

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR BOYUTLU MOTOR MODELLEMESİ İLE KISMİ YÜKTE ÇEVİRİM
ATLATMA VE DEĞİŞKEN STROK HACMİ YÖNTEMİ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Caner HARMAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR BOYUTLU MOTOR MODELLEMESİ İLE KISMİ YÜKTE ÇEVİRİM
ATLATMA VE DEĞİŞKEN STROK HACMİ YÖNTEMİ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Caner HARMAN
503091730**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. O. Akın KULAR

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091730 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Caner HARMAN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BİR BOYUTLU MOTOR MODELLEMESİ İLE KISMİ YÜKTE ÇEVİRİM ATLATMA VE DEĞİŞKEN STROK HACMİ YÖNTEMİ İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Rafiğ MEHDİYEV**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 03 Mayıs 2012
Savunma Tarihi : 07 Haziran 2012

Emeđi geçen herkese ve özellikle aileme,

ÖNSÖZ

Benzinli motorlarda kısmi yük koşullarında yakıt tüketiminin azaltılmasını sağlayan teknolojilerden değişken strok hacmi yöntemi ve çevrim atlatma yöntemi bu yüksek lisans tezi kapsamında motor üreticileri ve danışmanlık firmaları tarafından yaygın olarak kullanılan bir boyutlu motor termodinamiği analizleri yapan bir paket program ile modellenmiş ve kısmi yüklerde düşük hız koşullarında yakıt tüketiminin azaltılmalarına olan katkıları ortaya konulmuştur.

Bu tez kapsamında benden destek ve teşviklerini esirgemeyen, her zaman yol gösterici olarak yardımcı olan ve samimiyetiyle beni her zaman motive eden tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR'a teşekkür ederim.

Bu tez çalışması sırasında değerli katkılarını aldığım şirketim FORD OTOSAN'a teşekkür ederim.

Bu tez çalışması sırasında beni her zaman destekleyen çalışma arkadaşım Anıl DARDAĞAN'a teşekkür ederim.

Beni tüm eğitim hayatım boyunca destekleyen ve motive eden, yoğun ve stresli çalışma süresince bana sabır gösteren ve hep yanımda olan aileme teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimime sağlamış olduğu bursla maddi ve manevi destek veren Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu'na (TÜBİTAK) teşekkür ederim.

Haziran 2012

Caner HARMAN
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	3
2. DÖRT ZAMANLI BENZİNLİ MOTORLARDA KİSMİ YÜK KOŞULLARINDA VERİM	5
2.1 Benzinli Motorlarda Kısmi Yük Bölgesinde Yakıt Tüketimini Azaltmaya Yönelik Yapılan Çalışmalar	7
2.1.1 Değişken supap zamanlaması	8
2.1.1.1 Emme supabı açılması	9
2.1.1.2 Emme supabı kapanması.....	11
2.1.1.3 Egzoz supabı açılması.....	11
2.1.1.4 Egzoz supabı kapanması	12
2.1.1.5 Supap maksimum açılma miktarı	13
2.1.2 Değişken sıkıştırma oranlı motorlar.....	15
2.1.3 Kademeli dolgu ve benzinli motorlarda direk püskürtme	17
2.1.4 Turbo şarjlı benzinli motorlar	20
2.1.5 Değişken strok hacmi	23
2.1.6 Çevrim atlatma yöntemi	27
3. BİR BOYUTLU MOTOR MODELLEMESİ.....	31
3.1 Bir Boyutlu Motor Modelleme Teorisi	32
3.2 Zaman Adımı	34
3.3 Ayrıklaştırma	34
3.4 Akış Kayıpları	35
3.5 Sürtünme Kayıpları	35
3.6 Basınç Kayıpları	36
3.7 Isı Transferi	36
3.8 Akış Ayrımı	37
3.9 Supap – Port Modellemesi	38
3.10 Silindir İçi Isı Transferi	40
3.11 Yanma Modellemesi	41
3.12 Sürtünme Ortalama Efektif Basınç Hesabı	43
3.13 İndike,Gros ve Pompalama Ortalama Efektif Basınç Hesabı	43
4. BİR BOYUTLU MOTOR MODELLEMESİ.....	45
4.1 Bir Boyutlu Model Geometrik Girdileri.....	45
4.1.1 Motor ve silindir girdileri.....	46

4.1.2 Supap girdileri	48
4.1.3 Boru elemanı girdileri	48
4.2 Dinamometre Datası	49
4.3 Bir Boyutlu Motor Modeli Korelasyonu	51
4.3.1 Hava emiş sistemi korelasyonu	52
4.3.2 Egzoz sistemi korelasyonu	52
4.3.3 Baz motor korelasyonu.....	53
4.4 Dinamometre korelasyonu sonuçları	55
4.4.1 Uygulama Sonuçları	55
5. DEĞİŞKEN STROK HACMİ YÖNTEMİ UYGULAMASI	63
5.1 Kontrol Algoritması	64
5.2 Uygulama	66
6. ÇEVİRİM ATLATMA UYGULAMASI.....	77
6.1 Sekiz Stroklu Motor Modeli	78
6.2 NS ve NSS Modelleri	79
6.2.1 Çevrim atlatma kontrol algoritması.....	79
6.3 Excel Dosyasından Yanma Parametrelerinin Hesaplanması.....	81
6.4 Uygulama Sonuçları	83
7. SONUÇLAR	91
KAYNAKLAR.....	93
EKLER.....	95
ÖZGEÇMİŞ	101

KISALTMALAR

m	: Kontrol Hacmi Kütlesi
m_{flx}	: Kütle Akısı
E	: Enerji
e	: Özgül Enerji
W	: İş
Q	: Isı
P	: Basınç
V	: Hacim
H	: Entalpi
h	: Özgül Entalpi
A	: Akış Kesit Alanı
T_{Akışkan}	: Akışkan Sıcaklığı
T_{Yüzey}	: Yüzey Sıcaklığı
C_f	: Yüzey Sürtünme Katsayısı
C_{f,pürüzlü}	: Pürüzlü Yüzey İçin Sürtünme Katsayısı
g	: Yoğunluk
u	: Akışkan Hızı
C_p	: Basınç Düşüm Katsayısı
Δt	: Zaman Adımı
Δx	: Ayrıklaştırma Uzunluğu
c	: Ses Hızı
Re_D	: Reynold Sayısı (Boru Çapına Bağlı)
D_{boru}	: Boru Çapı
ε	: Sıkıştırma Oranı
Pr	: Prandtl Sayısı
h_g	: Isı Transfer Katsayısı
h_{g,pürüzlü}	: Pürüzlü Yüzeylerde Isı Transfer Katsayısı
n	: Motor Hızı
A_{eff}	: Efektif Akış Alanı
ρ_{is}	: Giriş Bölgesindeki Yoğunluk
U_{is}	: Supap İsanropik Hızı
<i>m</i>	: Kütlesel Debi
A_R	: Referans Akış Alanı
n	: Motor Dönme Hızı
R	: Gaz Sabiti
γ	: Spesifik Isı Oranı
C_d	: Direnç Katsayısı
ρ_o	: Üst Bölgedeki Toplam Sıcaklık
P_s	: Silindir İçi Basınç
T_s	: Silindir İçi Gaz Sıcaklığı
IMEP	: İndike Ortalama Efektif Basıncı
V_{ÜÖN}	: Piston Üst Ölü Noktadaki Yanma Odası Hacmi

C_1	: Gazın Çevresel Hızı İle Ortalama Piston Hızı Arasındaki Oran
C_u	: Gazın Çevresel Hızı
W	: Kümülatif Olarak Yanan Kütle Oranı
AWI	: Yanma Modeli Tarafından Hesaplanan Yakıtın %10'u İle %90'nının Yanması İçin Geçen Krank Mili Açısı Cinsinden Süre
θ	: Krank Mili Açısı
$BDUR$	: Kullanıcı Tarafından Girilen Yakıtın %10'u İle %90'nının Yanması İçin Geçen KMA Cinsinden Süre
$WEXP$	: Wiebe Eğrisi Eğimi
MFB	: Yakıtın %50'sinin Yandığı KMA
$FMEP$	: Ortalama Sürtünme Efektif Basıncı
C	: Ortalama Sürtünme Efektif Basınç Hesabı Sabiti
PF	: Silindir İçi Maksimum Basınç Katsayısını
P_{max}	: Silindir İçi Maksimum Basıncı
$Mpsf$	: Ortalama Piston Hızı Katsayısı
U_{piston}	: Ortalama Piston Hızı
$Mpsf$	: Ortalama Piston Hızının Karesinin Katsayısı
S	: Piston Stroku
S	: Krank Mili Açısına Bağlı Piston Stroku Konumu
A	: Krank Mili Açısı
R	: Krank Yarıçapı
L	: Biyel Kolu Uzunluğu
Ψ	: Dikey Krank Mili Pozisyonu İle Piston Üst Ölü Nokta Pozisyonu Arasındaki Aç
E	: Piston Pin Ofseti
V_s	: Silindir Hacmi
V_b	: Silindir Boşluk Hacmi
$Gmep$	: Gros Ortalama Efektif Basıncı
$Pmep$	: Pompalama Ortalama Efektif Basıncı
η_i	: İndike Verim

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Teorik ve deneysel çalışma sonuçlarının karşılaştırılması [3]..	30
Çizelge 4.1 : Dört silindirli 1,6L doğal emişli benzinli sabit supap zamanlamalı motor özellikleri	47
Çizelge 6.1 : Tek silindirli motor geometrisi	79

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Otto motorunun yüksek ve düşük yüklerdeki p-V diyagramları [4]. ...	6
Şekil 2.2 : Tam ve kısmi yükte indike verim değişimi[4]..	7
Şekil 2.3 : Benzinli motorlarda kısmi yükte yakıt ekonomisi sağlayan yöntemler.	7
Şekil 2.4 : 4 zamanlı motorlarda supap zamanlaması.....	9
Şekil 2.5 : Emme supabı açılma zamanının özgül yakıt tüketimine olan etkisi ..	10
Şekil 2.6 : Emme supabı açılma zamanının döndürme momentine etkisi	10
Şekil 2.7 : Emme-egzoz supabı açılma zamanının güce olan etkisi	12
Şekil 2.8 : Emme supabı açılma miktarının döndürme momentine etkisi	14
Şekil 2.9 : Kısılmasız emme ile verimde sağlanabilecek artış potansiyeli [4]....	15
Şekil 2.10 : Motor yüküne bağlı efektif sıkıştırma oranı değişimi [4].	15
Şekil 2.11 : Motorun efektif sıkıştırma oranının değişimi [8]	17
Şekil 2.12 : Kademeli dolgulu motorlarda sprey kontrolü [10].	18
Şekil 2.13 : Enjeksiyon sistemlerine göre güç-döndürme momenti [11].	19
Şekil 2.14 : Enjeksiyon sistemlerine göre volümetrik verim değişimi [11].	20
Şekil 2.15 : Motor gücü artırma da turbo şarjın önemi	20
Şekil 2.16 : Doğal emişli ve turbo şarjlı motorlarda kütleli hava debisi	21
Şekil 2.17 : Turbo şarj sistemi elemanları.	21
Şekil 2.18 : Doğal emişli ve turbo şarjlı motorlarda güç.	22
Şekil 2.19 : Doğal emişli ve turbo şarjlı motorlarda döndürme momenti	22
Şekil 2.20 : Doğal emişli ve turbo şarjlı motorlarda emme manifoldu basıncı	23
Şekil 2.21 : Konvansiyonel ve değişken strok hacmi yönteminin uygulandığı çok silindirli motorda performans parametrelerinin karşılaştırılması [5].	25
Şekil 2.22 : DSHY uygulaması ve silindirlerin çalışma noktası değişimi [13].	26
Şekil 2.23 : DSHY uygulaması ile logaritmik basınç hacim eğrisi değişimi	26
Şekil 2.24 : N ve NS stratejilerinin krank mili açısına bağlı basınç eğrileri[14] ...	28
Şekil 2.25 : Normal dört zamanlı çalışma stratejisi ile karşılaştırılan NNS ve NSS stratejilerinin krank mili açısına bağlı basınç eğrileri [14].....	28
Şekil 3.1 : Boru elemanlarının ayırıklaştırılması [15].....	34
Şekil 3.2 : Karakteristik uzunluk ve genişleme çapının şekilsel gösterimi[16]..	37
Şekil 3.3 : Referans alan hesabında kullanılan çap uzunluk bölgeleri [15].....	39
Şekil 3.4 : Örnek supap akış katsayısı grafiği.....	39
Şekil 4.1 : Emme manifoldu ve hava kutusu ayırıklaştırılması	46
Şekil 4.2 : Motor geometrisi.	47
Şekil 4.3 : Motor modeli program arayüzü görüntüsü ve elemanları.	49
Şekil 4.4 : Kütleli hava debisi ve toplam volümetrik verimin motor hızına bağlı değişimi	56
Şekil 4.5 : Emme ve egzoz manifold basınçlarının motor hızına bağlı değişimi .	57
Şekil 4.6 : Kütleli yakıt debisi ve yakıt fazlalık katsayısının motor hızına bağlı değişimi	57
Şekil 4.7 : Özgül yakıt tüketimi ve HYO'nın motor hızına bağlı değişimi	58

Şekil 4.8 : GMEP ve BMEP'in motor hızına bağlı değişimi	59
Şekil 4.9 : PMEP ve FMEP'in motor hızına bağlı değişimi	59
Şekil 4.10 : Silindir içi maksimum basınç ve bu basıncın meydana geldiği krank mili açısının motor hızına bağlı değişimi	60
Şekil 4.11 : Katalist giriş ve çıkış sıcaklıklarının motor hızına bağlı değişimi	60
Şekil 4.12 : Motor gücü ve döndürme momentinin motor hızına bağlı değişimi ..	61
Şekil 4.13 : Supap bindirme süresi ve emme manifoldu sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.	61
Şekil 5.1 : DSHY kontrol algoritmasının model üzerindeki görünümü	64
Şekil 5.2 : DSHY için geliştirilen kontrol algoritması.....	65
Şekil 5.3 : Kütlesel hava debisi ve volümetrik veriminin zamana bağlı değişimi	66
Şekil 5.4 : Emme ve egzoz manifoldu basınçlarının zamana bağlı değişimi.....	67
Şekil 5.5 : Kütlesel yakıt debisi ve hava yakıt oranının zamana bağlı değişimi ..	67
Şekil 5.6 : Özgül yakıt tüketimi ve GMEP'in zamana bağlı değişimi.	68
Şekil 5.7 : IMEP ve PMEP'in zamana bağlı değişimi	68
Şekil 5.8 : BMEP ve FMEP'in zamana bağlı değişimi.....	68
Şekil 5.9 : Motor gücü ve döndürme momentinin zamana bağlı değişimi	69
Şekil 5.10 : Silindirlerdeki kütlesel hava debisinin zamana bağlı değişimi.....	70
Şekil 5.11 : Silindir içi maksimum basıncın zamana bağlı değişimi(Silindir 1-2).70	
Şekil 5.12 : 1. Silindirdeki IMEP ve PMEP'in zamana bağlı değişimi	71
Şekil 5.13 : 2. Silindirdeki IMEP ve PMEP'in zamana bağlı değişimi	71
Şekil 5.14 : Emme manifoldu sıcaklığı ve supap bindirmesinin zamana bağlı değişimi.	71
Şekil 5.15 : Silindir (1.) içi basıncın ve gaz sıcaklığının KMA'na bağlı değişimi ..	72
Şekil 5.16 : Silindir (2.) içi basıncın ve gaz sıcaklığının KMA'na bağlı değişimi ..	72
Şekil 5.17 : Birinci silindirdeki supap açılma miktarı ve emme port basıncı	73
Şekil 5.18 : İkinci silindirdeki supap açılma miktarı ve emme port basıncı	73
Şekil 5.19 : Birinci ve ikinci silindirdeki silindir içi dolgu kütlesi	74
Şekil 5.20 : Birinci ve ikinci silindirin logaritmik basınç hacim eğrileri.....	74
Şekil 6.1 : Çevrim atlatmada oluşturulan motor modelleri	78
Şekil 6.2 : 8 stroklu motor modeli görünümü	79
Şekil 6.3 : Çevrim atlatma kontrol algoritması model görünümü.....	80
Şekil 6.4 : Temel motor geometrisi.....	81
Şekil 6.5 : Normal çevrimde krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrisi ..	83
Şekil 6.6 : Normal çevrimde logaritmik basınç hacim eğrisi.....	83
Şekil 6.7 : 8 strok modelinde krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrisi. .	84
Şekil 6.8 : 8 strok modelinde logaritmik basınç hacim eğrisi.	84
Şekil 6.9 : NS stratejisinde krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrisi.....	84
Şekil 6.10 : NS stratejisinde logaritmik basınç hacim eğrisi.	85
Şekil 6.11 : NSS stratejisinde krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrisi....	85
Şekil 6.12 : NSS stratejisinde logaritmik basınç hacim eğrisi.	85
Şekil 6.13 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için motor döndürme momenti.....	86
Şekil 6.14 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için motor gücü.	87
Şekil 6.15 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için motor özgül yakıt tüketimi.	87
Şekil 6.16 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için performans parametreleri.	89
Şekil 6.17 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için silindir içi maksimum basınç. .	89
Şekil 6.18 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için kütlesel hava debisi.	90
Şekil 6.19 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için kütlesel yakıt debisi	90
Şekil A.1 : 1500 dev/dk'da kütlesel hava debisi ve volümetrik verim.	96

Şekil A.2	: 1500 dev/dk'da emme ve egzoz manifoldu basınçları.	96
Şekil A.3	: 1500 dev/dk'da yakıt kütleli debisi ve hava yakıt oranı.	96
Şekil A.4	: 1500 dev/dk'da özgül yakıt tüketimi ve GMEP.	96
Şekil A.5	: 1500 dev/dk'da IMEP ve PMEP.	97
Şekil A.6	: 1500 dev/dk'da BMEP ve FMEP.	97
Şekil A.7	: 1500 dev/dk'da silindir içi maksimum basınç ve zamanlaması	97
Şekil A.8	: 1500 dev/dk'da katalist giriş ve çıkış sıcaklığı.	97
Şekil A.9	: 1500 dev/dk'da motor gücü ve döndürme momenti.	98
Şekil A.10	: 1500 dev/dk'da silindirlerdeki(1-2) kütleli hava debisi.	98
Şekil A.11	: 1500 dev/dk'da silindirlerdeki(1-2) maksimum basınç	98
Şekil A.12	: 1500 dev/dk'da 1. silindir için IMEP ve PMEP	98
Şekil A.13	: 1500 dev/dk'da 2. silindir için IMEP ve PMEP.	99
Şekil A.14	: 1500 dev/dk'da supap bindirmesi ve emme manifoldu sıcaklığı	99
Şekil A.15	: 1500 dev/dk'da silindir içi(1) basınç ve sıcaklığın KMA'ya bağlı değişimi	99
Şekil A.16	: 1500 dev/dk'da supap açılması ve emme port basınçlarının KMA'ya bağlı değişimi(1.silindir)	99
Şekil A.17	: 1500 dev/dk'da silindir içi(2) basınç ve sıcaklığın KMA'ya bağlı değişimi	100
Şekil A.18	: 1500 dev/dk'da supap açılması ve emme port basınçlarının KMA'ya bağlı değişimi (2.silindir)	100
Şekil A.19	: 1500 dev/dk'da silindirlerdeki(1-2) dolgu kütlesi	100
Şekil A.20	: 1500 dev/dk'da silindirlerin (1-2) logaritmik P-V eğrileri.	100

BİR BOYUTLU MOTOR MODELLEMESİ İLE KİSMİ YÜKTE ÇEVİRİM ATLATMA VE DEĞİŞKEN STROK HACMİ YÖNTEMİ İNCELENMESİ

ÖZET

Benzinli motorların ilk ortaya çıktığı günlerden beri devam eden araştırma geliştirme çalışmaları ile günümüzde tam yük koşullarında %35 mertebelerinde efektif verim değerlerine ulaşılmıştır. Ancak kısmi yük koşullarında ki verim kaybı benzinli motorların temel sorunlarından biri olmaya devam etmektedir. Kısmi yük koşullarında motordan çıkan gücün azaltılması için gaz keleşbeği kısılarak silindirlere giren dolgu azaltılmaktadır. Buda pompalama kayıplarının artmasına neden olmaktadır. Benzinli motorlarda kısmi yük koşullarında verimi artırmaya ve yakıt tüketiminin azaltılmasını sağlayan birçok yöntem ortaya atılmış ve bunlardan bazıları geçmişte ve günümüzde birçok araçta kendilerine uygulama alanı bulmuştur. Benzinli motorlarda kısmi yükte yakıt ekonomisi sağlayan yöntemlerden biri, motordan ihtiyaç duyulan yük azaldığında silindirlerden bazılarını devreden çıkaran, çalışan silindirlerdeki dolgu miktarını arttıran ve gaz keleşbeğinin kısılmasıyla ortaya çıkan kısılma kayıplarının azalmasını sağlayan “Değişken Strok Hacmi Yöntemi”dir. Bir diğer yöntem ise İTÜ Makina Fakóltesi, Otomotiv Ana Bilim Dalı bünyesinde yürütölen “Çevrim Atlatmalı Motor” yöntemidir. Bu yöntemin amacı, motorun yükü azaldığında birbirini izleyen çevrimlerin bazılarına yakıt ve hava girişini durdurmak ve aynı gücü elde edebilmek için gaz keleşbeği açıklığını arttırarak toplam efektif verimi yükseltmektir.

Günümüzde gelişen bilgisayar teknolojisi ve buna paralel olarak gelişen bilgisayar destekli benzetim programları ile birçok mühendislik problemine yapılan analizler ile çözüm bulunmaktadır. Bu geliştirilen bilgisayar destekli analiz programlarından bazıları özel olarak sistem mertebesinde motor benzetimi yapmaya yarayan programlardır. Sistem mertebesinde motor benzetimi yapmaya yarayan programlar literatür de bir boyutlu motor benzetim programları olarak geçmektedir. Bir boyutlu programlar birçok otomotiv üreticisi tarafından her seviyedeki motor modellemesine imkân vermesi, 3 boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği modellerine göre çok hızlı bir çözüm ortaya koyması, motorların dinamometre testlerinin kısaltılması ve birden fazla parametrenin motor performans parametreleri üzerine etkilerini hızlı bir şekilde ortaya koymasından dolayı yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu tez kapsamında bir boyutlu bilgisayar destekli bir analiz programı yardımıyla 4 silindirli doğal emişli sabit supap zamanlamalı port enjeksiyonlu 1,6 litre benzinli bir motor geometrik olarak modellenmiş ve oluşturulan motor modelinin tam yük ve kararlı hal koşullarında dinamometreden alınan veriye göre korelasyonu yapılmıştır. Daha sonra bu motor modeli kısmi yük koşullarında çalıştırılarak, geliştirilen bir kontrol algoritması ile benzinli motorlarda kısmi yükte yakıt ekonomisi sağlayan yöntemlerden biri olan değişken strok hacmi yöntemi uygulanmıştır. Bu tez kapsamında ayrıca tek silindirli benzinli bir motor modeli üzerinde çevrim atlatma yöntemi uygulaması yapılmıştır. Benzer şekilde çevrim atlatma yöntemi için de bir kontrol algoritması oluşturulmuştur. Çevrim atlatma stratejilerinden NS ve NSS yöntemi bu motor modeli üzerinde uygulanmıştır. Bir boyutlu programların temelde

4 zamanlı motorlar için oluşturulan denklemleri arka planda çözmekten ötürü sonuçların kontrol edilebilmesi için bir Excel dosyası yardımıyla silindir içi basınç verisini kullanarak motorun performans parametrelerinin hesaplanması da sağlanmıştır.

Oluşturulan motor modelleri ile düşük hız ve yük bölgesinde bu yöntemlerin motorların yakıt tüketiminin azaltılmasında önemli bir potansiyele sahip olduğu ortaya konmuştur.

RESEARCH OF SKIP CYCLE AND VARIABLE STROKE VOLUME METHOD AT PART LOAD BY ONE DIMENSIONAL ENGINE MODELLING

SUMMARY

Since the first days of gasoline engines with continuing research and development work of the order today, the effective efficiency reached up to 35% at full load conditions. However, at part load conditions effective efficiency decreases to roughly 10-15% rapidly. The most important reason of this decrease is the increase of pumping losses due to closed position of throttle valve, which is used to control the engine load in gasoline engines. When engine operates at part load conditions, the required energy from the engine decreases therefore injected fuel flow rate should be decreased. Due to operation characteristic of gasoline engines (stokiometric mixture required) also air mass flow rate in the cylinders should be decreased. To decrease the air mass flow rate throttle valve position decreases. This throttle valve position decrease causes a restriction and this restriction increases the pressure drop and decreases the air mass flow rate. As a result of this, pumping losses of the engine increases at part load operating conditions. Currently at the part load conditions the efficiency loss continues to be one of the main problems of gasoline engines.

There are a few methods developed to improve the effective efficiency of gasoline engines and decrease fuel consumption at part load conditions. Variable valve timing, stratified lean charge, turbocharging-supercharging, variable compression ratio, variable stroke volume and skip cycle are the most common methods to increase the efficiency of gasoline engines at part load conditions. These methods were described within the scope of this thesis and variable stroke volume method and skip cycle engine method operations were simulated at constant engine speeds by using one dimensional engine simulation program at part load conditions.

The aim of "Variable Stroke Volume Method" is to reduce the stroke volume by selectively shutting off several cylinders of an engine at part load conditions instead of reducing the air-fuel charge by reducing the throttle valve position. Gas exchange process and fuel injection should be cut off for the deactivated cylinders while engine is operating at deactivation mode. By shutting down some of an engine's cylinders, the combustion process of the working cylinders were operated at more efficient points and therefore combustion efficiency is increased. Variable stroke volume method was used in production engines at past and currently being more popular in automotive industry.

Another method which is "Skip Cycle Method" conducted under the ITU Faculty of Mechanical Engineering, Automotive Department. The purpose of this method to stop the entry of fuel and air mixture for the skipped cycles and also increasing the throttle opening while engine is operating at normal mode, to achieve the same power output. This leads to increase efficiency by increasing the throttle position when engine is operating at low load. In previous experimental studies effective efficiency increase was observed by using skip cycle engine method especially at low engine loads and engine operating speeds. The previous theoretical studies made

on skip cycle engine method also proved that, this method has considerable potential to improve the fuel economy at part load conditions.

Today with the developed computer technology, computer-aided simulation programs were developed as well and many engineering problems are being solved with the computer aided engineering programs. Some of these engineering programs are specially developed to simulate the engine in the system order. Computer aided engineering programs which provide solution in the system order of an engine referred as one-dimensional engine simulation programs in the literature and this programs were widely used by technology developpers.

One-dimensional engine simulation programs allow to model engine from early concept studies right through to detailed investigations of production engines, provide solutions very quickly compared to three-dimensional computational fluid dynamics programs, shortening engine dynamometer tests and also provides solutions for multi-parameter effects on engine performance parameters. Due to the advantages described above these programs were widely used by many automotive manufacturers.

Basically in one dimensional engine simulation programs it was accepted that the axial velocity of the fluid is higher than the fluid velocity in other directions. For this reason, the three-dimensional conservation equations become reduced to one dimension. The model simultaneously solves the continuity, momentum and energy equations. These equations are solved in one dimension as mentioned above and all quantities are averaged across the flow direction. The system is discretized into smaller volumes and volumes are connected by boundaries. The scalar variables were calculated at the center of the volume and vector variables are calculated for each boundary. This type of discretization is referred as staggered grid in literature. Conservation equations were solved in every discretized volume/mesh element and solution of these equations continue until the given convergence criteria conditions were met.

A 4-cylinder naturally aspirated, port injected 1.6-liter conventional gasoline engine with fixed cam timing was geometrically modeled and this engine model was correlated against to a steady state full load dynamometer data. Plus minus error bands were applied to dynamometer data to take the measurements errors such as sensor calibration errors into consideration. Then one dimensional engine model's predictions were plotted on these error bands. After the validation of this engine model at steady state full load conditions, the throttle position of the engine was reduced to change the engine operation mode to part load conditions. This engine models were run at constant engine speed points at low load conditions to simulate variable stroke volume method.

A control algorithm was applied to 4 cylinder gasoline engine model to simulate the variable stroke volume method at part load conditions. A pressure sensor was located at the intake manifold plenum and when the intake manifold plenum pressure decreases less than to a threshold value, 3 actuators were started working to simulate the variable stroke volume method. One of these actuators controls the intake and exhaust valve lift, the other one controls the injected fuel air ratio and the last one controls the ignition or combustion by changing the combustion efficiency of the wiebe combustion curve.

Also in this thesis, a skip cycle method was applied on the model of a conventional single-cylinder, naturally aspirated, port injected with fixed cam timing gasoline

engine. Single cylinder gasoline engine model was used due to reduce the model complexity. Also simplified air intake system and exhaust system geometries were used in the simulations.

Similarly, a control algorithm for the method of the skip cycle was formed. In this control algorithm, 3 actuators were used as well. One of these actuators controls the intake and exhaust valve lift, the other one controls the injected fuel air ratio and the last one controls the ignition or combustion by changing the combustion efficiency of the wiebe combustion curve. By using the control algorithm described above skip cycle strategies, NS and NSS were applied to the one dimensional engine model and difference on the results were demonstrated.

Basically one dimensional computer aided engineering tools were created by using one-dimensional equations for conventional 4-stroke engines due this reason, an Excel file was created to check the results using the in cylinder pressure data. In cylinder pressure data outputs of the model were used as an input to the excel file and then engine performance parameters were calculated in the excel file. Then the model calculations and excel file calculations were compared to demonstrate the calculation differences.

