLAR

Bu çalışmada, benzin motorlarının kısmi yük bölgesindeki verimini arttırmaya yönelik olarak geliştirilen çevrim atlatmalı motorun teorik incelemesi yapılmıştır.

Termodinamik modelin, motorun normal çalışmasına yönelik hesaplama adımları açıklanmış ve modelden elde edilen sonuçlarla gerçek motor verileri karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, modelin yeterli doğruluğa sahip olduğunu göstermiştir.

Çevrim atlatmalı motora yönelik hesapları yapmaya olanak sağlayacak şekilde termodinamik model geliştirilmiştir. Tek silindirli motor için yapılan bazı hesaplamalardan yararlanılarak çevrim atlatma sisteminin indike ve efektif parametreler üzerindeki etkileri ortaya konmuştur. Atlatılan çevrimlerde supapların açık kalması ve kapalı tutulması durumları incelenmiş, her iki durumda da motorun normal çalışmasına göre pompalama kayıplarının azaldığı belirlenmiştir. Ancak, supapların açık kalması, kapalı oldukları duruma göre pompalama kayıplarını bir miktar arttırmaktadır.

Çok silindirli motorlara yönelik yapılan inceleme, çok sayıda farklı çevrim atlatma stratejisinin uygulanabileceğini göstermiştir. Ancak, atlatılan çevrim sayısı çok arttırıldığında volümetrik verim pratikte ulaşılabilecek maksimum değerini (0,9) aşmaktadır. Bu, her çalışma koşulu için atlatılabilecek çevrim sayısının farklı bir sınırı olduğu anlamına gelir. Belirlenen çalışma aralığında ($p_{me}:1-5bar$, $n:1000-3000d/d$) yürütülen hesaplamalar neticesinde, motorun çalışma koşullarına bağlı olarak %10 ile %45 arasında efektif verim artışı sağlanabileceği ve buna bağlı olarak da özgül yakıt tüketiminin %9 ile %31 arasında azaltılabileceği teorik olarak ortaya konmuştur. Çok silindirli motorlarda çevrim atlatma stratejisi belirlerken dikkate alınması gereken parametrelerden birinin de krank milindeki moment değişimi olduğunu gösteren bir ön çalışma yapılmıştır. Bu konu, titreşim problemleri açısından ileride daha detaylı bir biçimde incelenebilir.

Bir binek otomobilin, Avrupa şehir çevriminde ne kadar yakıt tükettiği teorik olarak hesaplanmaya çalışılmış, motorun normal ve çevrim atlatmalı çalışması durumunda

elde edilecek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çevrim atlatmalı motorun binek otomobillere uygulanması durumunda yakıt tüketiminde dikkate değer bir azalma sağlanabileceği teorik olarak ortaya konmuştur. Yakıt tüketimindeki azalma bekleneildiği gibi; motorun rölanti ve düşük yük bölgesinde daha çok çalıştığı şehir içi çevriminde (%24) şehir dışı çevrimine göre (%10) daha fazla olmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] **Arslan, H.**, 2003. Otto motoru kısmi yüklerinde minimum yakıt tüketimi, *Doktora Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] **Basshuysen, R. v., Schmaedeke, W. und Vogt, R.**, 1980. Reibungsverluste von Fahrzeugmotoren Unterschiedlicher Groesse und Zylinderanzahl, *MTZ Motorentechnische Zeitschrift*, **41**, 509-511.
- [3] **Breitwieser, K. v., Henschel, J. und Arnold, G.**, 1993. Der Neue Vierventilmotor mit 1,6 l Hubraum von Opel, *MTZ Motorentechnische Zeitschrift*, **54**, 420-433.
- [4] **EEC 70/220**, 1970. Measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles.
- [5] **Güney, A.**, 2005. Taşıtlarda Güç Aktarımı Ders Notu.
- [6] **Groer, H.G. und Schmidt W.**, 1993. Neuer Motor für den Golf, *MTZ Motorentechnische Zeitschrift*, **54**, 363.
- [7] **Kolchin, A. and Demidov, V.**, 1984. Design of Automobile Engines, Mir Publishers, Moscow
- [8] **Kutlar, O.A.**, 2000. Dört zamanlı motorlarda çevrim atlatma sistemi, *İncelemeli Patent*, No: TR 2000 03902 B.
- [9] **Kutlar, O. A.**, 1999. Dört zamanlı Otto(Rochas) çevrimli motorlarda kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmak için yeni bir yöntem: Periyot atlatmalı motor, *Doktora Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [10] **Kutlar, O.A., Arslan, H., Çalık, A.T., Mehdiyev, R. ve Ergeneman, M.**, 2005. Dört zamanlı kıvılcım ateşlemeli motorlarda kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmak için yeni bir yöntem (Çevrim atlatmalı motor), *Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Trabzon, 7-9 Eylül.
- [11] **Schenk H.**, 1993. *Katalog der Automobil Revue*, 552-553, Hallwag AG, Bern, Switzerland.
- [12] **Tielkes, U., Menne, R.J., Hügen, S. und Hansen, J.**, 2000. Die Neue Ottomotoren-generation Duratec HE von Ford, *MTZ Motorentechnische Zeitschrift*, **61**, 646-654.

ÖZGEÇMİŞ

Emrah Özgümüş 1980 yılında Karabük’de doğdu. İlköğrenimini Karabük’de, ortaöğrenimini İstanbul’da tamamladı. 1999 yılında İ.T.Ü. Mimarlık Fakültesi Mimarlık Bölümünde okumaya hak kazandı. Yabancı Diller Yüksek Okulunda bir yıllık hazırlık eğitiminin sonrasında bir yıl devam ettiği Mimarlık Bölümünden, 2001 yılında Uçak Mühendisliği Bölümüne yatay geçiş yaptı ve 2004 yılında lisans eğitimini tamamladı. Aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Ana Bilim Dalı, Otomotiv Programında yüksek lisans eğitimine başladı. 2005 yılından beri Otomotiv Teknoloji Ar-Ge Merkezinde çalışmaktadır.