By one dimensional simulation of these methods, It was thermodynamically simulated and demonstrated that these methods have considerable potential to reduce fuel consumption of gasoline engines in low speed and load by the generated engine models.

1. GİRİŞ

Tarihte ilk içten yanmalı motorun yapılmasından bu yana içten yanmalı motorlar üzerinde verimi arttırmaya yönelik çalışmalar sürekli olarak devam etmiştir. İlk defa Nikolaus August Otto tarafından ortaya konulan içten yanmalı 4-zamanlı motorun efektif verimi %14 mertebelerindeydi. Otto'nun ortaya koyduğu motor günümüzdeki benzinli motorların temel çalışma prensibini oluşturmaktadır[1]. Motorun ortaya çıktığı ilk yıllarda motorun efektif verimi %20-%25 aralığına kadar yükseltilmiştir. Günümüze kadar sürdürülen araştırma geliştirme çalışmaları ile de içten yanmalı benzinli bir motor için efektif verim değeri %35-37 mertebelerine erişmiştir. Otto'nun ortaya koyduğu 4 zamanlı motorda; piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareket ederken silindir içine emilen hava yakıt karışımı(1. Strok), pistonun üst ölü noktaya doğru tekrar harekete geçmesi ile sıkıştırılır (2.Strok), silindir içinde sıkıştırma sonunda yükselen basınç bir elektriksel kıvılcımla tutuşturularak silindir içindeki dolgunun yanma işlemi gerçekleştirilir. Oluşan yanma enerjisi pistonu tekrar alt ölü noktaya doğru iter(3. Strok). Daha sonra piston alt ölü noktadan tekrar üst ölü noktaya doğru yönelirken silindir içinde yanmış olan gazların dışarı atılması gerçekleşir(4. Strok). Böylelikle Otto'nun ortaya koyduğu ve günümüz benzinli motorlarında kullanılan çevrim tamamlanmış olur.

İçten yanmalı motorlar için bir diğer önemli icat ise 1892 yılında Rudolf Diesel tarafından yapılmıştır. Rudolf Diesel'in icat ettiği motorun termal verimi %26'ıdır. Günümüzde dizel çevrimi olarak adlandırılan ve otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılan bir diğer içten yanmalı motor tipi böylelikle ortaya çıkmıştır. Günümüze kadar dizel motorların üzerinde yapılan araştırma geliştirme faaliyetleriyle de dizel motorunun efektif verimi %45 mertebelerine erişmiştir. Diesel ortaya koyduğu çevrimde Otto çevriminden farklı olarak emme zamanında silindir içine taze hava alınmakta, sıkıştırma zamanı sonunda da artan silindir içi basınçla birlikte silindir içine yakıt püskürtülmektedir. Yakıtın ateşlenmesi içinde bir elektriksel kıvılcım yerine karışımın kendi kendine tutuşması sağlanmıştır.

İçten yanmalı motorların üzerinde gerçekleştirilen bu araştırma geliştirme faaliyetleriyle, içten yanmalı motorlar özellikle günümüz taşıtlarında kullanımını çok yaygınlaştırmıştır. Otomotiv teknoloji platformu stratejik araştırma planı (sap) raporuna (2011) göre dünyada genel olarak tüketilen enerjinin yaklaşık %20-25 kadarı (bu oran ülkemizde, 2007 yılı itibarıyla %18'dir), ve toplam petrol tüketiminin ise %50'si deniz, hava ve kara taşımacılığında gerçekleşmektedir. Kara taşıtlarının petrol türevi yakıt tüketimindeki payı gelişmiş ülkelerde %50 civarındadır, ülkemizde ise %84'e varmaktadır[2]. Son yıllarda dünya petrol rezervlerinin durumu göz önüne alındığında, artan petrol ihtiyacının mevcut rezervler kullanılarak önümüzde yıllarda karşılanamayacağı ortaya çıkmıştır. Bu nedenle yeni petrol rezervleri bulunması, alternatif enerji kaynaklarının otomotiv sektöründe kullanılması ve içten yanmalı motorların veriminin arttırılması üzerine çalışmalar yoğunlaştırılmıştır.

Fosil yakıt kullanımı kaynaklı olarak, özellikle 20.yy ikinci yarısından itibaren ortaya konulan küresel ısınma ve çevre kirliliği problemlerinin otomotiv sektörü üzerine etkileri, emisyon sınırlamalarının ortaya çıkmasına neden olmuş ve bu emisyon sınırlandırmaları içten yanmalı motorların gelişimindeki en önemli parametrelerden bir diğeri haline gelmiştir. Otomotiv teknoloji platformu stratejik araştırma planı (sap) raporuna (2011) göre taşıtlar tarafından üretilen ve çevre kirliliğine neden olan gürültünün ve egzoz gazlarındaki zehirli bileşenlerin (özellikle CO, HC, NO_x ve partikül) toplam kirlilikteki payı şehirlerde %60'a ulaşmaktadır. Ülkemizde karbondioksitin ise %15'inin karayolu taşıtları tarafından üretildiği söylenebilir[2]. Küresel ısınmanın en önemli sebeplerinden biri olan CO₂ gazının salınımının azaltılması ve dolayısıyla yakıt tüketiminin azaltılması ve motorların veriminin arttırılması daha öncede belirtildiği üzere en önemli gelişme konuları haline gelmiştir. Benzer şekilde yine otomotiv teknoloji platformu stratejik araştırma planı (sap) raporu (2011) AB'nde 443/2009 sayılı AB direktifi ile 2012 yılında pazara giren otomobillerde CO₂ emisyonlarına bir yıl içinde satılan markanın filo ortalaması olarak, 120 gram CO₂/km sınırı getirilmiştir. Ayrıca 2020 yılında 95 gram CO₂/km olarak hedef belirlenmiştir. Yeni araçlarla, mevcut parkın düşük CO₂ emisyon yayan araçlara dönüştürülmesi hedeflenmektedir. AB'de N1 (Azami kütlesi 3.5 tonu aşmayan, motorlu yük taşıma araçlar) kategorisi için CO₂ limiti EU/510/2011 Regülasyonu ile 31.05.2011 tarihli AB Resmi gazetesinde

yayınlanmıştır. Buna göre 2014 yılından itibaren kademeli olarak başlayarak CO₂ limiti 175 gram/km'ye düşecektir. Kademeli geçiş ile tam uyum 2017 yılında sağlanacaktır. 2020 yılı için ise CO₂ limiti 147gram/km olarak belirlenmiştir [2].

Yukarıda belirtildiği gibi gerek alternatif enerji kaynakları üzerine yapılan araştırmalar gerekse de emisyon sınırlamalarından dolayı, günümüz taşıt ve motor üreticileri sorunsuz olarak kullanılabilinecek bir alternatif enerji kaynağı ortaya çıkana kadar, emisyon sınırlarını saylayan dolayısıyla daha iyi yakıt ekonomisine sahip motorlar ortaya koymayı temel olarak almışlardır.

1.1 Tezin Amacı

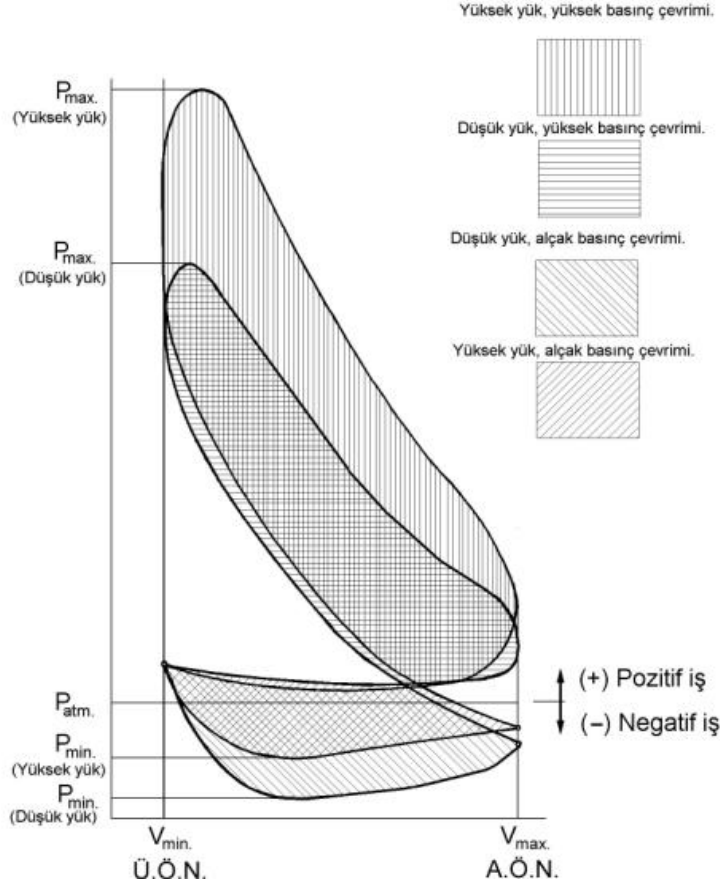
Bu tez kapsamında benzinli motorlar inceleneceğinden dolayı benzinli motorlara özel bir parantez açacak olursak; yukarıda belirtildiği gibi benzinli motorların tam yük bölgesinde efektif verimi %35 mertebelerine kadar ulaşmıştır. Ancak benzin motoru özellikle ömrünün büyük bir kısmını geçirdiği düşük yük bölgesinde çalıştığında verim %10-15'lere kadar düşmektedir. Bunun temel nedeni, benzinli motorlarda yük kontrolünün gaz kelebeği ile yapılıyor olmasıdır. Motordan ihtiyaç duyulan güç azaldığında motora giren hava miktarının da azaltılması gerektiğinden dolayı gaz kelebeği kısılmaktadır. Bu kısılma sonucunda da pompalama kayıpları artmakta ve logaritmik basınç hacim eğrisinin altında kalan negatif alan artmaktadır. Bu da benzinli motorun verimin düşmesine neden olmaktadır. Bu tez kapsamında, benzinli motorların kısmi yük bölgesinde verimini arttırmak amacıyla ortaya konulan iki farklı yöntem bir benzetim programı yardımıyla modellenmesini amaçlanmıştır ve bu modellerdeki özgül yakıt tüketimindeki değişimler incelenmiştir. Bu yöntemler biri, değişken strok hacmi yöntemidir. Bu yöntemde temel olarak motorun istenen yük azaldığında çalışan silindir sayısının azaltılması ile aynı gücü elde edebilmek için gaz kelebeği açıklığını arttırmak dolayısıyla efektif verimi arttırmak amaçlanmıştır. Bir diğer yöntem ise İ.T.Ü. Makine 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) normal çevrim koşullarına göre, arttırarak toplam efektif verimi yükseltmektir (Kutlar, 1999).

2. DÖRT ZAMANLI BENZİNLİ MOTORLARDA KİSMİ YÜK KOŞULLARINDA VERİM

Nicolaus Otto'nun geliştirdiği kıvılcım ateşlemeli motorun efektif verimi tam yük koşullarında %35-37 mertebelerine ulaşmıştır. Bu artışta büyük ölçüde motorda gerçekleştirilen yapısal değişiklikler ve yeni geliştirilen malzeme teknolojileri etkilidir. Bu noktadan sonra, yakıtın ısı değeri ve alev hızı gibi spesifik konularda önemli bir gelişme kaydedilmediği sürece en yüksek efektif verimde hızlı bir yükselme beklenmemektedir [3]. Ancak bu durum tam yük koşulu için geçerlidir. Benzinli motorların temel sorunu kısmi yük bölgesindeki verim kaybıdır. Bu nedenle benzinli motorlarda kısmi yükte verim artışı sağlayan teknolojiler üzerinde çalışmalar devam etmektedir. Benzinli motorun kısmi yük bölgesinde verim kaybına uğramasının temel nedeni yük kontrolünün gaz keleşi ile yapılmasıdır.

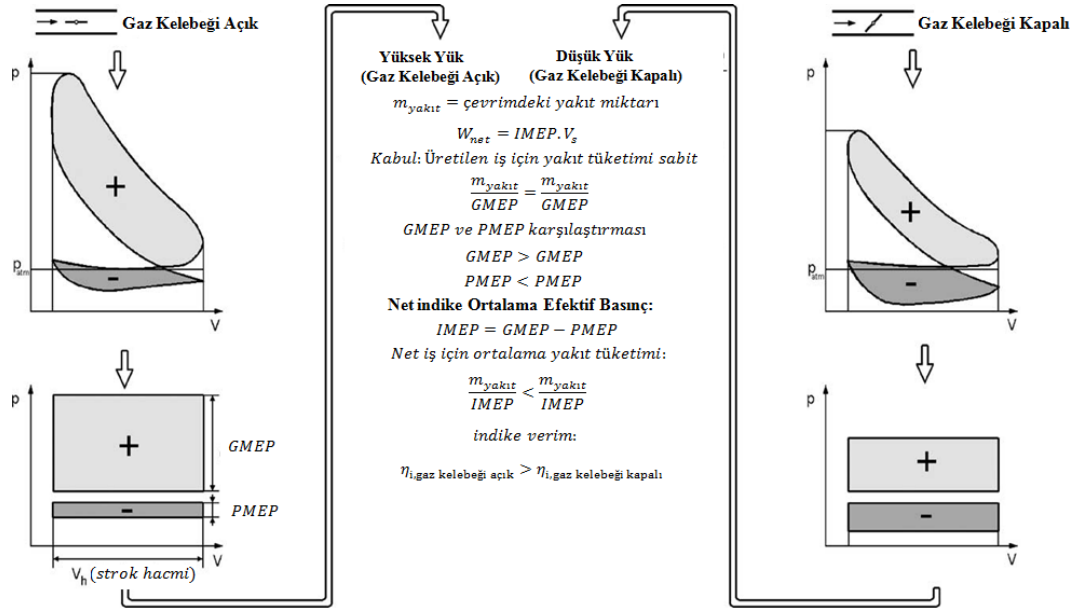
Günümüzde taşıtların büyük bir kısmı ömrünün büyük bir bölümünü şehir içi trafiğinde geçirmektedir. Buda motordan ihtiyaç duyulan gücün az olmasına yani motorun kısmi yük koşullarında çalışmasına neden olmaktadır. Motordan ihtiyaç gücün azalması durumunda benzinli motorlarda silindir içine alınan dolgunun azaltılması gerekmektedir. Dolgunun azaltılması işlemi de gaz keleşinin kısılması ile sağlanmaktadır. Gaz keleşinin kısılması ile emme manifoldundaki basınç azalmakta buda silindir içine alınan dolgunun sıkıştırma sonundaki basıncının düşmesine neden olmaktadır. Sıkıştırma sonu basıncın düşmesi benzer şekilde yanma sonu basıncının düşmesine neden olacaktır. Silindir içine alınan dolgu miktarının azalması ile silindir içindeki yanma sonu basınçlarının düşmesi zaten beklenen bir durumdur, ancak sıkıştırma sonu basınçlarının da düşmesi bu düşüşün miktarını arttırmaktadır. Sonuç olarak şekil 2.1 de görülen logaritmik basınç hacim eğrisinde yüksek basınç çevrimi alanının azalan hava yani yakıt miktarıyla düşmesine ek olarak gaz keleşi kısılmalarından dolayı daha da azalmasına neden olmuştur. Benzer şekilde alçak basınç çevriminin de alanını arttırarak ortaya çıkan negatif işi arttırmıştır. Bilindiği üzere motorlarda yapılan işi temsil eden döndürme momenti motor hacmine bağlı olduğundan, bu değeri motorun hacminden bağımsız hale getirmek adına ortalama efektif (sürtünme dahil) veya indike (sürtünme hariç) basınç

terimlerinden faydalanılır. Motorun yaptığı pozitif iş alanı için bir başka deyişle yüksek basınç çevrimi için gros ortalama efektif basınç kavramı kullanılırken, alçak basınç çevrimi için pompalama efektif basınç kavramı kullanılmaktadır. Bu yüksek ve alçak basınç çevrimlerinden ortaya çıkan net basınç için ise indike ortalama efektif basınç kavramı kullanılmaktadır.



Şekil 2.1 : Otto motorunun yüksek ve düşük yüklerdeki p-V diyagramları [4].

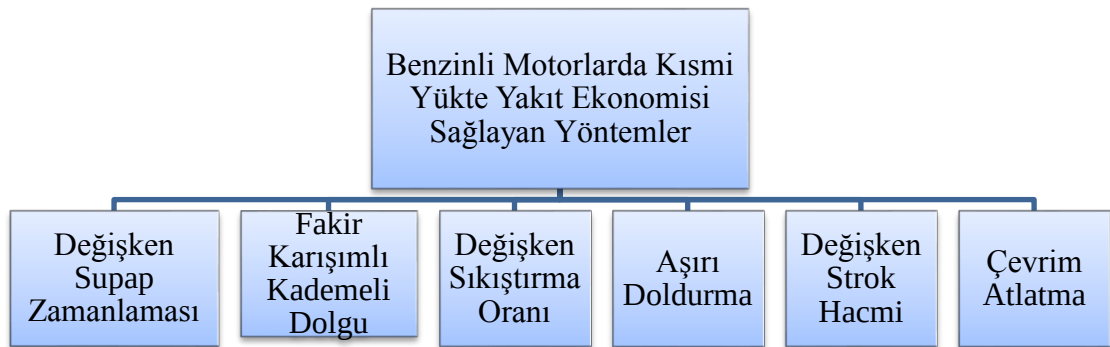
Motorun kısmi yük bölgesinde çalıştığı durumlarda gaz keleşinin kısılması azalan hava yakıt miktarının etkilerinin dışında motora ait gros ortalama efektif basıncını da azaltırken, pompalama ortalama efektif basıncın artmasına dolayısıyla da net ortalama indike basıncın beklenenden daha az olmasına neden olmaktadır. Tam yük ve kısmi yük bölgesinde motorun p-V diagramı ve ortalama efektif basınçların değişimi şekil 2.2’de görülmektedir. Şekil 2.2’de tam yük bölgesindeki gros ortalama efektif basıncı kısmi yük bölgesine göre yüksek kalmakta, aynı zamanda da tam yük bölgesindeki pompalama kayıpları kısmi yük bölgesindeki değerlere göre daha az olmaktadır. Bu durumda motora ait indike verim karşılaştırmasında motorun tam yük bölgesinde daha yüksek bir verime sahip olduğu ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2.2 : Tam ve kısmi yükte indike verim değişimi[4].

2.1 Benzinli Motorlarda Kısmi Yük Bölgesinde Yakıt Tüketimini Azaltmaya Yönelik Yapılan Çalışmalar

Bu bölümde benzinli motorlarda kısmi yük bölgesinde yakıt tüketimini iyileştirmeye yönelik yapılan çalışmalar ve geliştirilen yöntemler incelenmiştir. Ayrıca bu tezin temelini oluşturan teknolojiler hakkında da detaylı incelemeler yapılmıştır. Benzinli motorlarda kısmi yükte yakıt ekonomisi sağlayan ve aşağıdaki şekil 2.3’de görüldüğü şekildedir.



Şekil 2.3 : Benzinli motorlarda kısmi yükte yakıt ekonomisi sağlayan yöntemler.

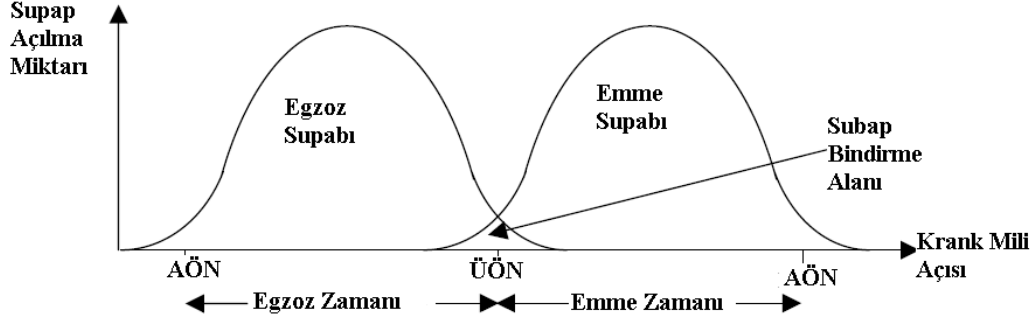
2.1.1 Değişken supap zamanlaması

Konvansiyonel benzinli motorlarda emme ve egzoz supapları yardımıyla silindir içine dolgu girişi sağlanmakta ve silindir içinde yanma sonrasında da oluşan yanmış gazın egzoz boruları yardımıyla dışarı atılması sağlanmaktadır. Konvansiyonel benzinli motorlarda bu emme ve egzoz supaplarının açılma ve kapanma zamanları belirli bir yük ve devir koşullarında en iyi performansı verecek şekilde seçilir. Ancak motorun çok geniş ve yük aralığında çalıştığı düşünülürse seçilen zamanlamalar bütün çalışma aralığında iyi sonuç vermez. Bu nedenle motorlarda emme ve egzoz supaplarının farklı devir bölgelerinde farklı açılma kapanma zamanlaması sahip olması ve supap maksimum açılma miktarının farklı olması fikri ortaya atılmış ve özellikle 90'lı yolların başlarında pek çok değişken supap zamanlamasına sahip motor geliştirilmiş ve yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Değişken supap zamanlaması teknolojisi ile supapların açılma ve kapanma zamanları dolayısıyla açık kalma süreleri ve supapların açılma miktarı da kontrol edilebilmiştir.

Değişken supap zamanlamalı motorlardan olan ve Honda'nın 1983 yılında geliştirdiği VTEC teknolojisi, günümüzde bazı otomobil firmaları tarafından başka isimlerle yaygın olarak kullanılmaktadır (Toyota VVT-i, BMW Vanos, Rover VVC, Mitsubishi MIVEC, Porsche VarioCam Plus, Nissan VVL...)[3]. Son yıllarda Fiat tarafından ortaya konulan ve Fiat'ın ürettiği benzinli motorlarda yaygın olarak kullanılan Multiair teknolojisi de benzer prensibe sahiptir. Benzer prensiplere göre çalışan bu sistemlerde yukarıda da değinildiği üzere iki tip mekanizma ön plana çıkmaktadır:

- Kam mili açısal konumunu değiştiren mekanizmalar (Supap zamanlaması)
- Kam profili yüksekliğini değiştiren mekanizmalar (Supap zamanlaması, açık kalma süresi ve Supap açılma miktarı) [4]

Temel olarak emme ve egzoz supaplarının çalışmasını inceleyecek olursak: supap hareketi bir kam mili yardımıyla sağlanır. Kam mili de tahrikini krank milinden alır. Kam mili krank milinin yarısı hızıyla hareket eder. Motorun 4 zamanı boyunca krank mili iki kere döner, buna karşılık kam mili ise bir defa döner ve her bir supap için tek bir çevrim sağlanmış olur.



Şekil 2.4 : 4 zamanlı motorlarda supap zamanlaması.

Şekil 2.4’de görüldüğü üzere 4 zamanlı motorlardaki ilk zaman olan emme zamanında silindir içine taze dolgu girişi emme supabı yardımıyla yapılmaktadır. 4 zamanlı motorlardaki son çevrim zamanı olan egzoz zamanında da yanmış gazlarının silindir içinden atılması egzoz supabı ile sağlanır. Bu emme ve egzoz supaplarının açılma ve kapanma zamanlamasının motor performansı üzerine olan etkisini daha net anlamak adına, bu çevrimlerde her bir olay tek tek incelenecektir.

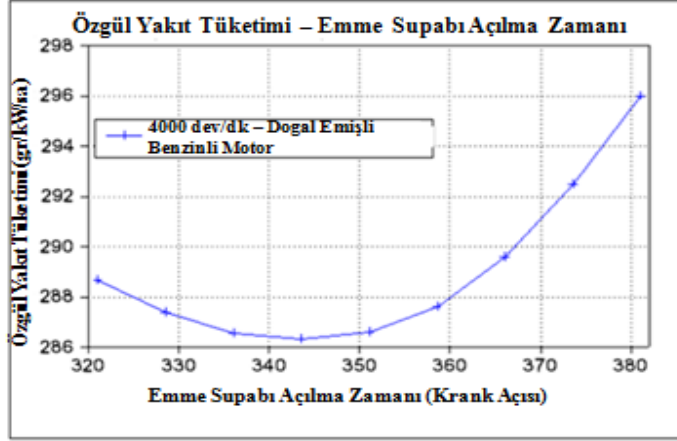
2.1.1.1 Emme supabı açılması

Konvansiyonel port enjeksiyonlu benzinli motorlarda emme supabının açılmasıyla supap girişinde bekleyen hava yakıt karışımı silindir içine alınır. Şekil 2.4’den görüldüğü üzere emme supabının açılma zamanı supap bindirmesini etkileyen bir parametredir.

Supap bindirmesi emme ve egzoz supaplarının aynı anda açık kalması ve emme manifoldundan gelen gazlar ile egzoz manifoldunda ki gazların etkileşim içinde olduğu durum olarak tanımlanır. İdeal koşullarda emme manifoldundan gelen taze dolgunun silindir içindeki egzoz gazlarını, taze dolgu dışarı çıkmayacak şekilde sirküle etmesi gerekmektedir. Sabit olarak verilen supap bindirmesi sadece motorun belirli bir çalışma koşulları için uygun değeri ortaya koymaktadır. Bu nedenle motordan daha geniş bir aralıkta daha iyi bir performans alabilmek içinde bu değer motor hızına bağlı olarak değiştirilmelidir.

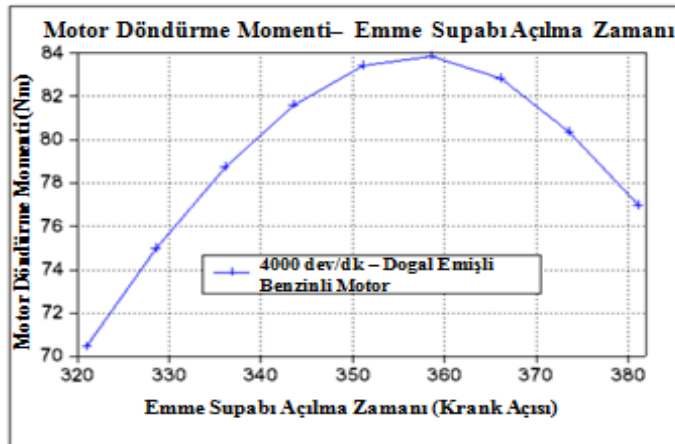
Emme supabının piston üst ölü noktaya gelmeden önce açılması egzoz gazlarının egzoz manifoldu yerine emme manifolduna yönelmesine neden olabilir ve buda silindir içine yanmış gazların alınmasına (iç egzoz gazı geri dönüşümü) neden olur. Silindir içinde yanmış gazların bulunması bir başka deyişle silindir içindeki gazların oksijen konsantrasyonunun azalması, tam yük koşullarında motorun performansı

etkileyecektir ve yakıt tüketiminin artmasına neden olacaktır. Şekil 2.5’de 4000 dev/dk motor hızında emme supabı açılma zamanının özgül yakıt tüketimine olan etkisi görülmektedir. Bir diğer taraftan silindir içinde egzoz gazlarının yer alması kısmi yük koşullarında verim ve emisyon açısından da bir fayda sağlayabilmektedir.



Şekil 2.5 : Emme supabı açılma zamanının özgül yakıt tüketimine olan etkisi.

Emme supabının geç açılması (piston üst ölü noktayı geçtikten sonra) durumunda silindir içine taze dolgunun girişi engellenmiş olacaktır. Piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareket ederken silindir içindeki gaz basıncı düşecektir. Ayrıca bu süreç sırasında emme supabı açık ise de basınç farkından dolayı egzoz manifoldundaki bir miktar gaz tekrar silindir içine doğru yönelecektir. Buda emme manifoldunun erken açılması için sıralanan problemlerin ortaya çıkmasına neden olacaktır. Şekil 2.6’da görüldüğü üzere optimum noktadan daha önce ve daha sonra emme supabının açılması performans kaybına neden olmaktadır.



Şekil 2.6 : Emme supabı açılma zamanının döndürme momentine etkisi.

Konvensiyonel doğal emişli port enjeksiyonlu benzinli motorlarda emme supabı piston üst ölü noktaya gelmeden 20-40 krank mili açısı kadar önce açılmaktadır.

2.1.1.2 Emme Supabı Kapanması

Silindir içine alınan dolgu miktarı büyük ölçüde emme supabı kapanma zamanına bağlıdır. Dolayısıyla motorun volumetrik verimi emme supabının kapanma zamanına bağlıdır. Emme supabı zamanlaması silindir içinde en fazla dolguyu tutacak şekilde ayarlanmalıdır. Emme sistemindeki basınç dalgaları da bu zamanla belirlenirken göz önünde bulundurulmalıdır. Emme sistemindeki basınç dalgaları silindir içine alınan dolgu miktarını önemli ölçüde etkilemektedir. Bu basınç dalgalarını yakalamak adına özellikle piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareket ederken emme supabı kapanmaktadır. Ayrıca emme sistemindeki bu basınç dalgaları motor hızına bağlı olarak da değişmektedir. Buda farklı motor hızları için farklı zamanlamanın motor performansı açısından önemini ortaya koymaktadır.

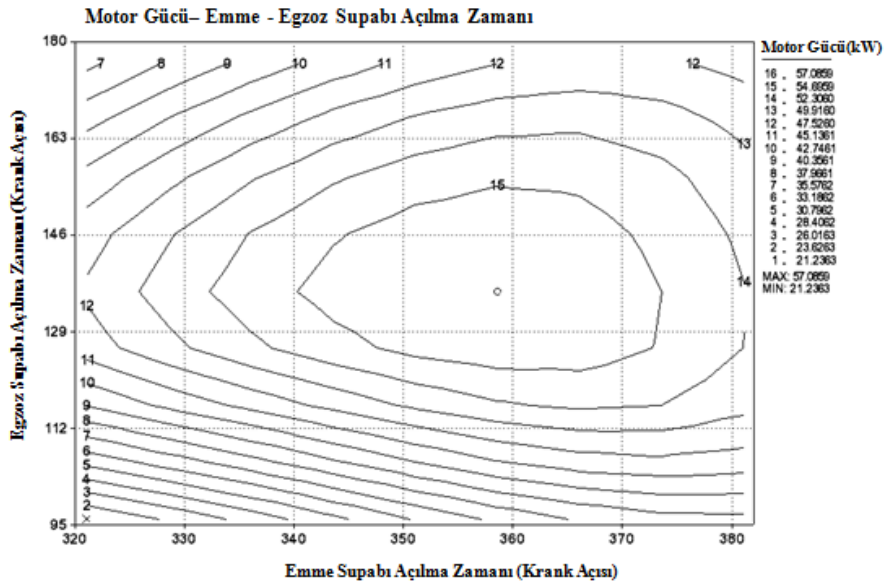
Emme supabının en uygun noktanın öncesinde veya sonrasında kapanması, silindir içine alınan dolgu miktarını etkileyeceğinden motorun tam yük döndürme momenti ve güç egrisini etkileyecektir. Emme supabının erken kapanması silindir içine alınabilecek olan taze dolgudan daha azının silindir içine alınmasına neden olurken, geç kapanması da yani piston üst ölü noktaya doğru hareket ederken kapanması da, artan gaz basıncı dolayısıyla basınç farkından dolayı silindir içindeki dolgunun emme manifolduna doğru yönelmesine ve de geri akış oluşmasına neden olacaktır. Ancak kısmi yük bölgesinde zaten motordan ihtiyaç duyulan gücün az olmasından dolayı bu kayıp pompalama kayıplarının azalmasına neden olabilir ve verimin artması da sağlanabilir.

Konvensiyonel doğal emişli port enjeksiyonlu benzinli motorlarda emme supabı piston alt ölü noktayı 20-40 krank mili açısı kadar geçtikten sonra kapanmaktadır.

2.1.1.3 Egzoz supabı açılması

Egzoz supabının açılmasıyla yanma sonunda oluşan silindir içindeki yüksek basınçtaki egzoz gazları silindirin dışına doğru gitmeye çalışır. Yanma sonunda oluşan enerjiden en yüksek oranda faydalanmak adına piston alt ölü noktaya gelmeden egzoz supabı açılmamalıdır. Bu durumda egzoz manifoldundaki gaz basıncı yüksek olacaktır. Ancak bir diğer taraftan da piston alt ölü noktadan üst ölü

noktaya doğru giderken egzoz manifoldundaki basıncın yani egzoz geri basıncının mümkün olduğunca az olması motor performansı açısından önemlidir. Egzoz geri basıncı tam yük koşullarında doğal emişli motorlarda volumetrik verimi ve motorun tork ergisi üzerine önemli ölçüde etki etmektedir. Yüksek egzoz geri basıncı motorun pompalama kayıplarının artmasına dolayısıyla verimin azalmasına neden olmaktadır. Yukarıda bahsedilen iki durum için egzoz supabı açılma zamanı özellikle tam yük koşulları için optimize edilmelidir. Kısmi yük durumunda silindir içindeki basıncın egzoz manifoldundaki basınç mertebelerine yakın olmasından dolayı egzoz supabı açılma zamanı alt ölü noktaya yaklaştırmalıdır. Ancak unutulmamalıdır ki tam yük bu durum tersine bir hal almaktadır. Şekil 2.7’de emme ve egzoz supabı açılma zamanının değişiminin motor gücüne olan etkisi görülebilmektedir.



Şekil 2.7 : Emme-egzoz supabı açılma zamanının güce olan etkisi.

Konvansiyonel doğal emişli port enjeksiyonlu benzinli motorlarda egzoz supabı piston alt ölü noktaya ulaşmadan 20-40 krank mili açısı kadar önce açılmaktadır.

2.1.1.4 Egzoz supabı kapanması

Egzoz supabı kapanma zamanı daha önce emme supabı kapanma zamanında belirtildiği üzere emme zamanı sonunda silindir içine alınan egzoz gazlarının miktarını önemli ölçüde etkilemektedir. Tam yük koşullarında daha iyi yanma için silindir içinde mümkün olduğunca taze dolgunun olması istenir bu da, egzoz supabı kapanma zamanının piston üst ölü noktada iken ya da üst ölü noktaya yaklaştığı anda

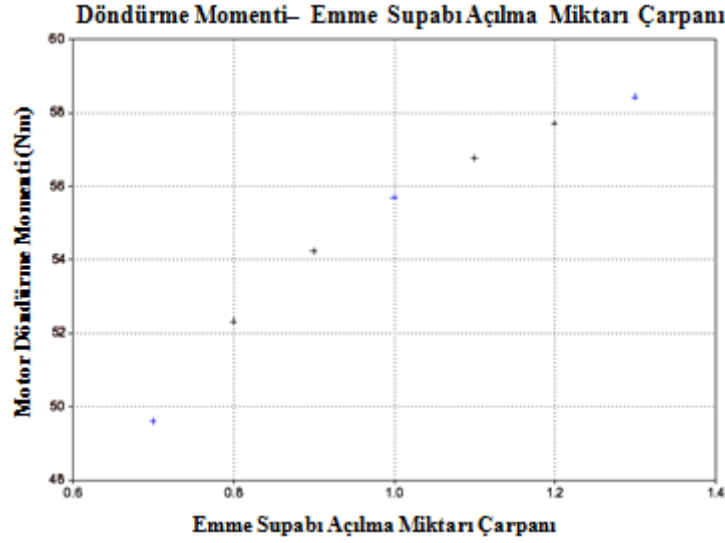
hemen olması anlamına gelmektedir. Kısmi yük durumunda silindir içindeki oksijen konsantrasyonunun egzoz gazı yardımıyla azaltılması, emisyon ve verim açısından daha iyi sonuçlar ortaya koyabilecektir. Ayrıca silindir içindeki egzoz gazı sebebiyle gaz keleşinin daha fazla kısılması ve dolayısıyla pompalama kayıplarının artmasının da önüne geçilmektedir. Bir diğere değinilmesi gereken önemli nokta ise silindir içindeki egzoz gazı miktarı içinde bir limit değeri mevcuttur. Artan egzoz gazı yanma hızının düşmesine ve dolayısıyla yanma stabilitesinin bozulmasına neden olabilecektir.

Konvansiyonel doğal emişli port enjeksiyonlu benzinli motorlarda egzoz supabı piston üst ölü noktayı 10-15 krank mili açısı geçtikten sonra kapanmaktadır.

2.1.1.5 Supap maksimum açılma miktarı

Supapların maksimum açılma miktarı motor performansı üzerindeki bir diğere önemli parametredir. Supap maksimum açılma miktarı silindir içine alınan taze dolgu miktarını ve aynı zamanda motordan egzoz gazlarının atılma kabiliyetini direk olarak etkilemektedir. Motorlarda meydana gelen kısılma kayıplarının büyük ölçüde supaplarda meydana gelmesi supap açılma miktarlarının önemini net olarak ortaya koymaktadır.

Maksimum supap açılma miktarının az olması tam yük bölgesinde silindir içine ve dışına olan akışı kısıtlayacak ve gaz değışim işleminin verimini düşürecektir. Buda motor performansını, motor gücünü, motor döndürme momentini ve özgül yakıt tüketimini özellikle yüksek motor hızı bölgesinde etkileyecektir. Ayrıca supap açılma miktarının az olması, supap çevresindeki akışkanın hızının artmasına neden olacak ve karışımın daha homojen bir hal almasını sağlayacaktır. Kısmi yük koşullarında düşük supap açılmasıyla meydana gelen kısılmalar, gaz keleşinden dolayı olan kısılmaları ve dolayısıyla emme zamanındaki pompalama kayıplarını azaltacaktır. Şekil 2.8’de emme supabı tarafındaki açılma miktarının 0,7 ile 1,3 aralığında katlarının alınmasının tam yük koşullarında motor döndürme momentine olan etkisi görülebilmektedir. Şekilden de görüleceğie üzere motorun emme supabı açılma miktarının azalması tam yükte motor döndürme momentinin azalmasına neden olacaktır. Bu çalışmada sabit yakıt kütleli debisi enjekte edilmiş ve analizler 4000 dev/dk’da gerçekleştirilmiştir.



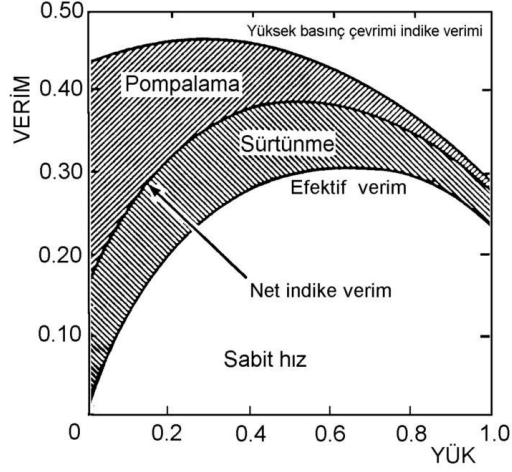
Şekil 2.8 : Emme supabı açılma miktarının döndürme momentine etkisi.

Bir diğer taraftan maksimum açılma miktarının fazla olması, tam yük koşullarında silindir içinde ki dolgu giriş ve çıkışını rahatlatacaktır. Ancak bu değer içinde bir optimum durum söz konusudur. Piston supap çarpışması supap açılmasını sınırlayan önemli bir etkindir.

Yukarıda açıklanan sebeplerden dolayı supap zamanlamalarının, açık kalma sürelerinin ve de maksimum açılma miktarının yük ve motor hızına bağlı olarak değiştirilerek benzinli motorlarda özellikle kısmi yük koşullarında verim artışı sağlanmıştır.

Benzinli motorlarda supaplara istenildiği gibi kumanda edilebilmesi, yük kontrolünü gaz kelebeği kullanmadan, emme supabının açık kalma süresini değiştirerek gerçekleştirme fikrini de beraberinde getirmektedir. Ancak böyle bir işlem için supap zamanlaması, supap açık kalma süresi ve supap açılma miktarı gibi supap mekanizmasına ait üç önemli parametreyi birbirinden bağımsız olarak kontrol edebilen sistemlere ihtiyaç duyulmaktadır [3].

Teorik çevrim analizi ile yapılan karşılaştırmalı hesaplarda, kısılmalı durumla yüksek basınç çevrimleri aynı olmak üzere, kısılmaz durumda pompalama kayıplarından sağlanan kazançla %20'ye varan yakıt tasarrufu sağlamak mümkün gözükmemektedir (Şekil 2.9) [4].

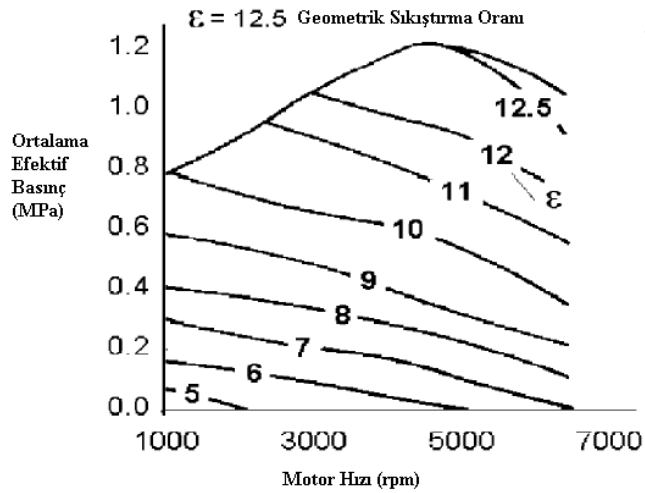


Şekil 2.9 : Kısılmaz emme ile verimde sağlanabilecek artış potansiyeli [4].

Günümüzde emme ve egzoz supaplarının açılma kapanma zamanlamaları, açık kalma süreleri ve açılma miktarlarını kontrol eden sistemler otomotiv üreticileri tarafından yaygın olarak kullanılmaktadır.

2.1.2 Değişken sıkıştırma oranlı motorlar

Benzinli motorların kısmi yük koşullarında verimi arttırmak için önerilen bir diğer yöntem değişken sıkıştırma oranıdır. Benzinli motorlarda efektif sıkıştırma oranının motorun yüküne ve hızına bağlı olarak değişimi Şekil 2.10'da mevcuttur. Burandan da anlaşılacağı üzere kısmi yük koşullarında motorun efektif sıkıştırma oranını arttırarak, artan ortalama efektif basınç ile, termal verimin artması sağlanabilmektedir.



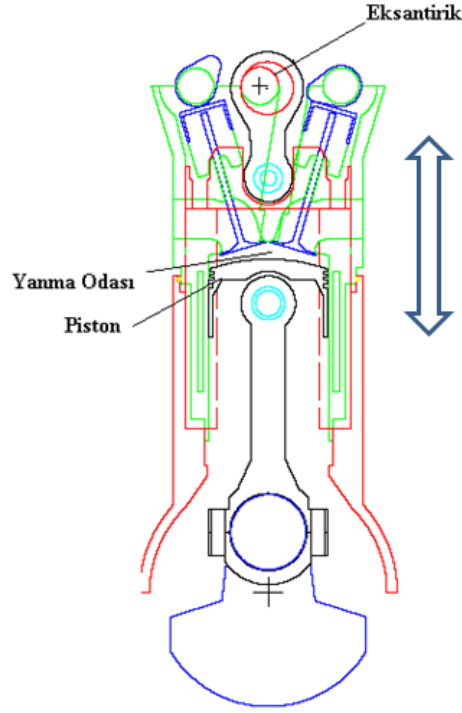
Şekil 2.10 : Motor yüküne bağlı efektif sıkıştırma oranı değişimi [4].

Bilindiği üzere ideal Otto çevriminin verimi sıkıştırma oranına bağlıdır ve sıkıştırma oranı arttıkça motorun verimi de artar. Ancak sıkıştırma oranını arttırmak tam yük koşullarında benzinli motorlarda vuruntuya sebep olmaktadır. Vuruntu, yanma odasında yer alan gazın buji tarafından ilerleyen alev ile ateş almasının yerine kendi kendine tutuşmasıdır. Yakıtın kendi kendine tutuşması ile buji tarafından ilerleyen alev cephesi ile kendi kendine tutuşan bölge arasındaki yakıt hava karışımının yanmasından dolayı silindir içinde çok yüksek basınçlar görülmektedir. Benzinli motorlarda istenmeyen bir durumdur ve motorun ömrünü tamamlaması gibi ciddi sorunlara neden olmaktadır. Ancak kısmi yük koşullarında gaz keleşinin kısılmasından dolayı silindir içindeki basıncın düşmesi sıkıştırma sonu basınçlarını ve dolayısıyla yanma sonu basınçlarının da azalmasına neden olmaktadır. İşte bu sebeplerden dolayı kısmi yükte koşullarında motorun sıkıştırma oranının arttırılmasıyla verim kazancı elde etmek mümkündür. Daha verimli yanma ile egzoz gazı emisyonlarının da azalması mümkün olmaktadır. Ayrıca, kısmi yük koşullarında sıkıştırma oranının arttırılması yanma sonu basınçları arttırdığından dolayı piston-segman-silindir arası sürtünme de artmaktadır. Buna sürtünme kayıplarının artması mekanik verimin azalmasına neden olmaktadır. Sonuç olarak sıkıştırma oranın termal verimi arttırırken, mekanik verimin azalmasına neden olmaktadır.

Motorun sıkıştırma oranını değişken hale getirmek için ya sabit sıkıştırma oranlı motor üzerinde bir takım değişiklikler gerçekleştirilmekte ya da motor ilk baştan değişken sıkıştırma oranlı olarak tasarlanmaktadır. Motorun kısmi yük performansını arttırmak ve yakıt ekonomisi sağlamak amacıyla sıkıştırma oranının değişken hale dönüştürülmesi çeşitli şekillerde yapılmaktadır. Bunlar, yanma odası hacmini büyütüp küçülterek, biyel boyunu değiştirerek, piston yüksekliğini değiştirerek, krank mili ana ve biyel muylu çapını değiştirerek, silindir kapağını hareket ettirerek veya başka şekillerde olabilmektedir [7].

Değişken sıkıştırma oranlı motorlar genelde araştırma geliştirme çalışmalarında kullanılmış ve özellikle yakıtların oktan sayısının belirlenmesinde laboratuvarlarda kullanılmıştır. Kontrol algoritmasının karmaşıklığından dolayı günümüzde çok fazla üretilen araçlarda uygulaması yoktur. Bilinen bir uygulama, İsveç’li otomotiv üreticisi SAAB’ın geliştirdiği SVC motorudur. Bu motorda SAAB geliştirdiği bir teknoloji ile yanma odasının şeklinde (motor kafasını bir eksantrik mil yardımıyla yukarı aşağı yönlendirerek)değişiklikler gerçekleştirebilmektedir. SAAB’ın

kullandığı teknolojiyi temsil eden bir görüntü şekil 2.11’de mevcuttur. Ancak bu motor SAAB’ın General Motor’a satılmasıyla rafa kaldırılmıştır.



Şekil 2.11 : Motorun efektif sıkıştırma oranının değişimi [8].

2.1.3 Kademeli dolgu ve benzinli motorlarda direk püskürtme

Konvansiyonel benzinli motorlarında buji ile hava yakıt karışımı ateşlenmektedir. Hava-yakıt karışımı fakirleştirildiğinde (gaz kelebeği kapanmasıyla azalan dolgu miktarı ile), bu ateşleme sistemi yanma işlemi için gereken normal reaksiyon ortamını sağlayamamaktadır.

Gaz kelebeğin kısılmasıyla birlikte bir taraftan sıvı yakıtın buharlaşmasını kolaylaştırarak homojen dolgu oluşumu kolaylaşmakta, diğer taraftan ise volümetrik verim azalmakta ve bununla ters orantılı olarak değişen artık gaz miktarı da artmaktadır. Bu durumda düşük yüklere geçilmesiyle HFK’nın artırılması (fakirleştirilme) yerine, dizellerin aksine azaltılması (zenginleştirilmesi) zorunluluğu ortaya çıkmaktadır [9]. Konvansiyonel benzinli motorların kısmi yük bölgesinde fakir hava yakıt karışımı yukarıdaki sebeplerden dolayı kullanılamamasından ötürü, kademeli dolgulu motorlar gibi yeni yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntem ilk olarak 1918 yılında Harry Ricardo tarafından ortaya konulmuştur.

Kademeli dolgulu motorların temel prensibi kısmi yük koşullarında, silindir içinde fakir karışım yakılabilesidir ve böylelikle de motorun özgül yakıt tüketimi

düşürülmektedir. Bu fakir karışımın hazırlandığı yere göre de kademeli dolgulu motorlar ikiye ayrılmaktadırlar:

1) Karışımın silindir dışında hazırlandığı motorlar:

Bu tip motorlarda karışım ön yanma odalı dizel motorlar da olduğu gibi, bujinin de içinde bulunduğu bir kanalda zengin karışımın oluşturularak ön yanma odasında yanma işlemi gerçekleştirilmektedir. Ricardo'nun ilk geliştirdiği motorda bu prensiple çalışmaktadır.

2) Karışımın silindir içinde hazırlandığı motorlar:

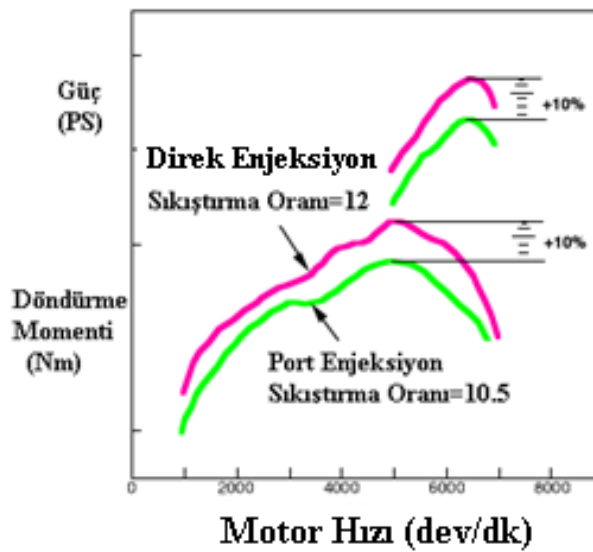
Bu tip motorlarda yakıt silindir içinde dizel motorlarda olduğu gibi püskürtülmektedir. Ancak dizel motorlarda olan kendi kendine tutuşma mekanizması yerine buji ateşleme elemanı olarak yine kullanılmaktadır. Yakıtın kolay ateşlenebilmesi için buji etrafında hava fazlalık katsayısı bir olan karışım genel olarak sağlanmaktadır. Buji çevresinde hava fazlalık katsayısı 1 veya zengin karışım sağlamak için çeşitli yönlendirme metotları kullanılır. Bunlar, silindir içindeki hava hareketleri yardımıyla püskürtülen yakıtı bujiye doğru yönlendiren sistemler, piston üst geometrisi yardımıyla püskürtülen yakıtı bujiye doğru yönlendiren sistemler ve enjektörler yardımıyla yakıtı doğrudan bujiye doğru yönlendiren sistemlerdir. Böylelikle silindir içinde bujiye yakın konumlarda zengin yada hava fazlalık katsayısı 1 olan karışım elde edilmekte ve yanma odasının diğer bölgesinde fakir karışım kullanılabilir. Bu sistemlerin uygulamaları görsel olarak şekil 2.12'de mevcuttur. Karışım silindir içine emme ve sıkıştırma zamanında istenilen performans stratejisine uygun olarak püskürtülebilmektedir.



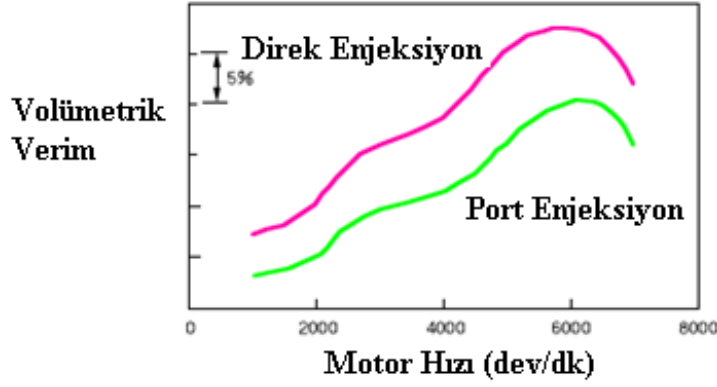
Şekil 2.12 : Kademeli dolgulu motorlarda spray kontrolü [10].

Katalitik konvertör teknolojisinin gereği olarak hava fazlalık katsayısı 1 koşullarında çalışmayı bir dönemde sağlayamayan direk enjeksiyonlu kademeli dolgulu benzinli motorların uygulama sayısı azalsa da günümüzde gelişen direk püskürme sistemleri ve egzoz sistemindeki dönüştürücü teknolojilerinin gelişmesinden ötürü yaygın olarak kullanılmaktadır. Yeni teknolojiler yakıt tüketimin azalmasından kaynaklanan karbondioksit emisyonlarındaki azalmanın yanısıra partikül emisyonlarının da azalmasına olanak sağlamaktadır. Örnek olarak Mitsubishi GDI ve Volkswagen'in FSI gibi benzinli motorlarında kademeli dolgulu direk enjeksiyon sistemi kullanılmakta ve bunlara ek olarak gaz keleşi kullanılmamaktadır. Bu tip teknolojiler ile %30'a varan verim artışları sağlanabilmektedir.

Bunlara ek olarak direk püskürtme sistemlerinin benzinli motorlarda kullanılması ile sıkıştırma oranının artırılması da sağlanmıştır. Emme zamanında yapılan püskürtme ve yakıtın buharlaşması ile silindirdeki dolgunun soğutulması motorun vurunu meylini azaltmaktadır. Böylece sıkıştırma oranının artması ve dolayısıyla da verimin artması mümkün olmaktadır. Bir diğerk direk püskürtmenin ortaya koyduğu avantaj motorun volümetrik verimindeki artıştır. Silindir içindeki dolgunun soğuması silindir içine daha fazla hava alınabilmesini mümkün kılmaktadır. Buda şekil 2.13 ve 2.14'den görüldüğü üzere motorun güç, döndürme momenti ve volümetrik verim gibi çıktılarını özellikle tam yük koşullarında konvansiyonel benzinli motorlara oranla arttırmaktadır.



Şekil 2.13 : Enjeksiyon sistemlerine göre güç-döndürme momenti [11].

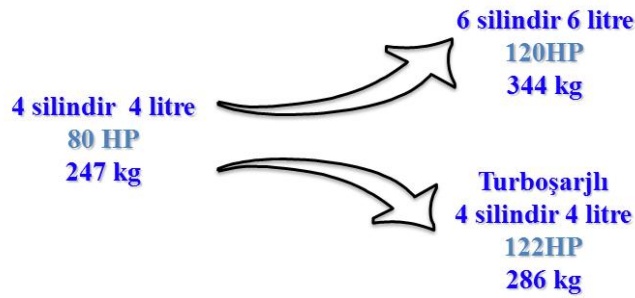


Şekil 2.14 : Enjeksiyon sistemlerine göre volümetrik verim değişimi [11].

2.1.4 Turbo şarjlı benzinli motorlar

Yanma sonucunda oluşan egzoz gazlarının enerjisinden faydalanma fikri otomotiv endüstrisinde her zaman önemli bir alan olarak görülmektedir.

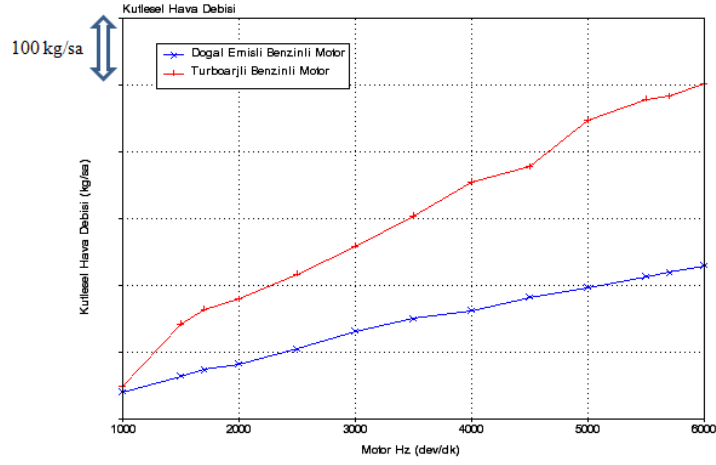
Motorların güç çıktısı silindir içine aldıkları hava miktarı ile orantılıdır. Dolayısıyla daha fazla güç istenildiğinde daha büyük bir silindir hacmine sahip motor oluşturulması gerekliydi. Ancak turboşarj teknolojisi ile küçük silindir hacmine sahip motorlara silindir içine daha yüksek basınç ve yoğunluktaki gaz gönderilmesiyle bu motorların büyük motorların verdiği güç değerlerine ulaşması mümkün olmaktadır. Şekil 2.15’de daha yüksek güç elde etmek için silindir hacminin artırılması ve turbo şarj sistemin motora bütünleşmiş olmasının motorun ağırlığına ve gücüne olan etkisi görülmektedir.



Şekil 2.15 : Motor gücü arttırmada turbo şarjın önemi.

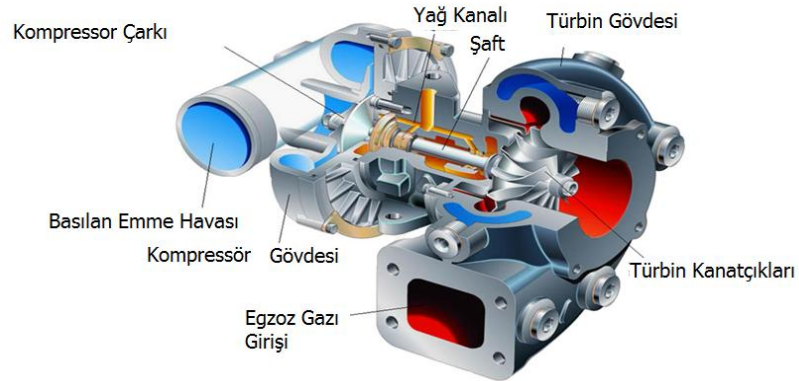
Motorun hava emiş sisteminden gelen ve silindirlere giren hava miktarının egzoz gazlarının enerjisinden faydalanan bir sistem ile arttırılmasına egzoz türbini ile aşırı

doldurma denir. Şekil 2.16’da doğal emişli ve aşırı doldurmalı bir motora alınan kütleli hava debisinin değişimi görülmektedir.



Şekil 2.16 : Doğal emişli ve turbo şarjlı motorlarda kütleli hava debisi.

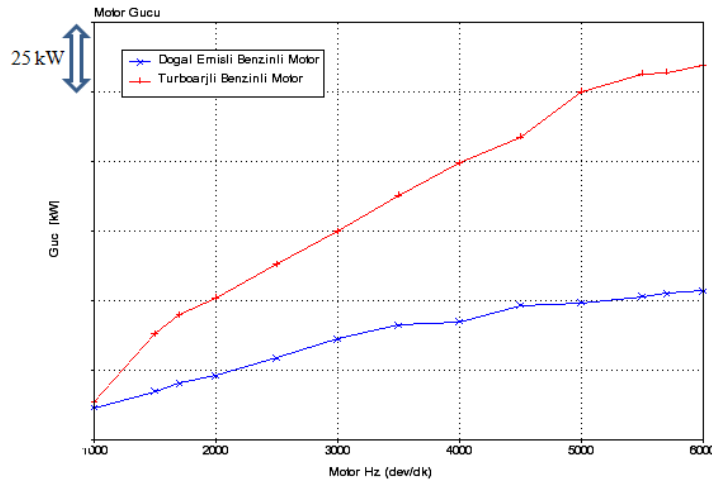
Temelde silindir içine emilen havanın yoğunluğunun artırılması prensibine dayanır. Bu işlem için bir türbin, kompresör ve şaft sistemi kullanılır. Şekil 2.17’de turboşarj sisteminin elemanları görülmektedir.



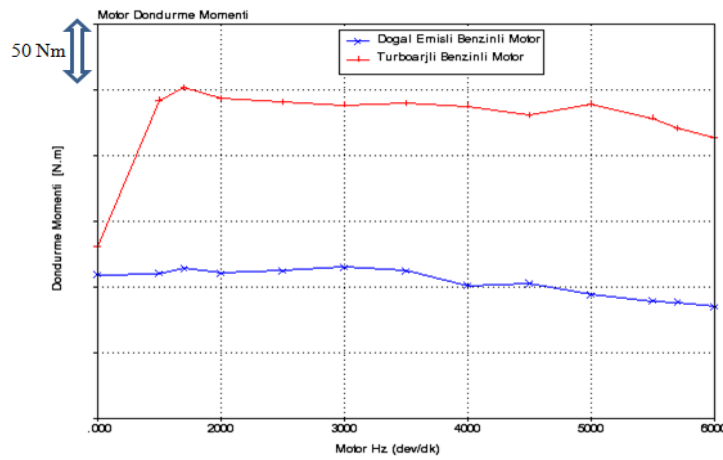
Şekil 2.17 : Turbo şarj sistemi elemanları.

Yanma sonucu oluşan sıcak ve yüksek basınçtaki egzoz gazları, egzoz supabının açılması ile egzoz manifolduna doğru hareket ederler. Egzoz gazları, merkeze doğru daralan bir kesitten geçerek hızları artırılır. Artan bu hızla egzoz gazları türbin çarklarını döndürürler. Türbinler egzoz gazının enerjisinden en yüksek oranda faydalanabilmek için genelde iki hacimli olarak üretilirler. Bu sayede manifoldun iki tarafından gelen egzoz gazlarının enerjisinin tek ve büyük bir hacim içerisinde sönmelenmesinin de önüne geçilmiş olunur. Türbin çarkları kompresör çarkları ile

aynı şaft üzerinde yer alırlar. Türbin çarklarının dönmesi aradaki şaftı döndürür ve dolayısıyla şaftın diğer ucunda yer alan kompresör döner. Kompresör çarklarının dönmesiyle dış ortamdan kompresöre doğru bir vakumda yaratılmış olur. Kompresör çarklarının yapısı sayesinde dışarıdan alınan hava daha yüksek basınç ve sıcaklık değerlerine ulaşır. Bu artan gaz sıcaklığı hava emiş sisteminde kompresör ile emme manifoldu arasına yerleştirilen bir ısı değiştiricisi ile soğutulur. Soğuyan gazın yoğunluğu daha da artar. Daha sonrasında silindir içine alınan bu hava debisi, konvansiyonel doğal emişli motorlara göre daha fazladır ve dolayısıyla motordan alınan güç ve döndürme momentide konvansiyonel doğal emişli motorlara oranla daha fazladır. Şekil 2.18’de turbo şarjlı ve doğal emişli benzinli motorların tam yük güç egrileri karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

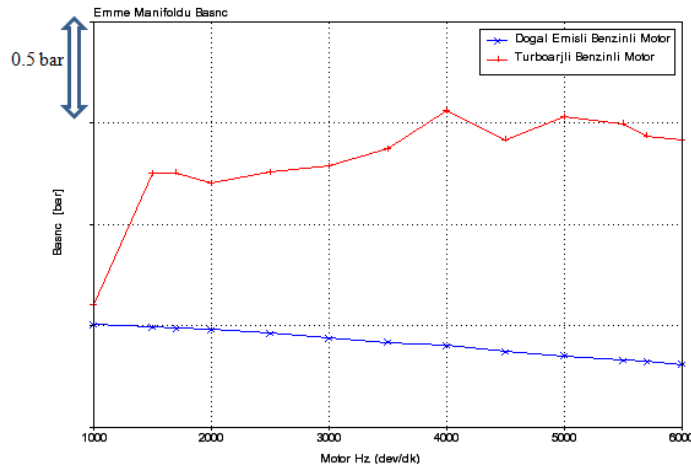


Şekil 2.18 : Doğal emişli ve turbo şarjlı motorlarda güç.



Şekil 2.19 : Doğal emişli ve turbo şarjlı motorlarda döndürme momenti.

Benzinli motorlarda vuruntu sorunu nedeniyle, sıkıştırma oranı turbo şarjlı motorlarda azalmaktadır. Ancak emme manifoldunda ki basıncın atmosfer basıncının üzerinde olması sebebiyle pompalamaya harcanan negatif iş pozitif işe dönüşmektedir. Şekil 2.20’de görüldüğü üzere doğal emişli benzinli bir motorun emme manifoldunda ki basınç, hava emiş sistemindeki basınç kayıpları dolayısıyla atmosfer basıncının altında iken, turbo şarjlı motorlarda aşırı doldurmadan dolayı bu basınç değeri atmosfer basıncının üzerinde kalmaktadır. Bu pozitif dönüşen işte pompalama kayıplarının pozitif olmasını sağlamakta ve sıkıştırma oranının azalmasıyla kaybolan verimi telefi etmektedir. Ayrıca aynı güçteki turbo şarjlı motorların doğal emişli motorlara oranla daha az silindir hacmine sahip olması, bu motorlarda kısmi yük koşullarında değişken strok hacimli motor gibi çalışmasını sağlamaktadır. Buda aynı güçteki doğal emişli bir motora göre yakıt tüketiminin daha iyi olmasını sağlamaktadır.



Şekil 2.20 : Doğal emişli ve turbo şarjlı motorlarda emme manifoldu basıncı.

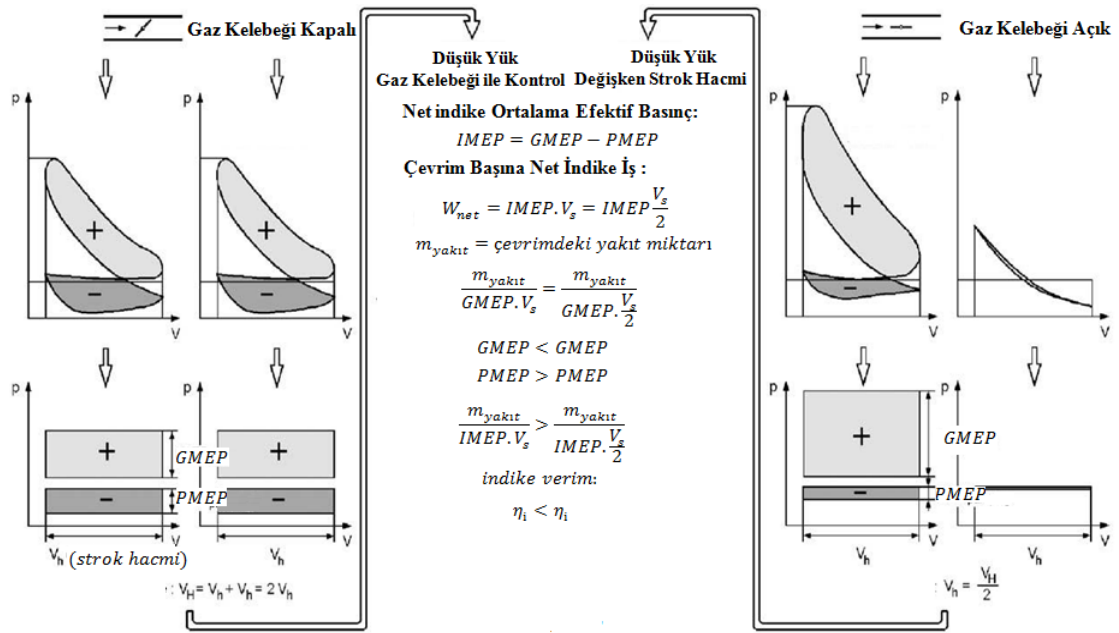
2.1.5 Değişken strok hacmi

Değişken strok hacmi yöntemi benzinli motorlarda kısmi yükte önemli yakıt ekonomisi sağlayan bir yöntemdir. 1916 gibi erken bir tarihte, değişken strok hacimli motor kullanımının kısmi yük koşullarında yakıt verimliliği artırma potansiyeli test edilmiştir[12]. Değişken strok hacmi yöntemi düşük yük bölgesinde, aktif silindir sayısının azaltılarak çalışan silindirlerde daha efektif yanmayı amaçlayan ve dolayısıyla benzinli motorların kısmi yük bölgesindeki verimini arttırmayı amaçlayan bir yöntemdir. Temelde gaz kelebeğinin kısılmasıyla sağlanan hava yakıt karışımı miktarının azaltılması, motorun strok hacminin azaltılması ile sağlanır. Bu

sayede gaz kelebeği kısılmasından kaynaklanan pompalama kayıpları da azaltılmış olur. Kapatılan silindirlerde gaz değişim işlemi engellenir, bunun için emme ve egzoz supaplarının açılması engellenir. Silindir içinde bir dolgu olmadığından dolayı enjektörlere de kumanda edilerek yakıt püskürtülmesi engellenir. Böylelikle silindirlerin kapatılma işlemi gerçekleştirilmiş olur.

Geçmişte otomotiv üreticileri değişken strok hacmi yöntemini seri üretimini gerçekleştirdikleri bazı modellere entegre etmişlerdir. General Motors 1979 yılında V8-6-4 motorunu üreteceğini duyurmuş ve 1981 yılından itibaren Cadillac’larda bu motoru kullanmıştır. Bu motorda istenildiği takdirde 2 veya 4 silindirin devre dışı bırakılması sağlanabilmiştir. Bu motorla Cadillac larda %30’a varan yakıt ekonomisinin sağlandığı iddia edilmiştir. Ancak bu dönemdeki kontrol sistemlerindeki sorunlar (Enjektörlerin kapatılamaması etc..) nedeniyle Cadillac’larda bu motor 1984 yılından itibaren yerini konvansiyonel V-8 motoruna bırakmıştır. 2005 yılında Chrysler yeni 5.7 litre V-8 motorunda değişken strok hacmi yöntemini kullanmış ve %10 ile %20 arasında bir yakıt ekonomisi sağladığını iddia etmiştir. Ayrıca bu motorda tüm silindirlerin çalıştığı konuma daha yumuşak bir geçiş içinde yeni bir sistem önerilmiştir. Yine 2005 yılında Honda’da “Değişken Silindir Yönetimi” adı altında 3.5 litre V-6 motorunda değişken strok hacmi yöntemini kullanmıştır. Bu motorda düşük yük bölgelerinde 3 silindir devre dışı bırakılmıştır. Honda supap kontrolü için hidrolik bir çevrim kullanmıştır. Tüm bu üreticiler değişken strok hacmi yöntemi kullanırken, gaz kelebeği konumu, motorun bulunduğu vites ve aracın hızını parametre olarak kullanmışlardır ve buna göre strok hacminin değiştirilmesini sağlamışlardır.

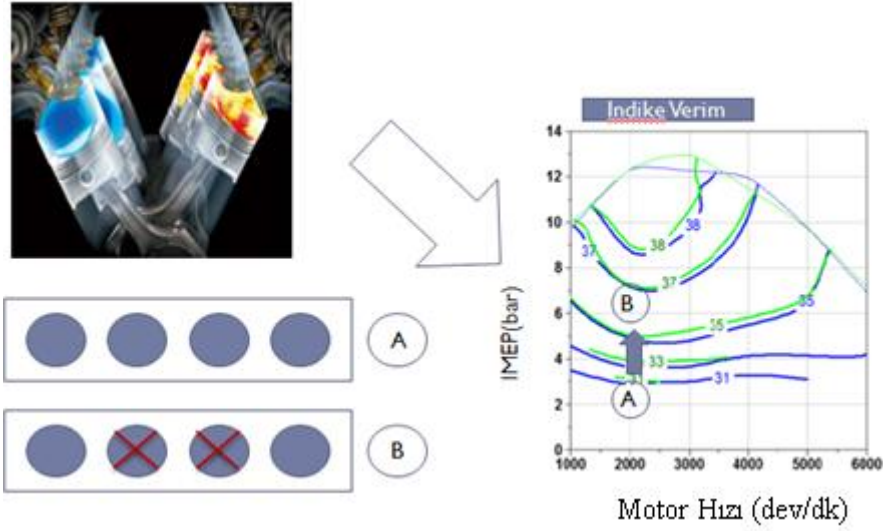
Şekil 2.21 incelendiğinde normal çevrim koşullarında bir ve iki nolu silindirlere gaz kelebeği kapalı olan konumundan dolayı düşük basınçta dolgu girmektedir. Buda emme sonu silindir içi basıncın düşmesine neden olmaktadır. Düşük basınç nedeniyle negatif iş alanı artmaktadır, yani pompalama kayıpları artmaktadır. Değişken strok hacmi yönteminin uygulandığı motorda ise gaz kelebeği açık konumdadır ancak 2 nolu silindir aktif değildir. Buda tek silindirle daha efektif bir iş ortaya konulması gerektiğinden dolayı ve gaz kelebeğinin açık olmasından dolayı pompalama kayıplarının azalmasını sağlamaktadır. Ayrıca aktif olmayan silindirde basınç hacim eğrisi incelendiğinde pompalama kayıplarının çok az olduğu görülmektedir.



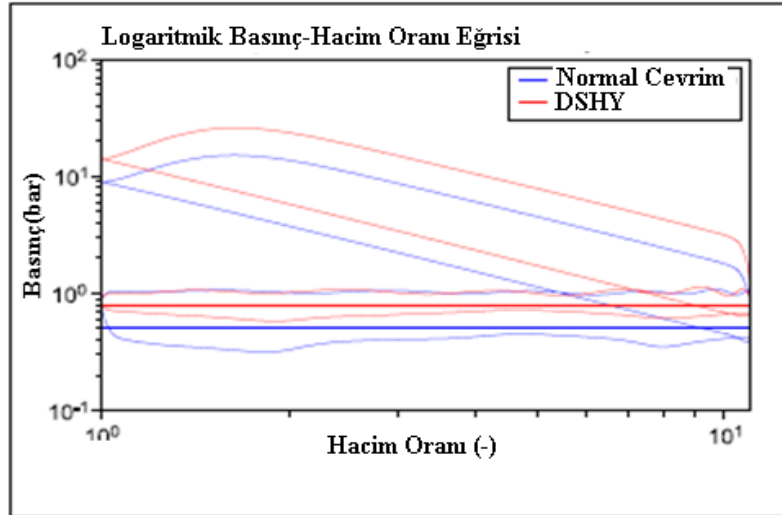
Şekil 2.21 : Konvansiyonel ve değişken strok hacmi yönteminin uygulandığı 2 silindirli motorda performans parametrelerinin karşılaştırılması [5].

Değişken strok hacimli motorun verim kazancının sebebi daha net ortaya koymak adına bir örnek verilirse: 4 silindirli bir motorda belirli bir motor hızında belirli bir döndürme momenti almak için her bir silindirin bu alınması gereken döndürme momentine $\frac{1}{4}$ oranında katkı yapması gerekir. Motorun strok hacminin azaltılması işlemi ile iki silindirin çalıştığı varsayılırsa bu aynı döndürme momenti değerine ulaşmak için her bir silindirden normal çalışma koşullarına göre 2 kat daha fazla döndürme momenti alınması gerekir. Bu durumda her bir silindirin toplam döndürme momentine olan katkısı $\frac{1}{2}$ oranında olacak (sürtünmenin her iki model içinde sabit olmadığı kabul edilmiştir).

Şekil 2.22’de görüldüğü üzere tek bir silindirden, iki silindirden alınan döndürme momentinin alınması için indike ortalama efektif basınç aynı motor hızı için artar. Yani silindirlerin devre dışı bırakılması ile aynı motor hızında A noktasındaki çalışma koşullarından, B noktasındaki çalışma koşullarına geçişi sağlar. Bu da motorun daha efektif bir bölgede çalışmasını sağlar. Ayrıca dört silindir yerine iki silindirin kullanılması ile daha efektif bir yanma sağlanmıştır. Ayrıca motorun efektif strok hacmi azaltılarak gaz kelebeğinden kaynaklanan kısımlarda azaltılmıştır. Şekil 2.23’de strok hacminin değiştirilmesi ile pompalama kayıplarının değişimi görülmektedir. DSHY ile motorun pompalama kayıpları azaltılmıştır.



Şekil 2.22 : DSHY uygulaması ve silindirlerin çalışma noktası değişimi [13].



Şekil 2.23 : DSHY uygulaması ile logaritmik basınç hacim eğrisi değişimi.

Yapılan araştırma geliştirme faaliyetleri ile efektif strok hacminin azaltılması ile %7 ile %26 oranında bir yakıt ekonomisinin sağlanabileceği ortaya konmuştur[4]. Geçmişte efektif strok hacminin azaltılması yöntemi yukarıdaki açıklamalardan da anlaşılacağı üzere özellikle 6 ve 8 silindirli motorlara uygulanmıştır. Bunun 4 silindirli motorlarda ki uygulaması motor gürültü ve titreşimleri açısından motor üreticilerine sorun yaratacağı genel olarak vurgulanmaktadır. Ancak Audi 1,4 litre 4 silindirli bir motoru için 2012 yılında bu mevcut teknolojiyi kullanacağını duyurmuştur.

Bu tez kapsamında oluşturulan ve dinamometre verilerine göre doğrulanmış olan bir motor modeli üzerinde strok hacminin azaltılarak (2 silindirin devre dışı bırakılması

ile) kısmi yük koşullarında motorun özgül yakıt tüketiminin değişimi incelenecektir. Yapılan çalışmada sürtünme kayıplarının artan silindir içi basınçla çalışan silindirde artacağı ancak çalışmayan silindirlerde sürtünme kayıplarının da azalacağı göz önüne alınarak, iki modelin sürtünme kayıpları eşit alınmıştır. Strok hacminin değiştirilmesi için emme manifoldundaki basıncın belirlenen bir eşik değerinin altında kalması gerekmektedir. Oluşturulan kontrol algoritması ve analiz çalışması 5. Bölüm’de detaylı olarak açıklanacaktır.

2.1.6 Çevrim atlatma yöntemi

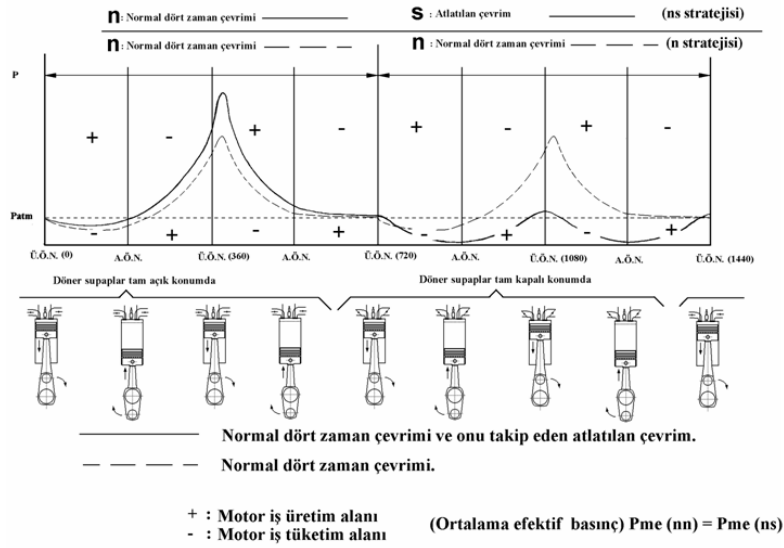
Çevrim atlatma yöntemi değişken strok hacmi yöntemine benzer şekilde, motordan ihtiyaç duyulan güç azaldığı koşullarda motorun efektif strok hacminin azaltılmasını sağlayan bir yöntemidir. Değişken strok hacmi yönteminde bu işlem bir veya birkaç silindirin devre dışı bırakılmasıyla sağlanmaktaydı. Çevrim atlatma yönteminde ise her bir silindiri birbirini izleyen çevrimlerde peş peşe devreden çıkarıp devreye almayı amaçlamaktadır. Çevrim atlatma yöntemi gerek çok silindirli motorlarda gerekse de tek silindirli motorlarda uygulanabilmektedir.

Konvansiyonel 4 zamanlı motorlarda bir çevrim krank milinin 2 tur dönmesiyle bir başka deyişle 720 krank mili açısında tamamlanmaktadır. Motordan ihtiyaç duyulan güç azaldığı durumda gaz kelebeği kısılarak motora giren havanın kütleli debisi azaltılmakta ve enjektörlere de kumanda edilerek püskürtülen yakıtında azalan hava kütleli debisine oranla azalması sağlanmaktadır. Çevrim atlatma stratejisinin uygulandığı motorlarda ise motordan ihtiyaç duyulan güç azaldığında gaz kelebeği kısılarak motora giden havanın kütleli debisinin azaltılması yerine bir çevrim 4 zamanda tamamlandıktan sonra bu çevrimi takip eden çevrimde iş üretilmeyerek, iş üretilen çevrim için gaz kelebeği açıklığı ve dolgu miktarı arttırılır. Yani motorun krank milinin 4 kez dönmesiyle bir kez iş üretilir. Bu şekilde motor 8 stroklu hale gelir [14]. Çevrim atlatma yönteminde birçok farklı strateji uygulanabilmektedir.

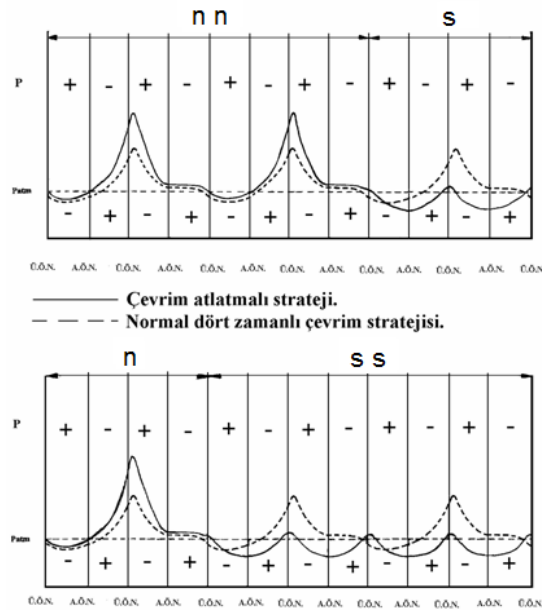
Motorun 8 stroklu hale geldiğinde önemli bir nokta atlatılan çevrimlerde supaplara ve yakıt enjeksiyon sistemine kumanda edilmesi gerekliliğidir. Atlatılan çevrim için yakıtın püskürtülmesi engellenmeli ve silindir içine dolgu girişi önlenmelidir. Supaplara kumanda edilmemesi durumunda, iş üretilmeyen çevrimde silindir içine havanın emilmesi ve havanın tahliye edilmesi motordan iş çekilmesine neden olacağından iş üretilen çevrimde pompalama kayıplarının azaltılmasıyla sağlanan

verim kazancının kaybedilmesine, hatta normal çalışma koşullarına göre verim eksi değere düşecektir. Bu sebeplerden dolayı, iş üretilmeyen çevrimde emme zamanında silindir içine hava girişine engel olmak gerekmektedir [4].

Çevrim atlatma yönteminde normal çevrimler yani konvansiyonel 4 zamanlı motor çevrimleri ‘N’ ile atlatılan çevrimler ise ‘S’ harfi ile sembolize edilmektedir. Şekil 2.24 ve 2.25’de farklı çevrim atlatma stratejileri için motordan alınan krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrilerini görmek mümkündür.



Şekil 2.24 : N ve NS stratejilerinin krank mili açısına bağlı basınç eğrileri[14].



Şekil 2.25 : Normal dört zamanlı çalışma stratejisi ile karşılaştırılan NNS ve NSS stratejilerinin krank mili açısına bağlı basınç eğrileri [14].

Çevrim atlatma yöntemi 1999 yılında Y. Doç. Dr. O. Akın Kutlar tarafından deneyel bir çalışma ile doktora tezi olarak teklif edilmiş ve daha sonrasında patentli alınmıştır. Çevrim atlatma yöntemi tek silindirli, kıvılcım ateşlemeli bir deney motorunda denenmiştir. Çevrim atlatma yönteminin uygulanması için yakıt, emme manifoldunda bir enjektör yardımıyla püskürtülmekte ve ayrıca emme kanalı üzerinde yerleştirilen bir döner selenoid kumandalı kelebek bulunmaktadır. Yakıt püskürtme, ateşleme ve de selenoid kelebek bir bilgisayar üzerinde kumanda edilmektedir. Çevrim atlatma işlemi ortalama efektif basınç değeri olarak 1-6 bar aralığı ve 1000-2000 dev/dk motor hızında gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler sırasında motorun hava fazlalık katsayısı 1 olarak sabit tutulmuştur.

Yapılan deneylerde bu tez kapsamında uygulanan çevrim atlatma stratejileride dahil olmak üzere çeşitli çevrim atlatma stratejileri denenmiştir. Kutlar elde ettiği deney sonuçlarına göre çok düşük yük ve hız koşullarında (1 bar ortalama efektif basınç ve 1200 dev/dk motor hızında) NSS stratejisi ile efektif verimde %10 civarında bir artış sağlanmıştır. Kutlar, ayrıca çevrim atlatmanın yapıldığı çevrimlerde atlatma kelebeğinden meydana gelen kaçaklar nedeniyle silindirlere hava girişinin tamamen kesilemediğini gözlemlemiştir. Ayrıca normal çevrim koşullarında, emme manifoldunda supap önünde çeperlerde biriken yakıtın, atlatılan çevrimlerde yanma odasına sızması sonucu yakıt tüketiminde beklenenden daha az bir azalma sağlanmıştır. Bu gözlemlere dayanarak, çevrim atlatma yönteminde yakıtın emme kanalı çeperlerine birikmeden silindir içine sokulması gerektiğinin ve Basshuysen tarafından önerildiği gibi supaplara müdahale edilere, atlatılan çevrimlerde silindir içine hava kaçmasına engel olunabileceğinin altını çizmektedir [4].

Kutların bu tezi daha sonra bir çok lisans ve yüksek lisans tezlerine konu olmuş ve özellikle silindir içine hava emiliminin atlatılan çevrimlerde engellenebilmesi için supaplara kumanda edilecek sistemler üzerine çalışmalar yapılmıştır. Ayrıca Emrah Özgümüş çevrim atlatma yöntemini teorik olarak inceleyen bir yüksek lisans tezinde ortaya koymuştur. Özgümüş (2007) bu çalışmada da çevrim atlatma sistemi ile motorun efektif veriminde farklı çevrim atlatma koşullarında %16 ile %52 arasında bir kazanç sağlanmış ve motorun yük durumunun azalması ile çevrim atlatma sisteminin sağladığı faydanın arttığının üzerinde durulmuştur[15]. Özgümüş ve Kutların elde ettiği sonuçlar çizelge 2.1’de karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Teorik ve deneysel çalışma sonuçlarının karşılaştırılması [3].

Uygulama	Strateji	N	λ	p_{me}	Me	Ne	b_e	$\eta_e (i)$	$\eta_e (o)$
		1/dk		bar	Nm	kW	g/kWh	verim	Verim
Özgümiş	N	2000	1	1	3,613	0,757	636,8	12,90%	12,90%
Kutlar	N	2000	1	1	3,63	0,76	680	12,60%	
Özgümiş	Ns	2000	1	1	3,613	0,757	582,8	14,10%	15,70%
Kutlar	Ns	2000	1,82	1,06	3,82	0,8	736	11,70%	
Özgümiş	Nss	2000	1	1	3,613	0,757	541,4	15,10%	17,10%
Kutlar	Nss	2000	~	1	3,63	0,76	954	9%	

3. BİR BOYUTLU MOTOR MODELLEMESİ

Günümüzde gelişen bilgisayar teknolojisi ve buna paralel olarak gelişen bilgisayar destekli benzetim programları ile birçok mühendislik problemine yapılan analizler ile çözüm bulunmaktadır. Bu geliştirilen kodlardan bazıları bir boyutlu olarak sistem mertebesinde motor benzetimi yapmaya yarayan kodlardır. Bu tez kapsamında bir boyutlu kodlardan olan ve RICARDO tarafından geliştirilen Wave kodu kullanılmıştır. Bu kodlar basınç dalgası dinamiği, kütsel akış ve enerji kayıplarını borular, büyük hacimler ve manifold gibi birçok sistemde çözmeye yararlar. Temelde bir boyutlu gaz dinamiği denklemlerini kullanırlar ve bir taşıt motoruna ait hava emiş sistemi, silindir içi akış ve egzoz sistemi gibi elemanlar üzerindeki akış ve ısı transferi, bu bir boyutlu denklemler kullanılarak çözülür. Bu tez kapsamında ayrıca yine RICARDO tarafından geliştirilen ve üç boyutlu geometrilerin bir boyuta indirgenmesini sağlayan Wavemesh ve Wavebuild3D kodları da kullanılmıştır. Bu kodlar yardımıyla amacına uygun olarak üç boyutlu geometrilerin küçük hacimlere bölünmesi ve bir boyutlu modele girilmesi sağlanmıştır.

Bir boyutlu motor modellemesinin sağladığı avantajlar:

- Sistem mertebesinde motor modellemesi sağlar.
- Her seviyedeki motor modellemesine imkân verir.
- 3 boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği modellerine göre çok hızlı bir çözüm sunar.
- Motorların dinamometre testlerinin kısaltılmasını sağlar.
- Birden fazla parametrenin motor performans parametreleri üzerine etkilerini hızlı bir şekilde ortaya koyar.

Bu yukarıda sayılan sebeplerden ötürü bir boyutlu motor modelleme programları birçok otomotiv üreticisi tarafından yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle motorların ilk geliştirme safhalarında farklı parametrelerinin sistem mertebesinde etkilerinin görülmesi bir boyutlu motor modellerinin yaygın bir kullanım ağına sahip olmasını sağlamıştır.

Temel olarak bir boyutlu modellerin kullanım alanları ise:

- Motor performans analizleri
- Emme ve egzoz manifold dizaynı
- Yakıt tüketimi analizleri
- Supap kontrolü ve supap zamanlaması araştırmaları
- EGR analizleri
- Akustik analizler
- Yanma ve emisyon analizleri
- Termal analizler(Egzoz ısıtma vb...)
- Dinamik sistem kontrol geliştirilmesi
- Kalibrasyon ekiplerine destek verilmesi
- 3 boyutlu analizler için sınır koşullarının oluşturulmasında da 1 boyutlu motor modelleri oldukça kullanılmaktadır.

3.1 Bir Boyutlu Motor Modelleme Teorisi

Bir boyutlu motor modellerinde eksenel yöndeki akışkan hızının kesit alanında diğer hız bileşenlerine göre çok yüksek olduğu kabul edilir. Bu nedenle üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde kullanılan korunum denklemleri bu tip modeller için bir boyuta indirgenmiş olur ve aşağıdaki şekli alır.

Kütlenin korunumu :

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{sınırlar} mflx \quad (3.1)$$

Enerjinin korunumu :

$$\frac{DE}{Dt} = \frac{DW}{Dt} + \frac{DQ}{Dt} \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilir. Burada E enerji, W yapılan iş ve Q da ısıyı ifade etmektedir. Enerjinin korunumu denklemini aşağıdaki şekilde daha net olarak yazacak olursak;

$$\frac{d(me)}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \sum_{sınırlar} (mflx.H) - hA(T_{akışkan} - T_{yüzey}) \quad (3.3)$$

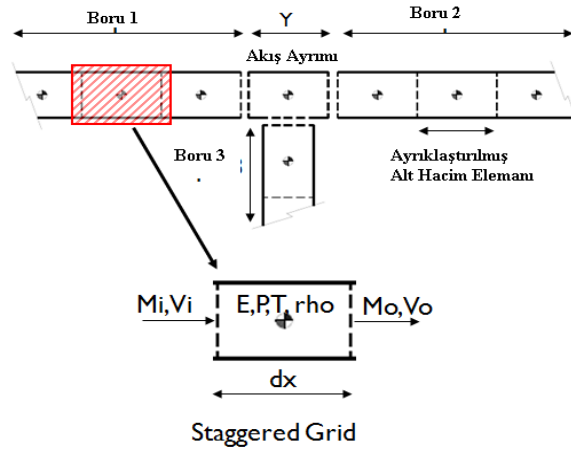
Momentumun korunumu :

$$\frac{d(mflx)}{dt} = \frac{dpA + \sum_{sınırlar} (mflx.u) + 4C_f \frac{gu^2}{2} \frac{dxA}{D_{boru}} - C_p \left(\frac{1}{2} gu^2 \right) A}{dx} \quad (3.4)$$

Kütlenin korumu denklemi temel olarak herhangi bir alt sistemde giren, çıkan kütle debilerinin, sınırlardaki kütle değişim hızına eşit olduğunu ifade eder. Enerjinin korunumu denklemi ise yine bir alt sistemdeki enerji değişiminin bu sisteme giren ve çıkan enerjiler ile üretilen iş ve ısıya eşit olduğunu ifade etmektedir. Momentumun korunumu denklemi ise temelde, alt sisteme etki eden basınç kuvvetleri ve duvar kayma kuvvetlerinin toplam momentumun değişimine eşit olduğunu ifade etmektedir.

Bu korunum denklemlerinin çözümü ayrıklaştırılan elemanlar da sonlu hacimler yönteminin uygulanması ile gerçekleştirilir. Çözüm sırasında her bir zaman adımında anlık olarak bu korunum denklemleri çözülür, çözümler iteratif olarak gerçekleştirilmezler. Bu çözüm işlemlerinde t_1 zamanında ki çözüm için t_0 zamanındaki çözüm temel alınır (Explicit Çözüm) ve iki zaman adımı arasındaki fark minimum yada belirlenen yakınsama değerinin altında kalıncaya kadar çözüm devam eder. Kullanıcı bu çözüm için zaman adımını benzetim süresi tanımlayarak da çözüm süresini ayarlayabilmektedir. Bu denklemler sadece akış yönünde çözülür ve bu çözümün çevrim sonunda ortalaması alınarak son çevrimin değeri çıktı olarak verilir. Literatürde bu tür çözüm yöntemi explicit çözüm yöntemi olarak tanımlanır. Explicit yöntem basınç dalgaları gibi dalgalanmaların olduğu akış sistemleri için önerilen çözüm yöntemidir.

Bir boyutlu modellerde ayrıklaştırmada “Staggered grid” metodu kullanılır. Bu metod da, skaler değişkenler ayrıklaştırılmış hacimlerin ortasında hesaplanırken, vektörel değişkenler ise ayrıklaştırılmış hacimlerin sınırlarında hesaplanır. Örnek olarak, yoğunluk, toplam enerji, basınç, sıcaklık, toplam entalpi vb... gibi skaler büyüklükler ayrıklaştırılan hacimlerin ortasında hesaplanırken, hız, akışkan miktarı vb... gibi vektörel büyüklükler sınırlarda hesaplanır. Bu değişkenlerin ayrıklaştırılmış hacim elemanları için görsel olarak hesaplanma noktaları şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Boru elemanlarının ayrıklaştırılması [16].

3.2 Zaman Adımı

Çözümlerde kullanılan zaman adımı Courant koşulu ile sınırlandırılmıştır, courant koşuluna göre, çözümlerin tutarlı olması için denklem 3.5'in sağ tarafında hesaplanan değerin 1'in altında olması istenir. Çözümün daha küçük adımlarla yapılması içinde denklemin sağ tarafı 0.8 ile çarpılmıştır. Courant koşulu:

$$0,8 \cdot Courant \geq \frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + c) \quad (3.5)$$

Denklemlerde ki Δt zaman adımı, Δx ayrıklaştırma için belirlenen uzunluk, u akışkan hızı ve c de ses hızıdır.

Zaman adımı hesaplama işlemi ayrıklaştırılan her bir eleman için yapılır ve bulunan en küçük zaman adımı bütün sisteme uygulanır. Courant koşulundan da anlaşılacağı üzere zaman adımı ile ayrıklaştırma uzunluğu arasında oransal bir bağıntı mevcuttur.

3.3 Ayrıklaştırma

Ayrıklaştırma, büyük boyutlu (uzunluk veya hacim gibi) sistemlerin daha küçük alt sistemlere ayrılarak daha önceden de bahsedilen korunum denklemlerinin her bir eleman da çözülmesi ile doğruya daha yakın sonuçlar elde etmek amacıyla yapılır.

Ayrıklaştırma uzunluğunu büyük seçilmesi, courant koşulundan anlaşılacağı üzere zaman adımının daha büyük olmasına daha az alt sistemin modelde yer almasıyla daha kısa benzetim süresi sağlayacaktır. Ancak buda model doğrulu ya da gerçek

sonuç etrafında +/- bir bant olarak daha geniş bir bantta sonuçların ortaya çıkmasına neden olacaktır.

Ayrıklaştırma uzunluğunun küçük seçilmesi ise, büyük seçilmesine göre tam tersi sonuçlar ortaya koyacaktır. Yani, zaman adımı daha küçük olacak ve modeldeki eleman sayısı artacaktır. Bu benzetim süresini arttıracak ve modelin daha doğru bir değere yakınsamasını sağlayacaktır. Sonuçlar için çizilen hata bantlarının daha dar olmasını sağlayacaktır. Ayrıca ayrıklaştırma uzunluğu belirli bir sınır değerinin altına indiğinde sonuçlara etki etmeyecek, sadece benzetim süresinin artmasına neden olacaktır. Buradan da anlaşılacağı üzere simulasyon süresi, model doğruluğu ve ayrıklaştırma uzunluğu arasında bir bağıntı mevcuttur. Bu nedenle doğru ve hızlı çözüm almak adına doğru ayrıklaştırma uzunluğunun seçilmesi oldukça önemlidir. Motor benzetiminde Ricardo'nun önerdiği değer, emme tarafı için silindir çapının 0.45 katı egzoz tarafı için ise yine silindir çapının 0.55 katıdır. Bu iki sistemdeki ayrıklaştırma elemanları uzunluğu için belirlenen değerin farklı olmasının sebebi bu iki sistemdeki sıcaklık farkları dolayısıyla ses hızının farklı olmasıdır.

3.4 Akış Kayıpları

Bir boyutlu modellerde akış kayıpları temel olarak:

- Genişleme kayıpları
- Daralma kayıpları
- Boru yüzey sürtünme kayıpları
- Geometrik kayıplar(dirsek,daralan kesit vb...)
- Sistem üzerinde yer alan elamanlardan olan kayıplar

olarak gruplandırılabilir.

3.5 Sürtünme Kayıpları

Boru elemanları içerisinde ki yüzey sürtünmesi Fanning sürtünme faktörü yardımıyla Reynold sayısına bağlı olarak ve yüzey pürüzlülüğünü de hesaba katarak hesaplanır. Daha sonra bulunan bu sürtünme katsayısı momentumun korunumu denklemlerinde kullanılır. Reynold sayısı, yüzey pürüzlülüğü ve sürtünme katsayısı arasındaki bağıntıyı veren Moody diagramınınndan ampirik olarak ifade edilen denklemler ile hesaplanır. Laminer akış bölgesinde yani $Re_D \leq 2000$ sürtünme katsayısı:

$$C_f = \frac{16}{Re_D} \quad (3.6)$$

Reynold sayısı, atalet kuvvetleri ile viskoz kuvvetler arasındaki oranı veren boyutsuz sayıdır. Reynold sayısının aldığı değere göre akış türbülanslı veya laminar olabilir. Akışını türbülanslı olması durumunda $Re_D > 4000$ yüzey sürtünme katsayısı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$C_f = \frac{0.08}{Re_D^{0.25}} \quad (3.7)$$

Akışkanın için bulunan Reynold 2000 ile 4000 arasında olduğu durum geçiş bölgesi olarak tanımlanır. Bu bölgede hesaplanan tüm değerler için laminar ve türbülanslı bölgelerde yapılan hesaplamaların interpolasyonu yapılır.

Tanımlanan borunun yüzeyinin pürüzlü olması halinde ise yüzey sürtünme katsayısı bu yüzey pürüzlülüğünü etkilerine formüllere katılarak hesaplanır. Buna göre:

$$C_{f,pürüzlü} = \frac{0.25}{(2. \log_{10}(\frac{1}{2} \cdot \frac{D_{boru}}{\epsilon}) + 1.74)^2} \quad (3.8)$$

3.6 Basınç Kayıpları

Kesit alanlarının değişimi ve boru elemanlarındaki dönüşler gibi geometrinin ortaya koyduğu basınç kayıpları basınç kayıp katsayıları ile belirlenir. Bu geometrik basınç kayıp katsayısı kullanıcı tarafından modellere girilebilir ya da bir boyutlu programın kendisinin hesaplanması istenebilir. Basınç düşüm katsayısı;

$$C_p = \frac{P_{toplam,1} - P_{toplam,2}}{\frac{1}{2} \rho \cdot u_1^2} \quad (3.9)$$

formülüyle hesaplanır. Burada alt indisler 1 ve 2 basınç düşüm katsayısının hemen öncesinde ve sonrasında yer alan koşulları ifade etmektedir. Buradan hesaplanan basınç düşüm katsayısı daha sonra momentum denkleminin çözümünde kullanılmaktadır.

3.7 Isı Transferi

Boru içindeki akışkan ile boru yüzeyi arasındaki ısı transferi katsayısı Colburn analojisi kullanılarak hesaplanır. Bu ısı transfer katsayısı her bir zaman adımı için akışkanın hızı ve termo-fiziksel özellikleri hesaba katılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$h_g = \frac{c_f}{2} \cdot \rho \cdot U \cdot C_p \cdot Pr^{-2/3} \quad (3.10)$$

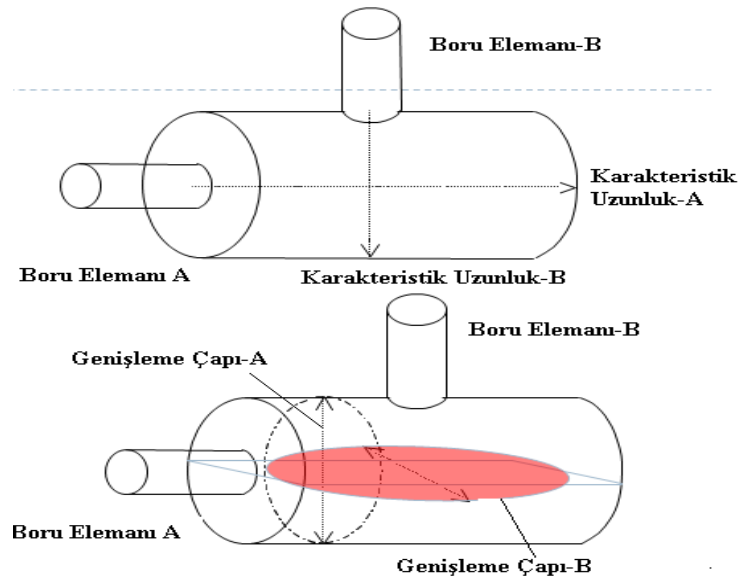
Boru elemanında yüzey pürüzlülüğünün tanımlanması durumunda ise bu elemandaki ısı transfer katsayısını önemli ölçüde etkilemektedir. Bu durumda ısı transferi katsayısı:

$$h_{g,pürüzlü} = h_g \cdot \left(\frac{c_{f,pürüzlü}}{c_f} \right)^n \quad (3.11)$$

$$n = 0,68 \cdot Pr^{0,215} \quad (3.12)$$

3.8 Akış Ayrımı

Üç boyutlu geometrilerin bir boyuta indirgenmesi sırasında ikiden fazla giriş ve ya çıkışa sahip elemanların modellenmesi için akış ayrımı elemanları kullanılır. Boru elemanlarında kullanılan ve yukarıdaki bölümlerde açıklanan çözüm denklemleri akış ayrımı elemanları içinde aynen geçerlidir. Buradaki en önemli fark momentumun korunumu denklemlerinin bir boyut yerine bu elemanlarda üç boyutlu olarak çözülmesidir. Bu elemanlardaki momentum denklemleri karakteristik uzunluk, genişleme çapları ve giriş-çıkış borularının lokasyonları değiştirilerek ayarlanabilir. Aşağıdaki şekil 3.2'den anlaşılacağı üzere, giriş borusunun karşı yüzeyindeki duvara olan uzaklığı karakteristik uzunluk, giriş veya çıkış borusunun açıldığı çapın değeri de genişleme çapı olarak tanımladır.



Şekil 3.2 : Karakteristik uzunluk ve genişleme çapının şekilsel gösterimi[17].

Akış ayrımı elemanları özellikle hava kutusu, emme – egzoz manifoldu ve susturucular gibi elemanların modellenmesinde yoğun olarak kullanılmaktadır.

3.9 Supap – Port Modellemesi

Bir boyutlu motor modellerinde supap elemanlarının modellemesi deneysel veriler kullanılarak yapılmaktadır. Supaplardaki akışın doğru modellenmesi doğru model korelasyonu elde etmek için önemlidir. Supap modellemesinde deneysel olarak gereken veriler genel olarak :

- Supap akış katsayıları
- Supap profili
- Swirl – tumble için ölçülmüş değerler
- Supap zamanlaması

Motorlardaki en önemli kısılmaların supaplardan meydana geldiğini düşünecek olursak bu ölçümlerin doğru yapılmasının önemi bir kez daha vurgulanmış olacaktır. Direnç katsayısı ya da akış katsayısı, efektif akış alanının referans akış alanına bölünmesiyle belirlenir. Bu değerler üretim safhasında olan motorların motor kafası da deney sistemine sokularak yapılan port akış testleri ile belirlenir. Üretim seviyesinde olmayan motor geometrileri için mevcut kafa geometrileri kullanılarak üretim safhasında uygulanan testlerin üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği programları yardımıyla benzetimin yapılmasından elde edilir. Elde edilen bu deneysel ya da analiz sonuçları daha sonra bir boyutlu modele tablo olarak girilir. Şekil 3.4’de örnek bir supap akış katsayısı grafiği mevcuttur.

$$\dot{m} = A_{eff} \cdot \rho_{is} \cdot U_{is} = C_D \cdot A_R \cdot \rho_{is} \cdot U_{is} \quad (3.13)$$

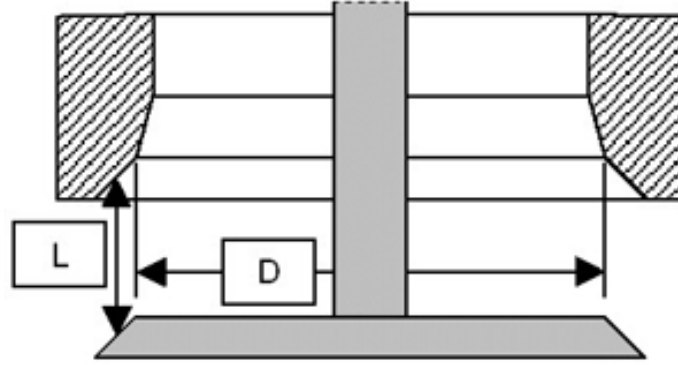
$$\rho_{is} = \rho_o (P_r)^{1/\gamma} \quad (3.14)$$

$$U_{is} = \sqrt{R \cdot T_o} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - P_r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} \rho_o (P_r)^{1/\gamma} \quad (3.15)$$

Akış katsayısı ile direnç katsayısı arasındaki tek fark, kullanılan referans alandır. Akış katsayıları, supaplardaki yuvarlak alanı referans kabul ederken (supabın iç oturma alanı), direnç katsayısı ise “supap curtain” alanını referans kabul eder. Şekil 3.3’de bu referans alan ölçülendirmesi mevcuttur.

$$C_f = \frac{4 \cdot A_{eff}}{\pi \cdot D^2} \quad (3.16)$$

$$C_d = \frac{A_{eff}}{\pi \cdot D \cdot L} \quad (3.17)$$



Şekil 3.3 : Referans alan hesabında kullanılan çap uzunluk bölgeleri [16].



Şekil 3.4 :Örnek supap akış katsayısı grafiği.

Supap açılma profili gerek emme gerek egzoz supapları için istenildiği takdirde krank açısına bağlı olarak veya kam açısına bağlı olarak bir boyutlu modellere girdi parametresi olarak tanımlanabilmektedir. Ayrıca üç boyutlu akışkanlar dinamiği kodları veya yine deneysel olarak ölçülmüş swirl veya tumble değerleri mevcutsa bu değerler bir boyutlu modellere girdi olarak verilebilmektedir.

Port modellemesinde portlarda ki geometrik veya sürtünme kayıpları 0 olarak girilmelidir. Çünkü supap elemanlarında girilen akış katsayıları ya da direnç katsayıları zaten bu sürtünme ve geometri kaynaklı basınç kayıplarını içermektedir.

Dolayısıyla bu elemanlarda ekstra bir basınç kaybının olmaması kullanıcı tarafından kontrol edilmesi gereken önemli parametrelerdendir.

3.10 Silindir İçi Isı Transferi

Silindir içinde yanma odası yüzeyleri(piston, liner, motor kafası) ile gaz arasındaki ısı transferi denklem 3.18'deki gibi çözülür.

$$Q = h \cdot A \cdot (T_{akışkan} - T_{yüzey}) \quad (3.18)$$

Silindir içinde ısı transferinin, silindir içindeki gazlardan yanma odası yüzeylerine, oradan da malzemelerin iç noktalarına ve en son olarak da soğutma suyuna ya da motor yağına doğru olduğu kabul edilir. Denklem 3.18'deki yüzey alanları bir boyutlu modellerde motorlara ait geometrik girdiler yardımıyla hesaplanır.

Silindir içindeki gaz ile yanma odası yüzeyleri arasındaki Denklem 3.18'de gösterilen ısı transfer katsayısının belirlenmesi için Woschni tarafından geliştirilen model kullanılır. Woschni tarafında 1978 yılında geliştirilen ısı transfer modeli 1990 yılında modifiye edilmiştir. Buna göre:

$$h = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot P_s^{0.8} \cdot T_s^{-0.53} \cdot \left(C_1 \cdot U_{piston} \left[1 + 2 \left(\frac{V_{ÜÖN}}{V_s} \right)^2 \cdot IMEP^{-0.2} \right] \right)^{0.8} \quad (3.19)$$

yukarıdaki denklemde D silindir çapı, P_s silindir içi basınç, T_s silindir içi gaz sıcaklığı, U_{piston} ortalama piston hızı, $V_{ÜÖN}$ silindir piston üst ölü noktada iken ki hacmi, V_s silindir hacmi, $IMEP$ indike ortama efektif basınç ve C_1 'de gazın çevresel hızı (C_u) ile piston ortalama hızının arasındaki oran kullanılarak hesaplanan bir değerdir.

$$C_1 = 2.28 + 0.308 \frac{C_u}{U_{piston}} \quad (3.20)$$

Yukarıda tanımlanan ısı akış prosesine göre yanma odası yüzeylerine geçen ısının, malzemelerin aşağıda verilen termal özellikleri kullanılarak malzemeye geçişi sağlanır. Daha sonrada benzer şekilde yine aşağıda tanımlanan parametreler yardımıyla da soğutma soyuna ya da motor yağına doğru ısı geçişi gerçekleştirilir. Bu ısı akış prosesi piston, motor kafası ve liner için geçerlidir. Silindir içi ısı transferi modeline:

- Soğutma suyu sıcaklığı

- Motor yağı sıcaklığı
- Malzemelerin ısı özellikleri(ısı iletkenliği, ısı kapasitesi)
- Isı transferi alanı
- Yüzey kalınlıkları

gibi girdiler tanımlanmalıdır.

Piston, liner ve motor kafası ile soğutucu akışkanlar ısı transferi için ise farklı ısı transfer katsayıları kullanılır. Bu katsayılar kullanıcı tarafından girilebildiği gibi Ricardo Wave'in içerisinde tanımlanmış olan değerlerde kullanılabilir.

3.11 Yanma Modellemesi

Bir boyutlu motor modellemesinde yanma modeli motor modeline girdi olarak verilmekle birlikte istenildiği takdirde modellerin yanmayı çözmesi için de kullanılabilecek yanma modelleri mevcuttur. Ancak yanmayı bir boyutlu modellerle dahi çözmek benzetim süresini oldukça arttırmakta ve yanmanın doğru olarak modellenmesi içinde modele birçok girdi gerekmektedir. Benzetim süresinin azaltılması amacıyla bir boyutlu modellerde genellikle yanma girdi olarak tanımlanmaktadır. Bu tez kapsamında port enjeksiyonlu doğal emişli ve sabit supap zamanlamalı benzinli bir motorda meydana gelen yanma modelleneneceği için onun üzerinde durulmuştur. Bu tez kapsamında oluşturulan motor modeli için Wiebe yanma modelinin tam yük koşullarında dinamometre verisinde göre korelasyonu yapılmış ve daha sonra aynı yanma modeli kısmi yük koşullarında farklı motor hızlarında çalıştırılmıştır.

Bir boyutlu modellere girilen yanma profili silindir içinde yanmamış bölgeden yanmış bölgeye olan kütle transferini tanımlanmaktadır. Bu işlemi yaparken de dinamometre ölçümünden gelen ısı salınım eğrisi, silindir içi basınç eğrisi veya dinamometrenin hesapladığı Wiebe fonksiyonu parametreleri kullanılmaktadır. Bu tez kapsamında yanma Wiebe fonksiyonu ile modellenmiştir. Wiebe fonksiyonu:

$$W = 1 - \exp\left(-AWI \cdot \left(\frac{\theta}{BDUR}\right)^{(W_{EXP}+1)}\right) \quad (3.21)$$

Yukarıda ki denklemde W kümülatif olarak yanan kütle oranı, AWI yanma modeli tarafından hesaplanan yakıtın %10'u ile %90'nının yanması için krank açısı cinsinden geçen süre, $BDUR$ kullanıcı tarafından girilen yine yakıtın %10'u ile

%90'nın yanması için krank açısı cinsinden geçen süre ve *WEXP* de yine kullanıcı tarafından girilen Wiebe eğrisi eğimidir.

Wiebe fonksiyonu, temelde en basit halde 3 adet parametre ile tanımlanır. Bu parametrelerden ilki silindir içinde yanan kütlenin %50'sinin yandığı krank mili açısı, diğer bir parametre bu yanmanın %10'u ile %90'ının yanma süresinin krank açısı cinsinden karşılığıdır. En son parametrede tanımlanacak olan wiebe eğrisinin eğimini veren exponent değeridir. Bu değerlerin ısı salınım eğrisine ya da yanma eğrisine etkisi aşağıdaki şekildedir.

- MFB%50 yi değiştirmek wiebe eğrisini sağa ve sola doğru kaydırmayı sağlar.
- B%10-%90 ı değiştirmek yanma eğrisinin daha uzun veya daha kısa olmasını sağlar.
- Eğimi değiştirmek yanma eğrisinin daha hızlı ve daha geç olarak şekil almasını sağlar.

Ayrıca yanma modeli oluşturulurken aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Hava-yakıt karışımın homojendir.
- Yanma süresince hava yakıt oranının sabittir.
- Tam yük koşullarında dinamometre verisine göre korelasyonu yapılan yanma modellerinin farklı kısmi yük koşullarında kullanılacaktır. Yanma modelleri aynı olan modeller farklı motor hızlarında ve farklı motor yüklerinde kullanılmıştır. İki model arasındaki yakıt tüketiminin karşılaştırılacağından dolayı yeni bir kısmi yük yanma korelasyonu gerçekleştirilmemiştir.

Yanmanın doğru modellenmesi bir boyutlu motor modeli performans çıktılarının dinamometre verisine göre iyi bir korelasyon sağlanmasını sağlamaktadır. Özellikle egzoz tarafındaki sıcaklıkların dinamometre verisine göre korelasyonu bu noktada doğru yanmanın sağlanması ile gerçekleşmektedir. Burada değinilmesi gereken bir diğer önemli konu egzoz tarafındaki sıcaklıkların test verilerine göre farklılık göstermesidir. Bir boyutlu motor modellerinin çok iyi bir şekilde dinamometre ölçümüne göre korelasyonu yapıldığında bile egzoz tarafındaki modellerden çıkan sıcaklıklar ile dinamometrede termokapıl ölçümleri arasında farklılık görülmüştür. Bunun temel sebepleri bir boyutlu motor modellerinde termokapıl sıcaklığı yerine gaz sıcaklığının ölçülmesi ve dinamometre termokapıllar ile boru elemanlarının

duvar sıcaklığı farkından dolayı olan radyasyonla ısı transferidir. Emme tarafında bu farkın görülmemesinin en önemli sebebi emme tarafındaki gaz sıcaklığı ile duvar sıcaklığının birbirine yakın olmasıdır.

3.12 Sürtünme Ortalama Efektif Basınç Hesabı

Oluşturulan bir boyutlu modellerde Chen Flynn ampirik sürtünme modeli kullanılarak motordaki mekanik sürtünmeler modellenmiştir.

$$FMEP = C + PF \cdot P_{max} + (MPSF \cdot U_{piston}) + (MPSSF \cdot U_{piston}^2) \quad (3.22a)$$

$$U_{piston} = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60} \quad (3.22b)$$

Yukarıda denklemde C ortalama sürtünme efektif basıncının sabit kısmını, PF silindir içi maksimum basınç katsayısını, P_{max} silindir içi maksimum basıncı, $MPSF$ ortalama piston hızına bağlı katsayı, $MPSSF$ ortalama piston hızının karesinin hesaba alındığı katsayı ve U_{piston} 'da ortalama piston hızıdır. Ortalama piston hızı da dev/dk cinsinden motor hızı (n) ve motorun stroğu (S) kullanılarak hesaplanır. Bu sürtünme modeline göre sürtünme ortalama efektif basıncı, maksimum silindir basıncı, ortalama piston hızı ve ortalama piston hızının karesine bağlı olarak değişmektedir.

Bu tez kapsamında oluşturulan motor modeli içinde Chen-Flynn sürtünme modeli kullanılmıştır. Farklı yük koşullarında olan özgül yakıt tüketimlerinin değişken strok hacmi ve çevrim atlatma modelleri için normal çevrime göre karşılaştırabilmesi için ortalama efektif sürtünme basınçlarının eşit olduğu kabulü yapılmıştır. Bu kabul yapılırken gerek değişken strok hacmi modellerinde gerekse de çevrim atlatma modellerinde iş yapılan silindirlerde ya da çevrimlerde silindir içi basınçların normal çevrim koşullarına göre daha yüksek değerlere çıkmasına karşın, atlatılan çevrimde ya da kapatılan silindirlerde de bu silindir içi basıncın normal çevrim koşullarına göre azaldığı dikkate alınmıştır.

3.13 İndike, Gros ve Pompalama Ortalama Efektif Basınç Hesabı

İndike ortalama efektif basınç, silindir içindeki net iş ifade etmektedir. Bir başka deyişle logaritmik basınç hacim eğrisinde pozitif iş alanından negatif iş alanının çıkartılması ile elde edilen değerdir. Silindir içindeki basınç değerleri kullanılarak

hesaplanan indike ortalama efektif basınç bütün çevrim boyunca hesaplanır. Gros ortalama efektif basınç, logaritmik basınç hacim eğrisinin altında kalan pozitif iş alanını ifade etmektedir ve bu değer silindir içi basınç değerleri kullanılarak bir boyutlu modellerde artı eksi 180 krank mili açısı arasında hesaplanmaktadır.

Pompalama ortalama efektif basıncıda, gros ortalama efektif basıncından bütün çevrim boyunca hesaplanan indike ortalama efektif basıncın çıkartılması ile elde edilir.

Bu tez kapsamında oluşturulan çevrim atlatma modellerinde ortaya çıkan ortalama efektif basınç değerlerinin kontrolü ve farklı çevrim atlatma stratejilerinin bir Excel dosyası yardımıyla da modellenmesi amacıyla bir Excel tablosu oluşturulmuştur. Bu Excel dosyasının yapısı ve hesaplamalarında kullanılan formüller Bölüm 6.3’de detaylı olarak açıklanmıştır.

4. BİR BOYUTLU MOTOR MODELLEMESİ

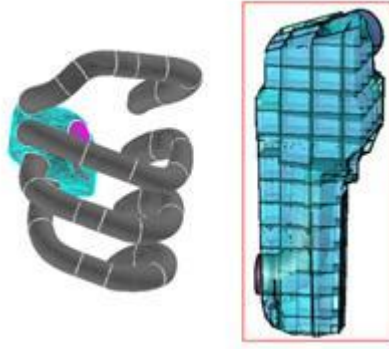
Oluşturulan bir boyutlu motor modellerinin çeşitli amaçlarla da kullanılabilmesi için (yakıt ekonomisi, manifold dizaynı, farklı ortam koşullarının motor performansına etkisi, supap zamanlaması ve açılma profilleri vb.. çalışmalarda) motor modellerinin verilen dinamometre verisine göre korelasyonu yani validasyonu gereklidir. Bu tez kapsamında da oluşturulan motor modellerinden biri olan 1,6L doğal emişli sabit supap zamanlamalı benzinli bir motor modelinin tam yükte kararlı halde alınan dinamometre ölçümüne göre korelasyonu yapılmıştır. Dolayısıyla bu bölümde bir boyutlu motor modelinin geometrik olarak oluşturulması için izlenen adımlar, bir dinamometre verisine göre korelasyonu yapılırken dinamometreden gelmesi gereken ölçümler, korelasyon adımları ve yapılan muhtemel hatalar incelenmiş ve açıklanmıştır.

4.1 Bir Boyutlu Model Geometrik Girdileri

Bir boyutlu motor modellemesi yapılırken hava emiş sistemi ve egzoz sistemine ait boru sistemleri istenildiği takdirde tek tek boru elemanlarının sisteme eklenmesi ile tanımlanabilir. Bir diğer yöntem ise, geliştirilen bilgisayar destekli tasarım programları ve Ricardo tarafından geliştirilen bir diğer ön işlem programının ortak kullanımı ile üç boyutlu geometrilerin bir boyuta indirgenmesidir. Bu tez kapsamında yine RICARDO tarafından geliştirilen ön işlem programları yardımıyla üç boyutlu geometrilerin bir boyutlu hale indirgenmesi sağlanmıştır.

Üç boyutlu olarak bilgisayar destekli tasarım programlarıyla oluşturulan geometriler, yine üç boyutlu tasarım programları veya ağ yapısını oluşturan programlar kullanılarak bir boyutlu hale indirgenir. Bu işlemde en önemli noktalar üç boyutlu noktalardan ıslak yüzeylerin ya da bir başka deyişle akışa maruz kalan yüzeylerin alınmasıdır. Yüzeyleri alınan geometriler ağ yapısı eklendikten sonra stl formatında kaydedilerek Wavemesh' da açılır. Daha sonra ayırıklaştırma işlemi uygulanarak bu üç boyutlu geometriler kayıt edilir. Son olarak bu Wavemesh' da hazırlanan geometriler Wavebuild ortamında açılarak bir boyutlu modele girilmesi sağlanır.

Hava kutusu veya susturucu geometrisi gibi daha kompleks geometriler ise Wavebuild3D kullanılarak bir boyutlu hale dönüştürülür. Yine iç geometrileri alınarak oluşturulan üç boyutlu geometriler sat formatında kaydedilerek Wavebuild3D’de açılır. Bu programda yer alan özelleştirilmiş ağ yapısı oluşturma ekipmanları ile ağ yapısı oluşturulan modeller bir boyutlu modellere Wavebuild ortamında eklenir. Üç boyutlu geometriler Wavebuild3D içerisinde yer alan basit geometrik şekiller kullanılarak da öncesinde bir ön işleme gerek duyulmadan bir boyutlu modellere eklenebilir. Bu tez kapsamında oluşturulan motor modelinde hava emiş sistemi ve egzoz sistemine ait üç boyutlu geometrilerin iç yüzeyleri Hypermesh kullanılarak alınmış ve Wavemesh da ayrıklaştırılarak bir boyutlu modele girilmiştir. Hava kutusu ve susturucu geometrileri ise yine aynı şekilde bir bilgisayar destekli tasarım programı ile iç geometrileri alınmış ve daha sonra bu geometriler Wavebuild3D de açılmıştır. Üç boyutlu geometrilerin alınması ile ağ yapısının ve giriş çıkış borularının bu geometriye dahil edilmesinden sonra bir boyutlu modele eklenmiştir. Şekil 4.1’de wavemesh kullanarak ayrıklaştırılmış bir emme manifoldu ve Wavebuild3D kullanılarak ayrıklaştırılmış bir hava kutusu örneği mevcuttur.



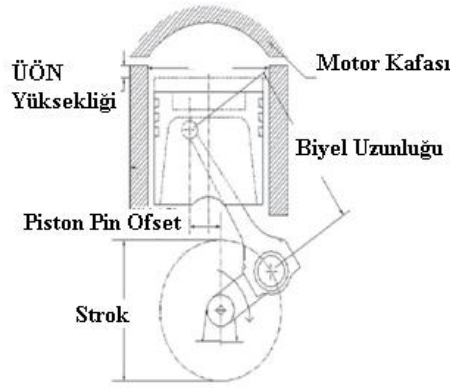
Şekil 4.1 : Emme manifoldu ve hava kutusu ayrıklaştırılması.

4.1.1 Motor ve silindir girdileri

Şekil 4.2’de görülen ve motorla silindirleri temel olarak tanımlayan girdiler aşağıdaki şekildedir:

- Silindir adedi
- Bir çevrimdeki strok adedi (2-4-6 ve 8 strok opsiyonları mevcut.)

- Motor tipi(benzinli veya dizel)
- Silindir çapı, strok ve sıkıştırma oranı
- Biyel kolu uzunluğu
- ÜÖN yüksekliği
- Sürtünme modeli parametreleri (Chenn-Flyn)
- Ateşleme sırası



Şekil 4.2 : Motor geometrisi.

Bunlara ek olarak motor bloğunu simüle eden elamanda volumetrik verimin hesaplanacağı referans koşullarda tanımlanmalıdır. Oluşturulan motor modelinin geometrik bilgileri çizelge 4.1’de mevcuttur.

Çizelge 4.1 : Dört silindirli 1,6L doğal emişli benzinli sabit supap zamanlamalı motor özellikleri:

Silindir Adedi	-	4
Motor Tipi	-	Benzinli-Port Enjeksiyonlu
Strok Sayısı	-	4
Silindir Çapı	mm	79
Strok	mm	81,4
Biyel Uzunluğu	mm	137
Silindir Hacmi	Litre	1.6
Sıkıştırma Oranı	-	11
Ateşleme Sırası	-	1-3-4-2

Yanma ile ilgili olan parametreler ve silindir içi ısı transferini içeren malzemelerin termal özellikleri gibi parametrelerde yine motor bloğu elemanı üzerinden modele girilmelidir.

4.1.2 Supap girdileri

Supaplarda aşağıdaki parametrelerin tanımlanması gerekmektedir:

- Supap referans çapı
- Supap boşluğu
- Supap zamanlaması ve akış katsayıları

Buradaki supap referans çapı daha önceki bölümlerde açıklanan ve bir boyutlu modellere tablo olarak girilen akış katsayıları ve discharge katsayıları kullanılarak efektif akış alanının hesaplanmasında kullanılır. Supap boşluğu ise silindir içine hava almak için öncelikle supapların hareketi ile aşılması gereken boşluk miktarını ifade eder. Supap zamanlaması ise emme ve egzoz supaplarının hangi zamanlama ile açılıp kapanacağı bilgisini içerir. Supaplara ait profiller daha önceki bölümlerde değinildiği üzere tablo olarak girilir.

4.1.3 Boru elemanı girdileri

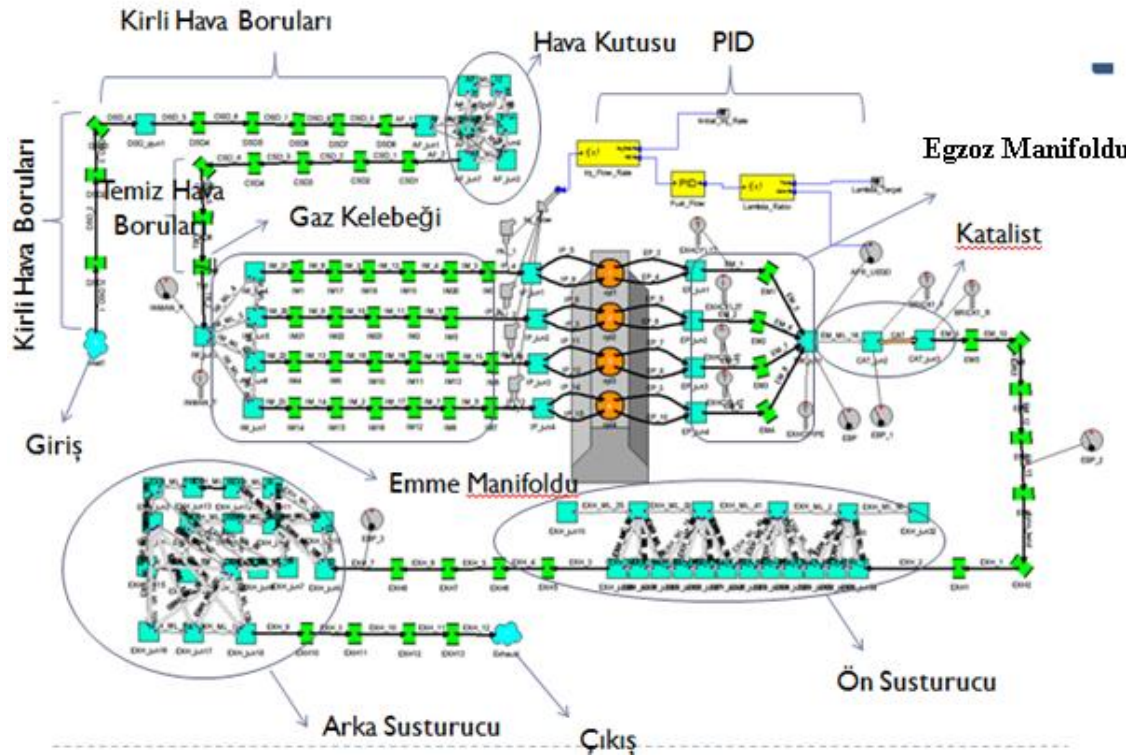
Her bir boru elemanında:

- Giriş ve çıkış çapları
- Uzunluk
- Ayrıklaştırma uzunluğu
- Yüzey pürüzlülüğü
- Duvar sıcaklığı
- Isı transfer parametreleri
- Başlangıç koşulları
- Sürtünme ve ısı transferi çarpanları

Eğer mevcutsa boru elemanlarında dönüşler ve çap daralmaları da tanımlanmalıdır. Ayrıca Bölüm 3.6'da değinildiği üzere hesaplanan bir basınç düşümü katsayısı mevcutsa buda kullanıcı tarafından girilmelidir. Buradaki sürtünme ve ısı transferi

çarpanları modellerin korelasyonunda kullanıcı tarafından belirlenen çarpanlardır. Sürtünme çarpanı ile akışkan ile yüzey arasında sürtünmenin artırılması veya azaltılması sağlanacaktır. Isı transferi çarpanı ile de yüzey ile akışkan arasındaki ısı transfer oranı değiştirilecektir.

Bu tez kapsamında motora ait hava emiş sistemi ve egzoz sisteminin bir ön işlem programı ile modellendiği ve ayrıklaştırıldığı Bölüm 4’de belirtilmişti. Dolayısıyla boru elemanlarına ait geometrik özellikler bu ön işlem programından geldiği şekilde korunmuştur. Oluşturulan motor modelinin programa ait görüntüsü şekil 4.3’de mevcuttur. Bu model dosyası geometrik verileri, başlangıç koşullarını ve malzeme özelliklerini içermektedir.



Şekil 4.3 : Motor modeli program arayüzü görüntüsü ve elemanları.

4.2 Dinamometre Verisi

Geometrik ve malzeme özelliklerinin girilmesiyle oluşturulan motor modelinin bir dinamometre verisine göre doğru bir şekilde korelasyonu için aşağıdaki asgari veri setine ihtiyaç duyulmaktadır:

- Motor döndürme momenti

- Motor gücü
- Motor hızı
- Özgül yakıt tüketimi
- Sürtünme gücü
- Motordan geçen hava debisi
- Yakıt debisi
- Hava yakıt oranı
- Silindir içi basınç datalarından hesaplanan IMEP,GMEP,PMEP
- Volumetrik verim
- Emme ve egzoz manifoldu basınçları ve sıcaklıkları
- Doğal emişli motorlar için emme-egzoz port sıcaklıkları
- Soğutma suyu ve yağ sıcaklığı
- Silindir içi basınç (doğru yanma korelasyonu için)
- Hava emiş sisteminde ve egzoz sisteminde çeşitli noktalarda basınç ve sıcaklıklar(Katalist giriş sıcaklığı ve basıncı, katalist çıkış sıcaklığı ve basıncı, susturucu giriş basıncı vb..)

Yukarıda sıralanan veriler doğal emişli bir motor için gerekli olan ölçümlerdir. Motorun turboşarjlı olması durumunda hava emiş sistemine eklenen diğer sistemlerden alınan ölçümler ile turboşarj sistemi giriş ve çıkışından alınan ölçümler bu verilere eklenmektedir.

Öncelikle dinamometre verisi, motor modeli korelasyonuna başlanmadan detaylı bir şekilde incelenmelidir. Çünkü dinamometre ölçümünden kaynaklanan hatalar bir boyutlu modellerin doğru bir şekilde korelasyonunu engellemektedir. Emme ve egzoz manifoldunda ölçülen basınç değerinin ya da motorun aldığı kütsel hava debisinin yanlış ölçülmesi bütün motor korelasyonu prosesinin yanlış bir şekilde yapılmasına ve dolayısıyla dinamometre ölçümleri ile motor modeli çıktıları arasında farkların olmasına neden olmaktadır. Ayrıca dinamometre verisi her zaman için mutlak doğru olarak kabul edilmemelidir. Dinamometrelerde sensör kalibrasyonu ve ölçüm toleranslarından kaynaklanan hataların meydana gelmesi muhtemeldir. Alınan

ölçümlerin artı eksi hata bantları oluşturularak yukarıda değinilen hatalarda göz önüne alınır ve bir boyutlu modellerin çıktıları bu oluşturulan hata bantlarına göre çizdirilir. Belirlenen hata bantlarının içinde kalan model çıktıları modelin dinamometreyi ne derece temsil ettiğinin ve oluşturulan modelin diğer çalışmalar için kullanılıp kullanılamayacağı konusunda bilgi verir. Bu tez kapsamında oluşturulan motor modelinin çıktıları basınç ölçümleri için $\pm 2\%$ hata bandı, kütsel debi ölçümleri için $\pm 3\%$ hata bandı uygulanmıştır. Benzer şekilde döndürme momentini ve güç çıktısı için $\pm 2\%$ hata bandı uygulanmıştır. Pompalama kayıpları için ± 0.25 bar, ortalama efektif basınç için ± 0.5 bar ve silindir içi maksimum basınç için ± 2.5 bar hata bandı uygulanmıştır. Silindir içi maksimum basıncın zamanlamasının motor modeli çıktısına olan önemli etkisinden dolayı bu motor modeli çıktısı için hata bandı ± 0.5 krank mili açısı olarak belirlenmiştir. Silindir içi maksimum basıncın krank mili açısından değerinin dinamometre ölçüm değerinden geniş bir aralıkta farklı olması motor performans çıktılarından özellikle yanma ile ilgili çıktıların geniş bir sapmaya neden olmaktadır. Dinamometre ile ilgili bir diğer önemli nokta dinamometrede yapılan ölçümlerin detaylı olarak ortaya konulmasıdır. Ölçüm noktalarının lokasyonları gerekli fotoğraflar ya da diyagramlar kullanılarak ortaya konulmalıdır. Dinamometre ve bir boyutlu modellerde farklı noktalardan okunan sıcaklık ve basınç değerleri bu iki çıktı arasında farklılıkların görülmesine neden olmaktadır. Buda motor modelinin korelasyonunu zorlaştırmaktadır.

Bu tez kapsamında da kararlı halde tam yükte 1,6L doğal emişli sabit supap zamanlamalı bir benzinli motor için alınan ve yukarıdaki verilerin büyük bir bölümünü içeren(silindir içi basınç verisi dışında) bir dinamometre ölçümü mevcuttur. Geometrik olarak oluşturulan motor modeli bu dinamometre verisine göre korele edilmiştir. Ayrıca bu dinamometre verisinde sensör lokasyonları detaylı olarak verilmiştir.

4.3 Bir Boyutlu Motor Modeli Korelasyonu

Bir boyutlu motor modellerinin dinamometre verisine göre korelasyonu yapılırken aşağıdaki adımlar izlenir. Bu işlemler yapılırken gerçek geometriyi temsil eden bir model geometrisinin oluşturulduğu ve ilgili elemanların termal ve malzeme özelliklerinin tanımlandığı kabulü yapılmıştır. Ayrıca bu tez kapsamında oluşturulan

motor modelinin doğal emişli olmasından dolayı doğal emişli motor modeli korelasyonu açıklanmıştır.

4.3.1 Hava emiş sistemi korelasyonu

Bir boyutlu motor modelinin bütün sistemin korelasyonun yapılması için önce her bir sistemin kendi içerisinde doğru çalıştığından emin olmak gerekir. Bu nedenle korelasyon işlemi her bir sistem için ayrı ayrı tekrarlanır. Örneğin hava emiş sistemi, havanın motora girişinin başladığı giriş borusundan emme manifoldunda manifold basıncının ölçüldüğü noktaya kadar ayrı bir model dosyasına kayıt edilerek bu kısmın korelasyon işlemi gerçekleştirilir. Bu işlem için giriş sınır koşulu olarak dinamometrede ölçülen hava girişindeki sıcaklık ve basıncın total değeri kullanılır. Çıkış sınır koşulu olarak da emme manifoldundaki sıcaklık ve basıncın statik değerleri kullanılır. Bir boyutlu programın girişteki basınç ve sıcaklığı sisteme total basınç ve sıcaklık olarak tanımlamasından dolayı, giriş ve çıkıştaki sınır koşullarının statik veya total olması gibi bir farklılık meydana gelmiştir. Daha sonra bu girilen sınır koşulları için en fazla kütleli hava debisinin geçtiği motor hızında kütleli hava debisinin dinamometre verisiyle olan korelasyonu incelenir ve bu değerlerin dinamometrede ölçülen değerle tutturulması amaçlanır.

Bu tez kapsamında da hava emiş sisteminde ki basınç ve kütleli hava debisinin dinamometre ölçümüyle tutturulması adına benzer bir korelasyon süreci uygulanmıştır. Hava emiş sistemindeki sıcaklıkların doğru şekilde modelden çıktı alınabilmesi içinde hava emiş sistemindeki elemanların ısı transfer modelleri dinamometre verisine göre korele edilmiştir.

4.3.2 Egzoz sistemi korelasyonu

Egzoz sisteminde de benzer şekilde egzoz geri basıncının doğru olarak modellenmesi adına egzoz tarafında bir orifisin çapının kısılması söz konusudur. Genelde dinamometrede bütün egzoz sistemi motora takılmadığında dolayı egzoz sistemine yerleştirilen bir klepe ya da vana benzeri yapının kısılması ile daha önceden belirlenen egzoz geri basıncı dinamometrede benzetimi yapılır. Bütün egzoz sisteminin dinamometreye yerleştirilememesindeki en önemli etken test odalarının bütün egzoz sistemini barındıracak ölçülere sahip olmamasıdır. Ancak bu tez kapsamında oluşturulan bir boyutlu modelinde bütün egzoz sisteminin modellenmesi dolayısıyla böyle bir ek korelasyona ihtiyaç duyulmamıştır. Egzoz sistemi de kendi

içerisinde doğru çalıştığının anlaşılması için ayrı bir model üzerinde egzoz sisteminden belirlenen bir lokasyon (egzoz geri basıncı ve egzoz gazı sıcaklıklarının ölçüldüğü) ile dış ortam arasındaki egzoz geometrisinin modeli ayrı bir model dosyasında analiz edilir. Hava emiş sisteminde yapılan korelasyonun benzeri burada da gerçekleştirilir. Yani giriş sınır koşulu olarak egzoz sisteminde ölçülen noktadaki sıcaklık ve basınç tanımlanırken çıkış sınır koşulu olarak dış ortamda ki sıcaklık ve basınç sağlanır. Benzer şekilde egzoz kütleli hava debisinin tutturulması amaçlanır.

4.3.3 Baz motor korelasyonu

Hava emiş sisteminin ve egzoz sisteminin dinamometre verisine göre korelasyonu sağlandıktan sonra geriye kalan baz motor kısmının (emme manifoldundan egzoz manifolduna kadar olan sistem, silindirler dahil olmak üzere) korelasyonu sağlanmalıdır.

Baz motor korelasyonunda genel olarak silindir içindeki koşullar, supaplar ile ilgili parametreler ve motor geometrisinin doğru tanımlandığı koşullarda motorun aldığı kütleli hava debisi dinamometre ile benzer değerler olmaktadır. Bu durumda bir farklılık olsa dahi baz motor kısmında kütleli hava debisinin dinamometre ile tutturulması adına orifis çapı vb... değişikliklerin yapılması istenmemektedir.

Motora ait parametrelerin yani supap zamanlaması, supap akış katsayıları, emme manifoldundaki sıcaklık ve basınç, silindir içi ısı transferi vb... doğru tanımlandığı kabulü yapılırsa yanmanın doğru modellenmesi baz motor korelasyonundaki en önemli adım olmaktadır. Dinamometreden alınan silindir içi basınç datası mevcut ise modelden alınan çıktı ile bu verinin tutturulması sağlanmaktadır. Böyle bir verinin mevcut olmaması durumunda da wiebe fonksiyonun parametreleri ile doğru yanmanın sağlanması amaçlanmaktadır. Yanma korelasyonu yapılırken emme manifoldunda giriş sınır koşulları, motorun aldığı kütleli hava debisi ve manifold sıcaklığı olarak tanımlanır. Çıkış sınır koşulları ise egzoz manifoldunda egzoz geri basıncının ölçüldüğü noktadaki basınç ve sıcaklık tanımlanır. Böylece motorun doğru kütleli hava debisinde ve doğru emme manifoldu sıcaklığında çalıştığından emin olunur. Ayrıca benzinli motorların hava fazlalık katsayısı kontrollü olarak çalışmasından ötürü dinamometrede ölçülen hava fazlalık katsayısını aynı tutacak bir PID kontrol sistemi oluşturulan motor modeline eklenmiştir. Bu sistem ile egzoz sisteminde hava fazlalık katsayısı bir sensor yardımıyla okunmuş ve bu değer hedef

olarak belirlenen değere ulaşması için enjekte edilen yakıt miktarı değiştirilmiştir. Böylelikle silindir içinde doğru hava ve yakıt debisinin olması sağlanmıştır.

Bu tez kapsamında alınan dinamometre verisinde silindir içini basınçların mevcut olmamasından dolayı Wiebe fonksiyonunun parametreleri değiştirilerek yanma çıktılarının en önemli parametreleri olan silindir içi maksimum basınç ve bu basıncın meydana geldiği krank açısı cinsinden zamanlama ile motorun döndürme momenti verilen dinamometre verisine göre ayarlanmıştır.

Baz motor korelasyonunda daha önce belirtildiği silindir içi ısı transferinin doğru modellendiği kabulü yapılmıştır. Doğru yanma modelinin elde edilebilmesi doğru silindir içi ısı transferi modellemesi mümkündür. Silindir içi ısı transferinin doğru modellemesi için genellikle, üç boyutlu akışkanlar dinamiği denklemleri kullanılarak hesaplanan ısı transferi katsayıları ve yüzey sıcaklıkları motor modellerine girilir. Ayrıca doğru termal malzeme özellikleri ve soğutucu özellikleri ile doğru silindir içi ısı transferi modellenmiş olur. Yağ sıcaklıkları ve soğutma suyu sıcaklıkları dinamometre ölçümünde mevcuttur. Soğutma suyunun sıcaklığı portlardaki ısı transferini ve motor performans parametrelerini önemli ölçüde etkilemektedir. En önemli etki silindir içine alınan kütsel hava debisindedir. Silindir içine alınan kütsel hava debisine veya ölçülen port sıcaklıklarına göre burada tanımlanan çarpanlar ile bu bölgelerdeki ısı transferi artırılabilir ya da azaltılabilir.

Baz motorda bir diğer önemli kalibrasyon parametresi volumetrik verimin dinamometreden gelen hata bantları içerisinde kalmasıdır. Doğal emişli motorlarda volumetrik verim, motorun hava alma kapasitesini yani motorun performansını etkileyen en önemli parametredir. Dolayısıyla volumetrik verimin doğru kalibre etmesi bütün motor performans çıktılarını etkileyecektir. Ayrıca emme manifoldu sıcaklığı da volumetrik verimi önemli ölçüde etkilemektedir. Dolayısıyla özellikle hava emiş sistemindeki borulardaki ısı transferi modelinin doğru belirlenmesi motorun hava alma kabiliyetinin doğru olmasını sağlayacaktır. Bir boyutlu modellerde volumetrik verim kalibrasyonunu etkileyen ve genelde yapılan hatalar incelenecek olursa:

- Emme ve egzoz supaplarının zamanlamasının ve açılma profillerinin doğru modellenmemesi

- Emme manifoldundaki boruların uzunluklarının doğru modellenmemesi, hacimlerin doğru modellenmemesi
- Emme manifoldundaki duvar sıcaklıklarının doğru modellenmemesi
- Egzoz geri basıncının doğru modellenmemesi
- Volumetrik verim hesabında kullanılan ortam koşullarının dinamometrede ve modelde aynı olması şeklinde sıralanabilir.

Tüm bu etkiler göz önüne alınarak özellikle baz motor korelasyonunda motor modelinin volumetrik veriminin doğru çıktılar verdiğiinden emin olmak gerekmektedir.

4.4 Dinamometre Korelasyonu Sonuçları

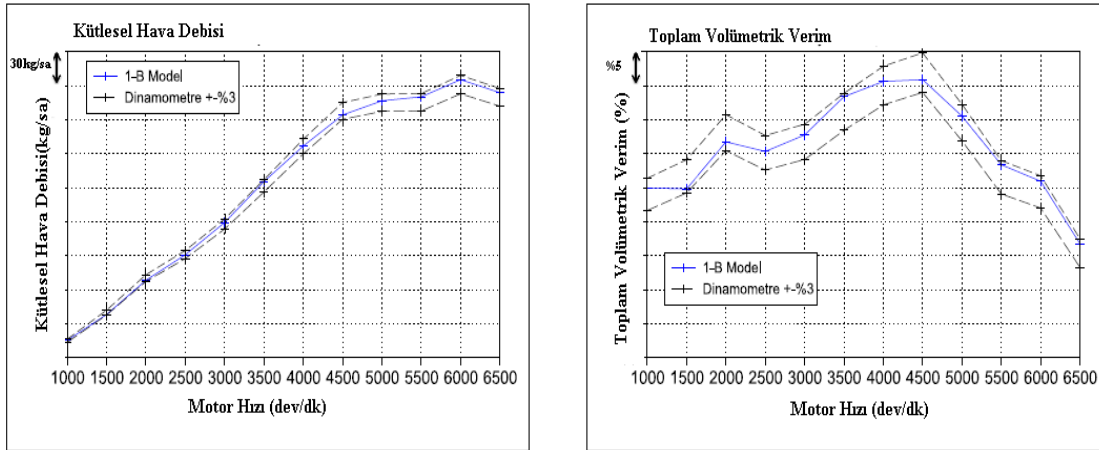
4.4.1 Uygulama

Bu tez kapsamında benzinli motorlarda kısmi yükte yakıt ekonomisi sağlayan yöntemlerden olan değişken strok hacmi yöntemi ve çevrim atlatma yönteminin bir boyutlu modeller yardımıyla uygulaması yapılmıştır. Bu yöntemlerinin benzinli motorlarda olan yakıt ekonomisinin araştırılabilmesi için 2 adet ana motor modeli kullanılmıştır. Değişken strok hacmi yöntemi uygulaması için 1,6L doğal emişli, dört silindirli, benzinli, sabit supap zamanlamalı bir motor modeli geometrik olarak oluşturulmuş ve tam yükte dinamometrede alınan 12 adet ölçüm verisine göre modelin validasyonu yapılmıştır. Bu modele ait geometrik veriler Bölüm 4’de belirtildiği gibi bir boyuta indirgenmiştir. Diğer motor modeli ise çok basit geometrilerden elde edilmiş tek silindirli benzinli bir motor modelidir. Baz motor olarak da Ricardo Wave’in örnek olarak olduğu motor modellerinden alınmıştır. Bu motor modeli üzerinde bir korelasyon yapılmamış ve çevrim atlatma uygulaması denenmiştir. Temelde yapılacak işlemin farklı çevrim stratejilerine göre yakıt tüketiminin incelenmesi olmasından dolayı bir korelasyona da gerek duyulmamıştır. Temelde ki işlem A modeli ile B modeli çıktılarının karşılaştırılmasıdır. Bu bölümde bu motor modelinin tam yükte (1,6L doğal emişli, dört silindirli, benzinli, sabit supap zamanlamalı) performans çıktılarının dinamometre verisine göre korelasyonu incelenecektir. Dinamometre verisi daha önce Bölüm 4.2’de açıklanan meydana gelebilecek hatalardan dolayı $\pm$ bantlar kullanılarak çizdirilmiştir.

Kabuller ve model bilgileri:

- Yanma süresi boyunca hava yakıt oranı sabittir.
- Homojen bir karışım mevcuttur.
- Wiebe yanma modeli kullanılmıştır.
- Chen-Flynn sürtünme modeli kullanılmıştır.

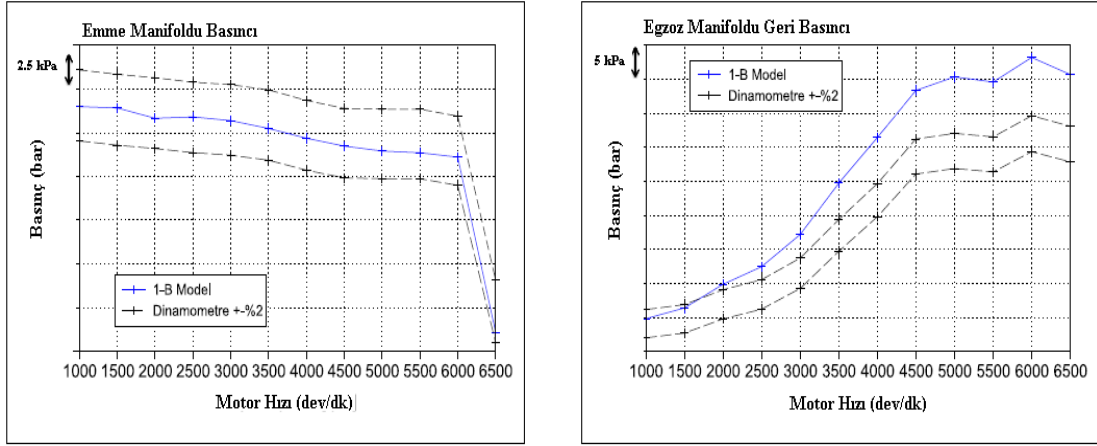
Volümetrik verim çıktısı şekil 4.4'den görüldüğü üzere $\pm\%3$ bantları içerisindedir. Volümetrik verimin doğru olarak modellenmesinden dolayı motorun aldığı kütleli hava debisi de yine dinamometre verisine göre $\pm\%3$ bandı içerisinde kalmıştır. Benzinli bir motorda motora ait volümetrik verimin doğru olarak çıktısının elde edilmesi motordaki ısı transfer parametrelerinin doğru modellendiğinin bir göstergesidir.



Şekil 4.4 : Kütleli hava debisi ve toplam volümetrik verimin motor hızına değişimi.

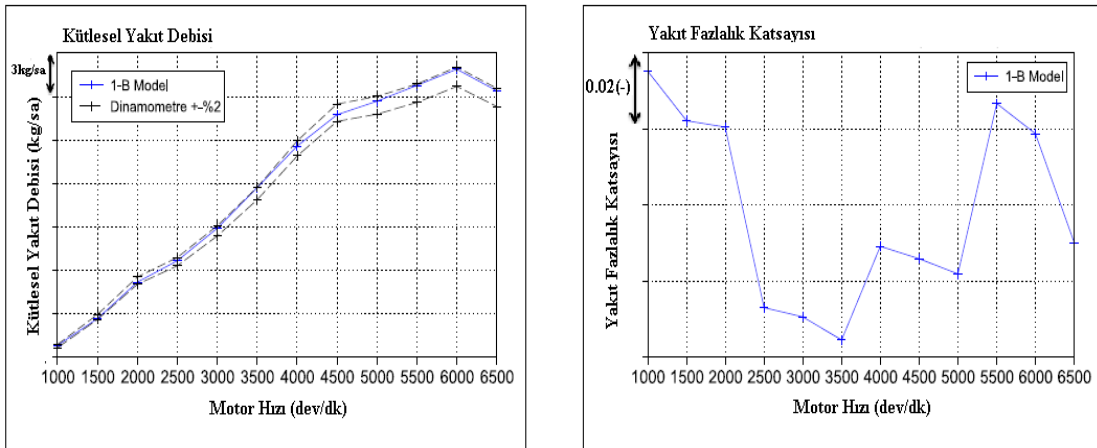
Motorun hava emiş sistemi ve egzoz sistemindeki basınç düşümlerinin motor modeli korelasyonu adımlarında belirtildiği şekilde yapılmasından dolayı ve motor modelinden alınan kütleli hava debisinin de doğru olarak elde edilmesinden dolayı özellikle emme manifoldunda ki basınç şekil 4.5'de görüldüğü üzere $\pm\%2$ hata bandı içerisinde kalmıştır. Yine şekil 4.5'de görüldüğü üzere motor modelinin egzoz geri basıncı çıktısı dinamometre verisine göre yüksek kalmıştır. Egzoz sistemindeki geometriler daha önce de belirtildiği üzere üç boyutlu geometrilerin bir boyuta indirgenmesi sonucu oluşturulmuştur. Katalist elemanındaki basınç düşümü de alınan üç boyutlu akışkanlar dinamiği analizi sonuçlarına benzer şekilde ortaya çıkmıştır. Egzoz sistemindeki basıncın susturucular, borular ve katalist elemanı olarak ayrı ayrı

incelendiğinde motor modelinden çıktı olarak basınçların ve basınç düşümlerinin beklenen seviyelerde olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.5 : Emme ve egzoz manifold basınçlarını motor hızına bağlı değişimi.

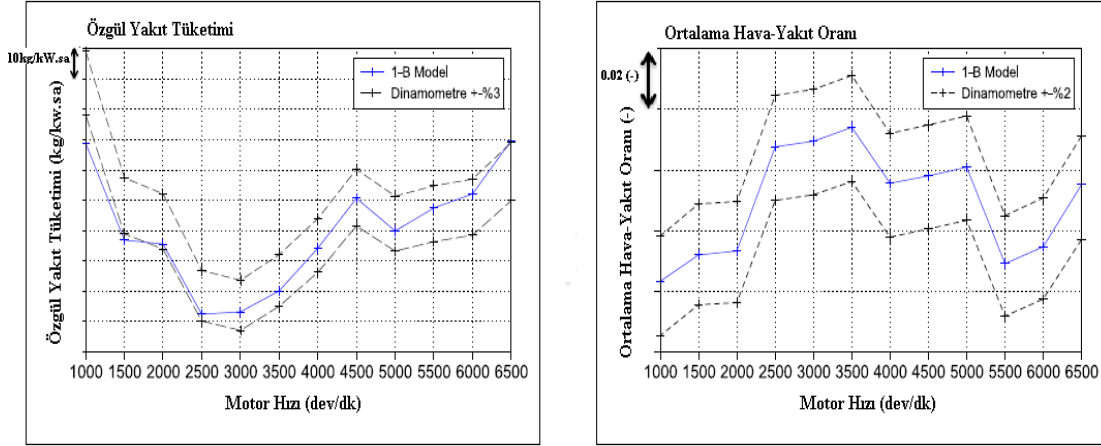
Motor modeli üzerinde yakıt miktarını ayarlayan PI tipi bir kontrol mekanizmasının var olmasından dolayı, kütleli yakıt debisi çıktısı motordan alınan kütleli hava debisi ile aynı yapıyı izlemiştir. Kütleli hava debisinin dinamometre verisine göre iyi bir korelasyonu olduğu Şekil 4.6'da mevcuttur. Bu nedenle kütleli yakıt debisi çıktısı da dinamometre verisine göre iyi bir korelasyona sahiptir. Yakıt fazlalık katsayısı ve ortalama hava yakıt oranı çıktısı da benzer şekilde yakıt kontrol mekanizması olmasından dolayı dinamometre ölçülen değerlerde olmuştur.



Şekil 4.6 : Kütleli yakıt debisi ve yakıt fazlalık katsayısının motor hızına bağlı değişimi.

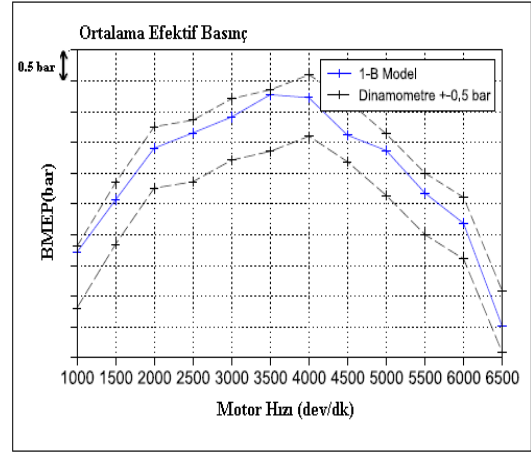
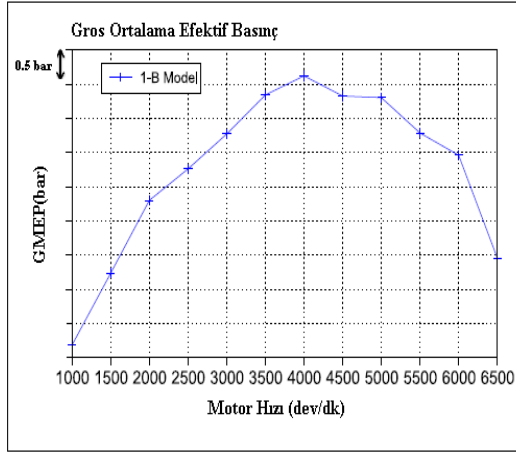
Şekil 4.7'de görülen motor modeline ait özgül yakıt tüketimi çıktısı bütün motorun çalışma aralığı boyunca dinamometre verisine bağlı olarak oluşturulan hata

bantlarının içerisinde yer almıştır. Kütlesel yakıt debisinin doğru olarak motor modelinden çıktı alınmasından dolayı özgül yakıt tüketiminin de bu hata bantlarının içerisinde yer alması motor modelinden alınan döndürme momentinin ve sürtünme kayıplarının doğru modellediğini ortaya koymaktadır. Özgül yakıt tüketimi karşılaştırmaları bu tezin ana amacı olmasından dolayı bu çıktının tam yük durumunda dinamometre verisine göre iyi korelasyonu önemli bir çıktıdır.

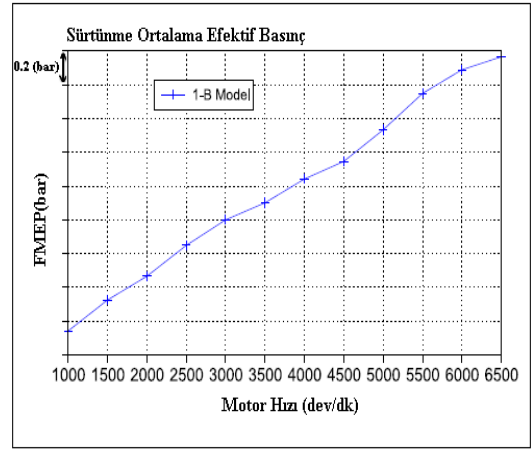
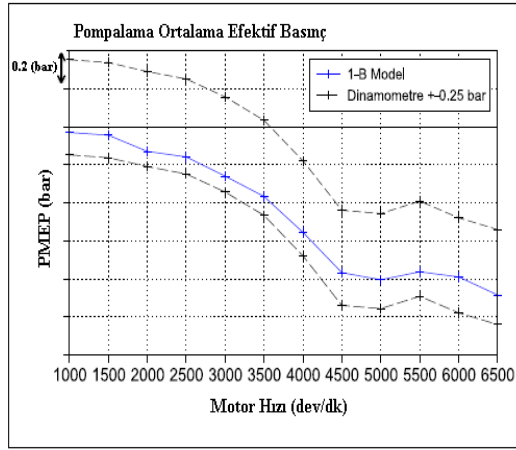


Şekil 4.7 : Özgül yakıt tüketimi ve HYO'nun motor hızına bağlı değişimi.

Şekil 4.8 ve 4.9'da görülen ve motor modeline ait efektif basınçların çıktıları yanmanın ve sürtünmenin doğru olarak modellendiğini göstermektedir. Logaritmik basınç hacim grafiğinin saat yönünde olan pozitif alanından hesaplanan gros ortalama efektif basıncının dinamometre verisi olmamasından dolayı bu değer bu grafiğe çizdirilememiştir. Ancak benzer şekilde logaritmik basınç hacim grafiğinin saat yönünün tersinde olan negatif iş alanından hesaplanan pompalama kayıpları dinamometre verisine göre iyi bir korelasyona sahiptir. Şekil 4.5'de gözlemlenen egzoz geri basıncının yüksek olması motor modelinin pompalama kaybı çıktısını az da olsa arttırmıştır ancak bu artış hata bantlarının dışına çıkılması kadar yüksek bir değere sahip değildir. Benzer şekilde ortalama efektif basınç çıktısı da dinamometre verisine göre iyi bir korelasyona sahiptir. Buradan çıkartılması gereken en önemli sonuç sürtünme kayıplarının doğru modellendiğidir. Ayrıca sürtünme kayıpları ile pompalama kayıplarının doğru modellenmesi baz motorda yapılan yanma korelasyonunun doğru olduğunun göstermektedir. Egzoz geri basıncında dinamometre datasına göre bir farklılık mevcut olsada, modellenen elemanlardaki basınç düşümünün beklenen seviyeler olmasından dolayı ek bir korelasyon işlemi gerçekleştirilmemiştir.



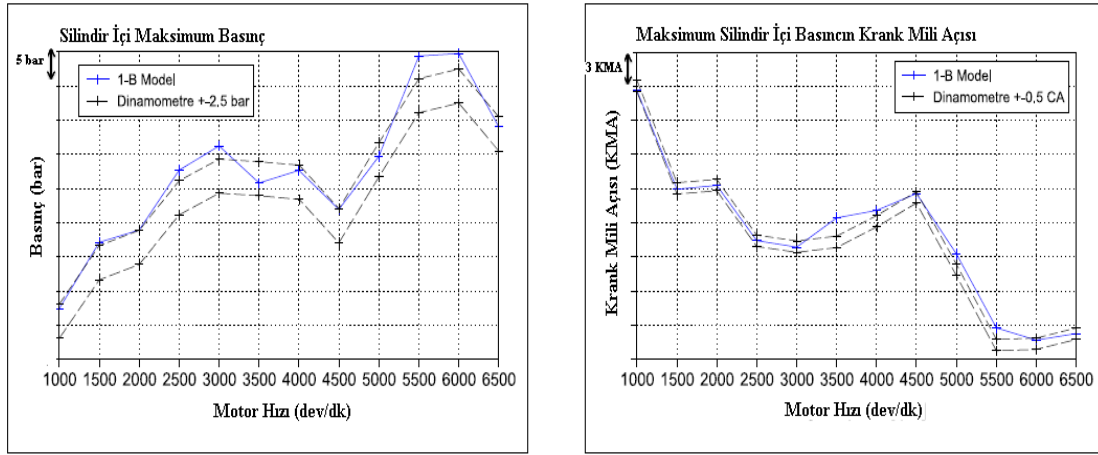
Şekil 4.8 : GMEP ve BMEP'in motor hızına bağlı değişimi.



Şekil 4.9 : PMEP ve FMEP'in motor hızına bağlı değişimi.

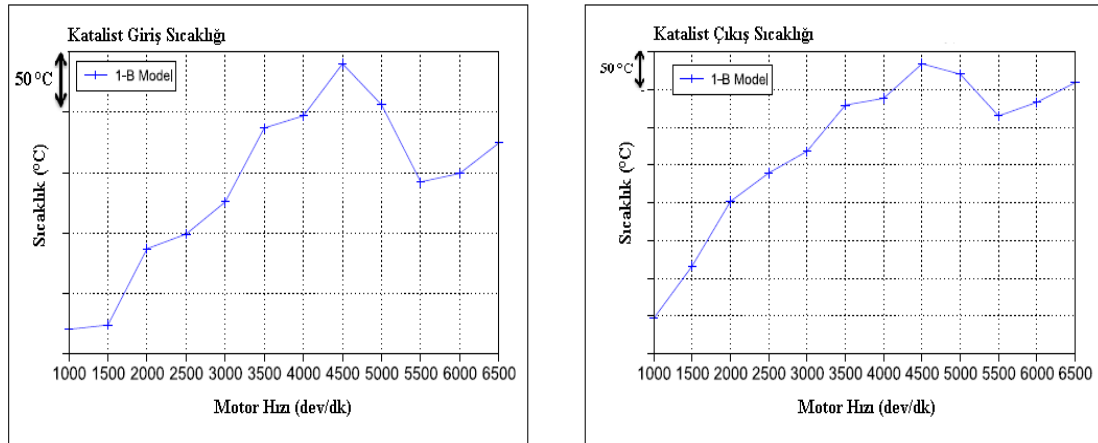
Yanmanın bir diğer önemli çıktısı olan silindir içi maksimum basınçlar ve bu basınçların oluştuğu krank mili açısının dinamometre verisine göre korelasyonu şekil 4.10'da görülmektedir. Özellikle 5500 ile 6000 dev/dk arasındaki silindir içi maksimum basınç çıktısı dinamometreden alınan değerleri $\pm 2,5$ bar aralığının üzerinde kalmıştır. Benzer bir çıktıda 2500 ile 3000 dev/dk arasında da gözlemlenmiştir. Bu aralıklardaki motorun aldığı kütsel hava ve yakıt debisi incelenirse, bu değerlerin verilen hata bantlarının üst sınırlarına yakın olduğu görülecektir. Bu nedenle bu noktadaki modelin silindir içi maksimum basınç değeri azda olsa hata bantlarının dışında kalmıştır. Silindir içi maksimum basıncın krank mili açısı cinsinden meydana gelme zamanı çıktıları $\pm 0,5$ KMA aralığı içerisinde. Bazı motor hızlarında elde edilen model çıktısı azda olsa bu hata bantlarının dışına çıkmıştır. Genel olarak silindir içi maksimum basınç

zamanlamasının dinamometreye verisine göre iyi bir korelasyona sahip olduğu söylenebilir.



Şekil 4.10 : Silindir içi maksimum basınç ve bu basıncın meydana geldiği krank mili açısının motor hızına bağlı değişimi.

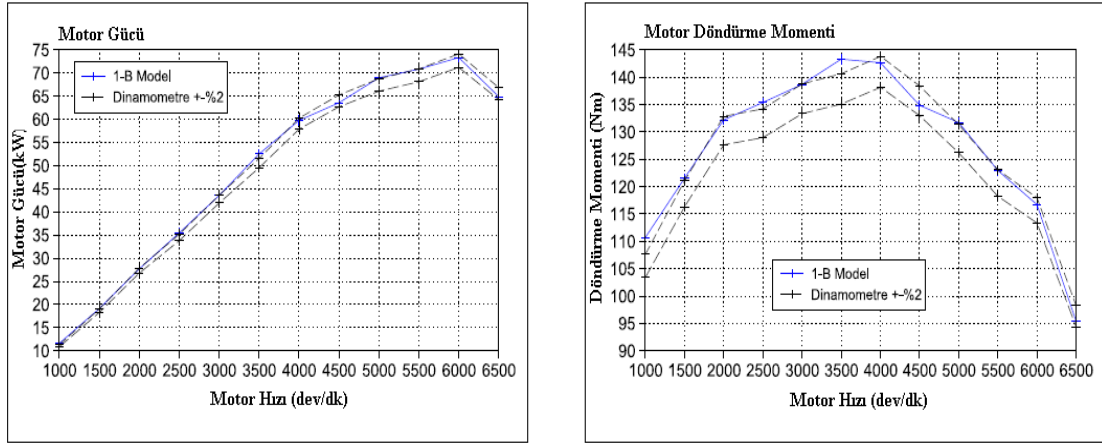
Egzoz tarafında dinamometre ölçülen bir sıcaklık değerinin olmamasından dolayı katalist giriş ve çıkışındaki sıcaklıkların dinamometre verisine göre korelasyonu çizdirilememiştir. Ancak katalist giriş ve çıkışındaki motor modeli sıcaklık çıktıları doğal emişli benzinli 1,6L bir motor için beklenen seviyelerdedir.



Şekil 4.11 : Katalist giriş ve çıkış sıcaklıklarının motor hızına bağlı değişimi.

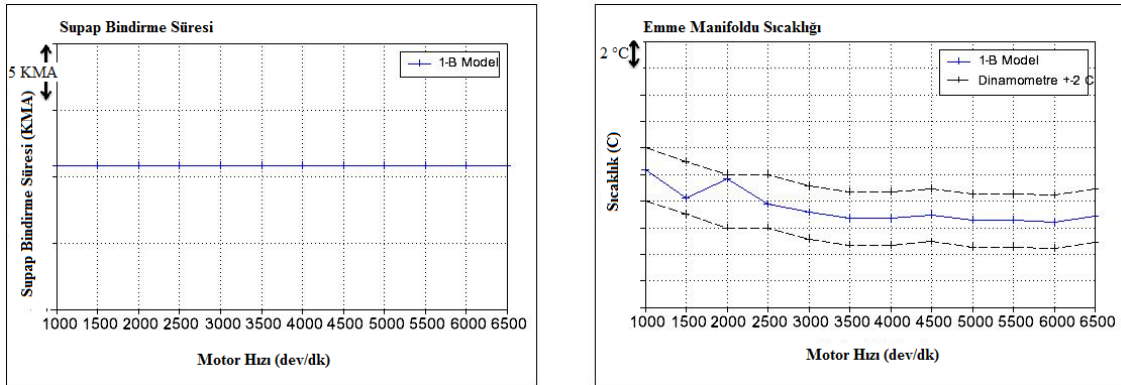
Daha önce özgül yakıt tüketiminin korelasyonunda değinildiği üzere motor modelinin döndürme momenti çıktısı dinamometre verisine göre $\pm 2\%$ lik bir bant içerisinde yer almıştır. Şekil 4.12’de gözlemlendiği üzere motor gücü çıktısı da dinamometreye göre iyi bir korelasyon sağlanmıştır. Buradaki en önemli etken

motorun doğru hava ve yakıt kütsel hava debisinde çalışması ve yine aynı şekilde yanmanın doğru modellenmesidir.



Şekil 4.12 : Motor gücü ve döndürme momentinin motor hızına bağlı değişimi.

Kullanılan motor modelinde sabit supap zamanlamasının olmasından dolayı supap bindirme süresi bütün motor çalışma aralığı boyunca sabit kalmıştır. Bu yapıyı ve emme manifoldu sıcaklığı korelasyonunu şekil 4.13’de görmek mümkündür.



Şekil 4.13: Supap bindirme süresi ve emme manifoldu sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.

Tüm bu motor modeli çıktıları göz önüne alınarak motor modelinin diğer çalışmalar için kullanılabilir olduğu ve tam yük koşullarında dinamometre verisine göre iyi bir korelasyona sahip olduğu sonucuna varılmıştır. Bu tez kapsamından oluşturulan değişken strok hacimli motorlarda bu motor modeli korelasyonu temel olarak kullanılacaktır. Kısmi yükte normal çevrim sonuçları bu motor modelinde gaz keleşinin kısılmasıyla elde edilecektir. Değişken strok hacminin modellenmesi amacıyla da bu motor modeli bir başka isimle kayıt edilmiş ve Bölüm 5.1’de

açıklanan bir kontrol algoritması bu motor modeline eklenmiştir ve 2 motor hızında uygulaması yapılmıştır.

5. DEĞİŞKEN STROK HACMİ YÖNTEMİ UYGULAMASI

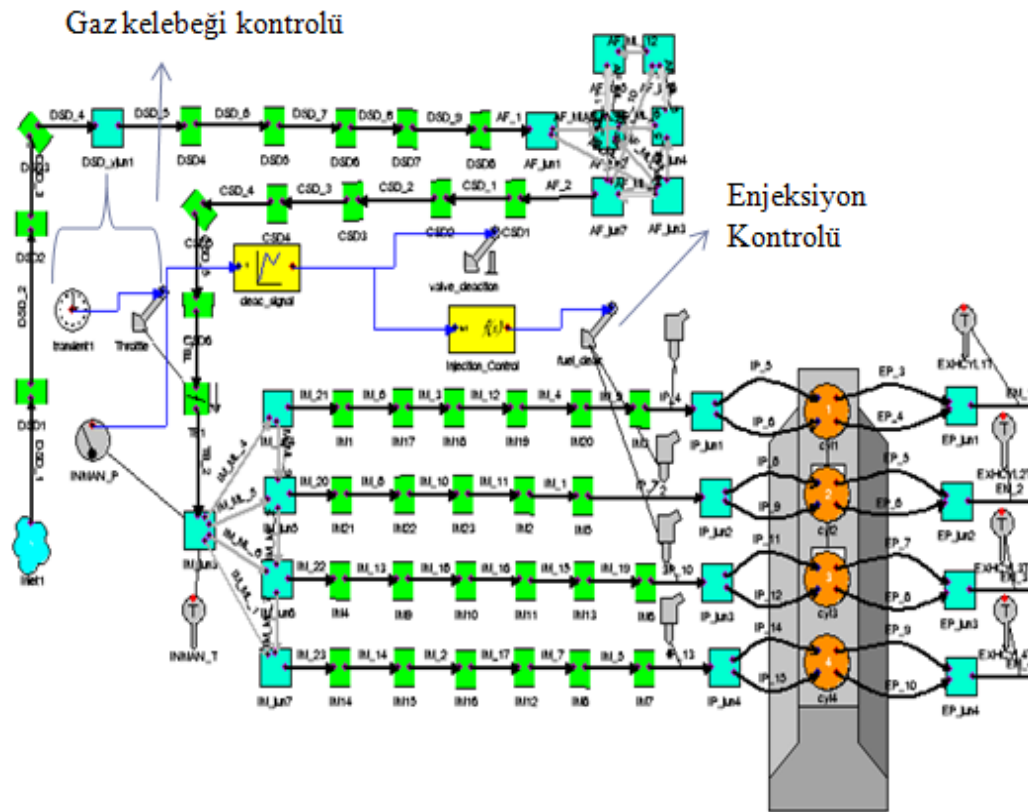
Değişken strok hacmi teorisi Bölüm 2’de detaylı olarak açıklanmıştır. Bu bölümde de değişken strok hacmi yönteminin kısmi yükte bir boyutlu motor modelleri kullanılarak uygulaması yapılmıştır. Bölüm 4’de değinildiği üzere bu oluşturulan motor modeli iki adet kısmi yük noktasında analiz edilmiştir. Motorun kısmi yük koşullarının benzetimini yapmak adına gaz kelebeği konumu kısılmıştır. Bu motor modeline ait çıktılar “normal çevrim” olarak adlandırılmıştır. Motor modelinin çıktıları benzetim süresine göre çizdirilmiştir.

Değişken strok hacmi yönteminin uygulanması adına motor modeline bir kontrol algoritması eklenmiştir. Bu kontrol algoritmasına göre emme manifoldundaki basınç değeri bir sensör yardımıyla okunmuş ve bu değerin bir eşik değerinin altına düşmesinden sonra 2. ve 3. Silindirlerdeki emme ve egzoz supaplar ile yakıt enjektörleri kumanda edilerek supapların açılmaması ve yakıtın püskürtülmemesi sağlanmıştır. Ayrıca yanmaya da müdahale edilerek yanma veriminin 0 olması sağlanmıştır. Bu kontrol algoritmasının yapısı Bölüm 5.1’de daha detaylı olarak açıklanmıştır. Emme manifoldundaki basıncın düşürülmesi de yine gaz kelebeğine kumanda edilerek sağlanmıştır. Şekil 5.1’de oluşturulan kontrol algoritmasının motor modeli üzerindeki görüntüsü mevcuttur. Bu oluşturulan modele ait çıktılar “DSHY” (Değişken strok hacmi yöntemi) olarak adlandırılmıştır.

Yapılan kabuller:

- Kararlı halde tam yükte dinamometre verisine göre korele edilen modelden 2 ayrı motor modeli oluşturulmuştur. İlk modelde normal çevrim modellenmiş, diğer modelde ise değişken strok hacmi yöntemi incelenmiştir. Bu oluşturulan modeller 2 farklı motor hızında analiz edilmiştir.
- Tüm modellerde aynı yanma parametreleri kullanılmıştır.
- Kısmi yüke geçiş gaz kelebeğinin kısılmasıyla sağlanmıştır.

- Hava fazlalık katsayısı kısmi yük koşullarında çalışan motor modellerinde sabit olarak alınmıştır.
- Analizlerde özgül yakıt tüketiminin karşılaştırılabilmesi için bütün motor modelleri için aynı döndürme momenti değerlerine ulaşılması amaçlanmıştır.
- Chen-flynn sürtünme modeli kullanılmıştır. Oluşturulan modellerde aynı motor hızında eşit sürtünme ortalama efektif basıncı kullanılmıştır.
- Ön karışımli homojen bir karışım olduğu kabul edilmiştir.
- Değişken strok hacmi modellemesi sırasında, 2 ve 3' nolu silindirler kapatılmıştır.

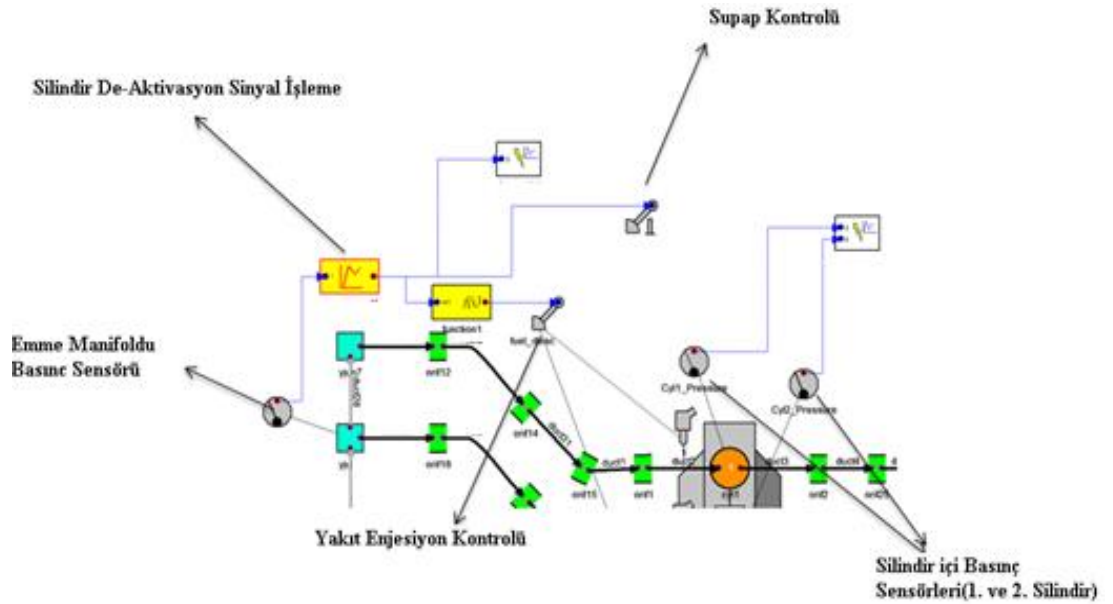


Şekil 5.1 :DSHY kontrol algoritmasının model üzerindeki görünümü.

5.1 Kontrol Algoritması

Değişken strok hacmi yöntemi ya da bir başka deyişle silindir de-aktivasyon işleminin mevcut oluşturulan motor modeli üzerinde uygulanabilmesi için bir kontrol algoritması oluşturulmuş ve bu algoritma korele edilen modele eklenmiştir.

Değişken strok hacminde bilindiği üzere motordan ihtiyaç duyulan güç azaldığında silindirlerden bazıları devre dışı bırakılmaktadır. Devre dışı bırakılan silindirlerdeki yakıt enjeksiyon işlemi durdurulmakta, gaz değişim prosesi supapların açılması engellenerek durdurulmaktadır. Dolayısıyla bir boyutlu modele entegre edilen kontrol algoritmasında da silindirlerin devre dışı bırakıldığı durumlar için bu yukarıda bahsedilen sistemlere etki edecek kontrol elemanları oluşturulmuştur. Ayrıca silindirlerin devre dışı bırakılması da bir ön koşula bağlanmıştır. Buna göre, emme manifoldunda gaz keleşi kısılmasıyla oluşan basıncın belli bir eşik değerin altında kalması halinde silindirler devre dışı bırakılmaktadır. Şekil 5.2’de oluşturulan kontrol algoritması mevcuttur.



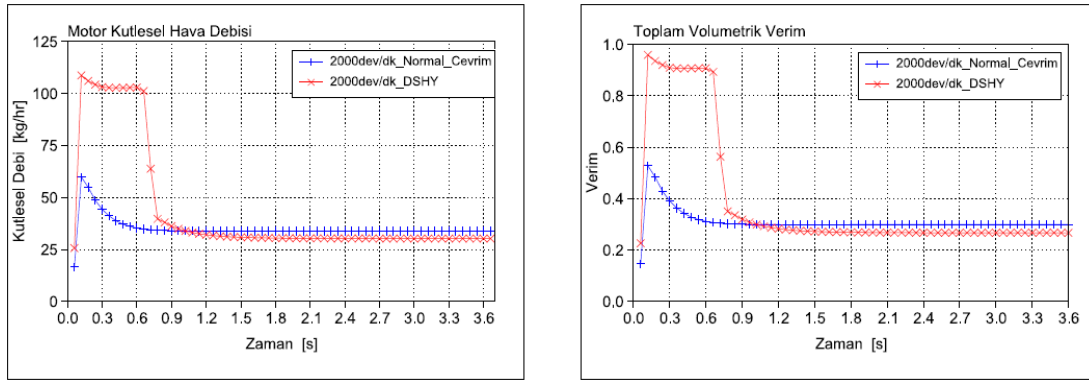
Şekil 5.2 :DSHY için geliştirilen kontrol algoritması.

Yukarıdaki şekilden de görüldüğü üzere emme manifoldundan sensör yardımıyla okunan basıncın belirlenen 0.97 bar eşik değerin altına düşmesi halinde silindir de-aktivasyon sinyal işleme bölümünden kontrol elemanlarına 0 sinyali gitmektedir. Emme manifoldundaki basınç değerinin 0.97 barın üzerinde olması halinde ise kontrol elemanlarına 1 sinyali gitmektedir. 0.97 bar değeri benzetim stabilitesi açısından seçilmiştir. İstenildiği takdirde bu değerler daha da düşürülebilmektedir. Kontrol elemanlarına gelen sinyali supap kontrol elemanı supap açılma miktarı çarpanı olarak kullanılmaktadır. Yani sinyalin 1 olması durumunda normal çevrimde olacak şekilde supap açılma miktarı 1 ile çarpılmaktadır. Ancak gelen sinyalin 0 olması durumun supapların (emme-egzoz) açılma miktarı 0 ile çarpılmakta

dolayısıyla supaplar açılmamaktadır. Benzer bir sistem yakıt enjeksiyonu içinde kurulmuştur. Gelen sinyalin 1 olması durumunda enjektörlerden belirlenen hava yakıt oranını sağlayacak şekilde yakıt püskürtülmektedir. Gelen sinyalin 0 olması halinde ise de enjektörlerden yakıt püskürtülmemektedir. Silindir içi basınç sensörleri silindir içindeki basıncı anlık olarak inceleyebilmek için modellere eklenmiştir.

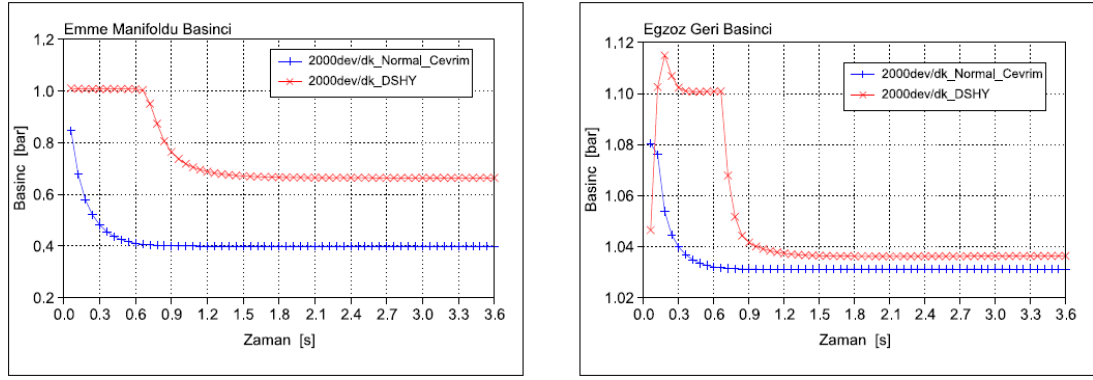
5.2 Uygulama Sonuçları

Oluşturulan motor modelinin 2000 dev/dk'daki 26 Nm döndürme momenti noktasında ki sonuçları aşağıdaki şekildedir. Burada değinilmesi gereken önemli bir nokta değişken strok hacmi yönteminin uygulandığı konumda gaz kelebeği öncelikle tam açık konumda yer alırken zamana bağlı girilen bir fonksiyon yardımıyla gaz kelebeğinin kısılması sağlanmıştır. Dolayısıyla değişken strok hacmi yönteminde benzetimin ilk zaman adımlarında elde edilen sonuçlar daha yüksektir. Daha sonra gaz kelebeğinin kısılmasıyla sonuçlar stabil hale gelip bir müddet sonrada eşit kalmaktadır.



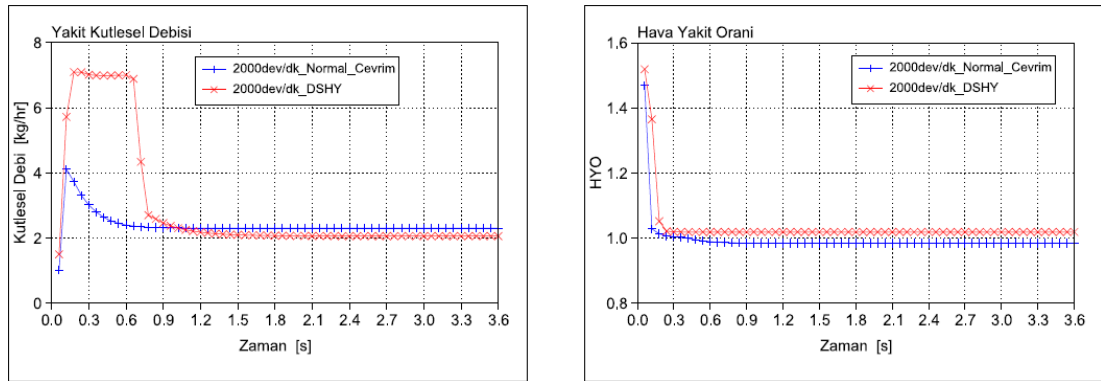
Şekil 5.3 : Kütlesel hava debisi ve volümetrik veriminin zamana bağlı değişimi.

Şekil 5.3'de görüldüğü üzere 2 ve 3 numaralı silindirlerin devre dışı bırakıldığı koşullara motora giren kütlesel hava debisi azda olsa azalmıştır. Buradaki önemli nokta bu kütlesel hava debisi 4 silindir yerine 2 silindire girecektir. Ayrıca yine şekil 5.3'den görüldüğü üzere motorun volümetrik verimi de azda olsa azalmış görülmektedir. Ancak bu sonuçlar değişken strok hacmi yöntemi için doğru sonuçları vermemektedir. Rapor edilmesi gereken değer kırmızı çizgiler ile belirlenen değer 2 katıdır. Buradaki farklılığın sebebi bir boyutlu modelin 2 silindir devre dışı kaldığının volümetrik verim hesabında kullanmamasıdır.



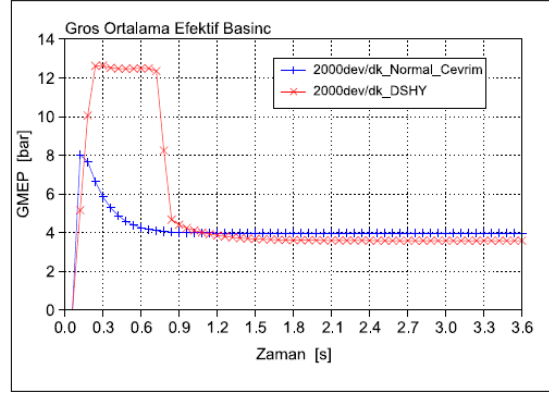
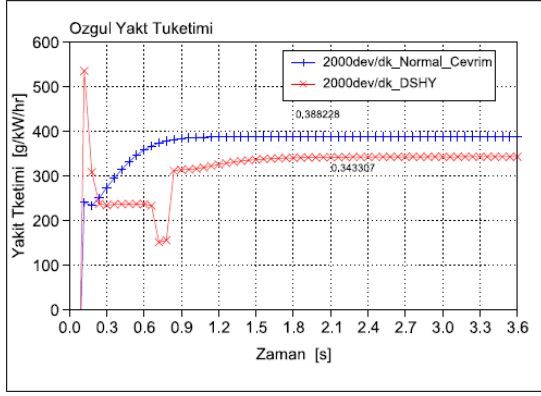
Şekil 5.4 : Emme ve egzoz manifold basınçlarını zamana bağlı değişimi.

Şekil 5.4’de emme manifoldundaki ve egzoz manifoldundaki basınçların karşılaştırması mevcuttur. Beklendiği üzere gaz keleşinin normal çevrim koşullarına göre daha az kısılmasından dolayı DSHY’nin uygulandığı modelin emme manifoldundaki basınçlar daha yüksek kalmıştır. Buda pompalama kayıplarındaki azalmanın temel sebebidir. Pompalama kayıplarının azalmasının detaylı sebepleri Bölüm 2’de DSHY’nin teorisinde mevcuttur. DSHY’nin uygulandığı modelde egzoz geri basıncının normal çevrim koşullarına göre arttığı görülmektedir. Bunun temel sebebi de silindir içindeki yanma süresince ve yanma sonundaki basınçların normal çevrim koşullarına göre daha yüksek olmasıdır. Bu artan egzoz geri basıncı pompalama kayıplarının az da olsa artmasına neden olacaktır. Ancak bu kayıplar emme manifoldundan gelen kazanç göz önüne alındığında düşük kalmaktadır.

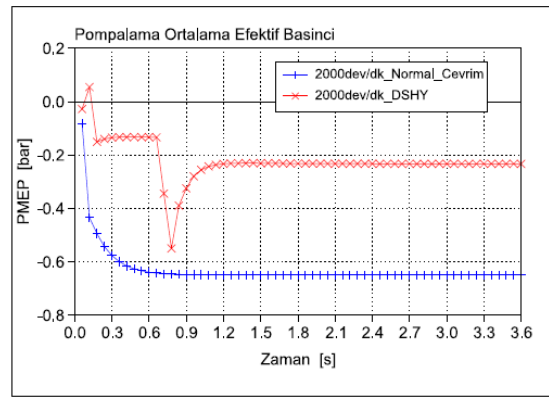
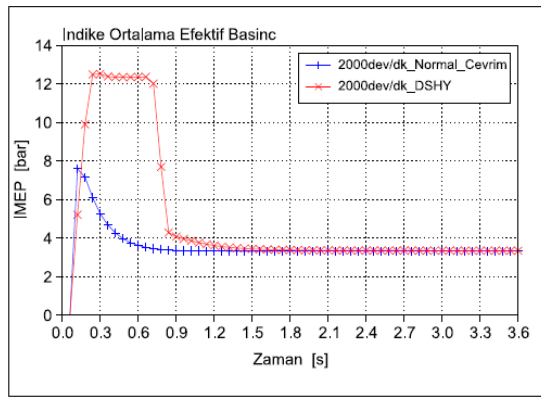


Şekil 5.5 : Kütleli yakıt debisi ve hava yakıt oranının zamana bağlı değişimi.

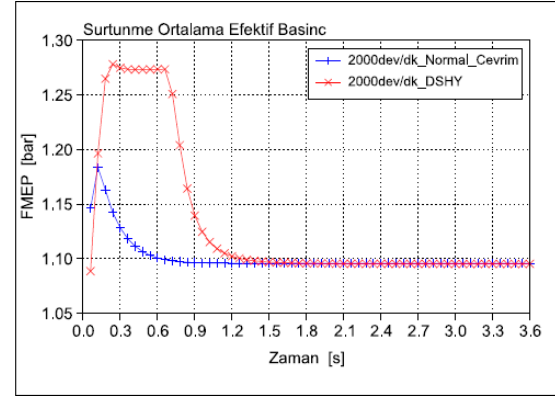
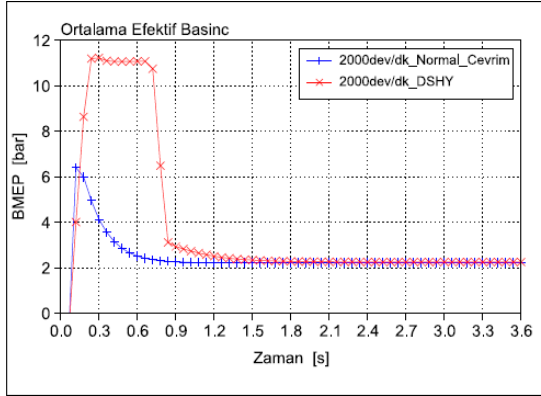
Şekil 5.5’de motora ait kütleli yakıt debisi ve hava yakıt oranının değişimi mevcuttur. Motorun sabit hava yakıt oranı ile çalıştırılmasından dolayı kütleli yakıt debisi değişimi motora ait kütleli hava debisi değişimi ile benzer şekildedir.



Şekil 5.6 : Özgül yakıt tüketimi ve GMEP'in zamana bağlı değişimi.



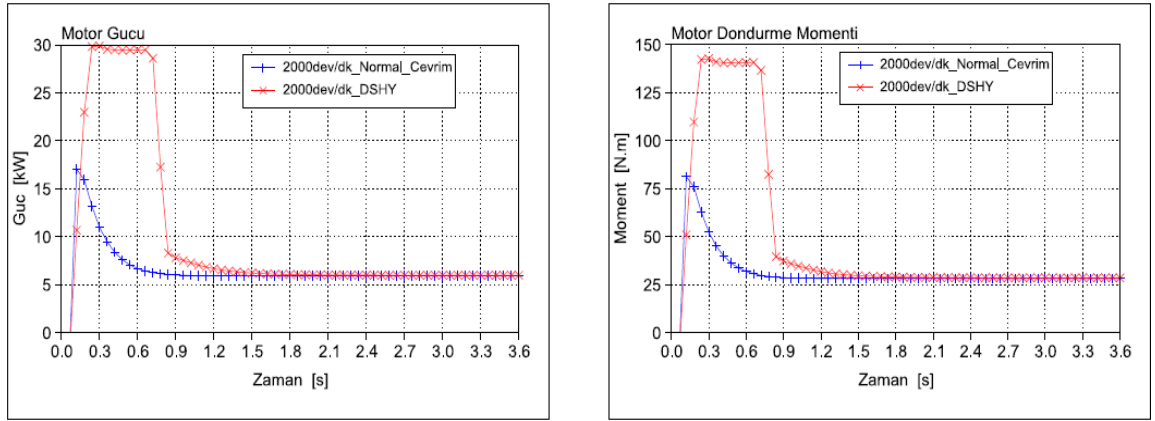
Şekil 5.7 : İMEP ve PMEP'in zamana bağlı değişimi.



Şekil 5.8 : BMEP ve FMEP'in zamana bağlı değişimi.

Şekil 5.6'da bu tezin ana amaçlarından olan özgül yakıt tüketiminde iyileşmeyi DSHY uygulaması ile gözlemlmek mümkündür. Normal çevrim koşullarında 388 gr/kW.sa olarak gerçekleşen özgül yakıt tüketimi emme manifoldundaki kısılmaların silindirlerin devre dışı bırakılmasıyla azalmasından dolayı 343 gr/kW.sa olarak elde edilmiştir. Yakıt tüketiminde %11,6 oranında bir iyileştirme elde edilmiştir. Bu iki model şekil 5.9'dan görüldüğü üzere aynı döndürme momentine sahiptir. Aynı

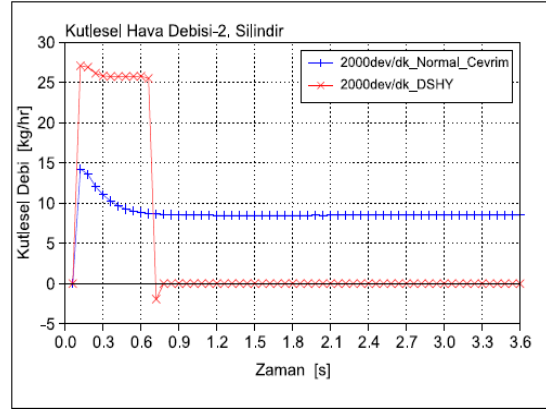
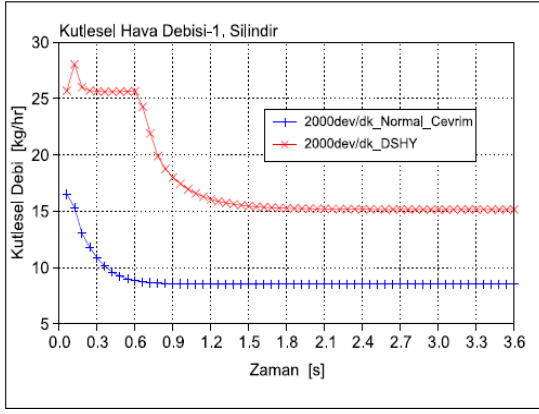
döndürme momentine sahip olunması bu iki motor modelinin özgül yakıt tüketimi açısından karşılaştırılmasına imkan vermiştir. Ayrıca bu yakıt tüketimindeki iyileşmenin temel sebebi şekil 5.7’de görüldüğü üzere pompalama kayıplarındaki azalmadır. Şekil 5.7 ve 5.8’de motora ait yanma efektif ve indike basınçların normal ve DSHY uygulamsı için karşılaştırılmıştır. Burada rapor edilen değerlerin DSHY için bulunan değerlerin iki katı olmalıdır. Daha önce volümetrik verim hesabında belirtildiği üzere DSHY’nde silindirlerin devre dışı olduğunu bir boyutlu modeller hesaplarda kullanmamaktadır. Yani DSHY içinde normal çevrim koşullarında olan efektif strok hacmi bu efektif parametrelerin hesabında kullanılmaktadır. İki model daha önce de değinildiği üzere aynı sürtünme efektif basıncını verecek şekilde ayarlanmıştır.



Şekil 5.9 : Motor gücü ve döndürme momentinin zamana bağlı değişimi.

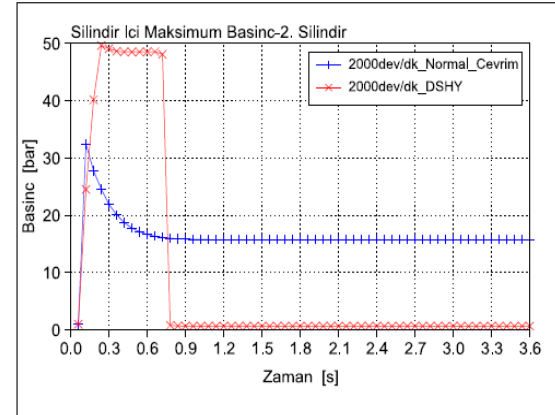
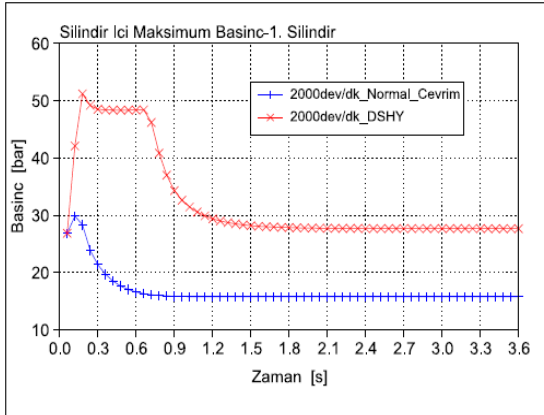
Motora ait döndürme momentlerinin eşit olması motordan alınan gücünde eşit olmasına neden olacaktır.

Çalışan ve devre dışı bırakılan silindirlerin DSHY ve normal çevrim koşullarına göre kütleli hava debisi, silindir içi maksimum basınç, indike ortalama efektif basınç ve pompalama ortalama efektif basınç parametreleri cinsinden karşılaştırmaları şekil 5.10, 5.11, 5.12 ve 5.13’de mevcuttur. Beklenildiği üzere birinci silindirdeki kütleli hava debisi DSHY modellemesinde 2. ve 3. silindirlerin devre dışı bırakılmasıyla artmıştır. 2. silindirdeki kütleli hava debisi ise DSHY modellemesi ile emme supaplarının açılmaması dolayısıyla 0 olarak elde edilmiştir. Normal çevrimde 2. silindirde 8 kg/sa’lik bir kütleli hava debisi mevcut iken, DSHY ile birinci silindirde yaklaşık 16 kg/sa’lik kütleli hava debisi mevcuttur.



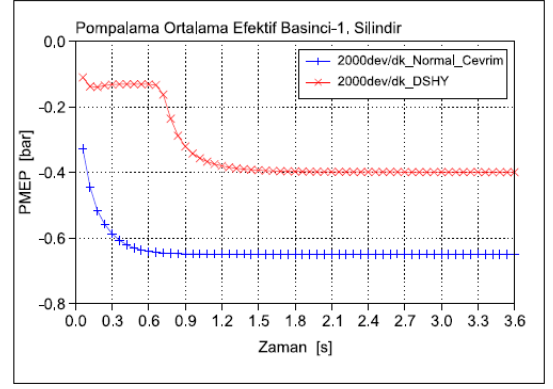
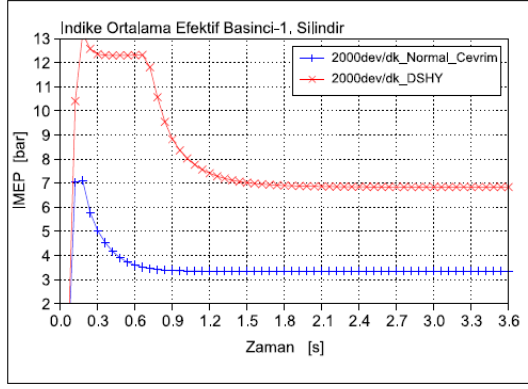
Şekil 5.10 : Silindirlerdeki kütlesel hava debisinin zamana bağlı değişimi.

DSHY’de artan silindir içi dolgu miktarıyla orantılı olarak birinci silindirdeki silindir içi maksimum basınç değeri normal çevrim koşullarına göre artarken, 2. silindirde dolgu olmamasından dolayı silindir içindeki maksimum basınç değeri çok düşük kalmıştır.

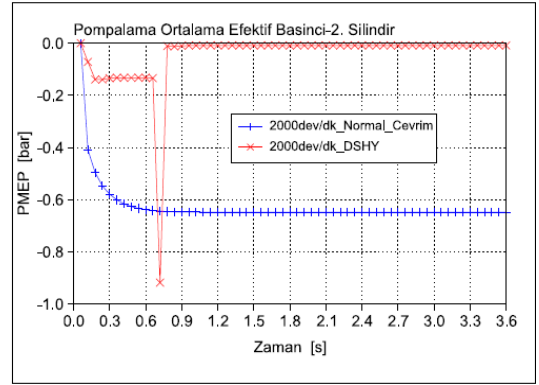
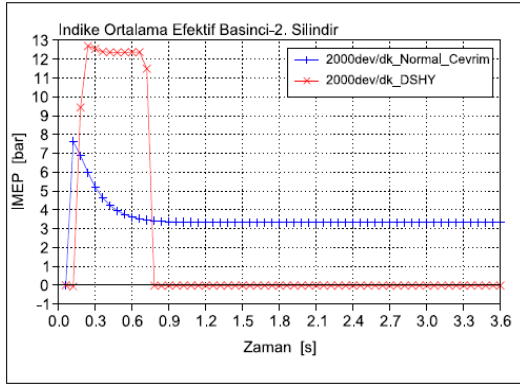


Şekil 5.11 : Silindir içi maksimum basıncın zamana bağlı değişimi(Silindir 1-2).

DSYH yöntemi uygulaması ile tüm motor modelinde elde edilen indike basınç ve pompalama ortalama efektif basınç kazançları 1 ve 2 numaralı silindirler için şekil 5.12 ve şekil 5.13’de görüldüğü gibi gerçekleşmiştir. Çalışan silindirlerde pompalama kayıpları azalırken çalışmayan silindirde ise 0 a yakın olarak elde edilmiştir. Benzer şekilde indike ortalama efektif basınç çalışan silindirlerde artarken çalışmayan silindirlerde ısı transferinden dolayı azda olsa negatif bir iş söz konusudur.

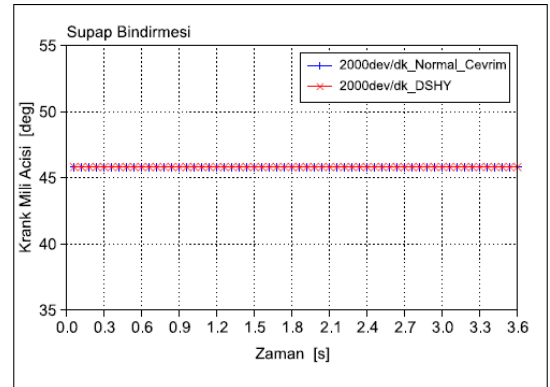
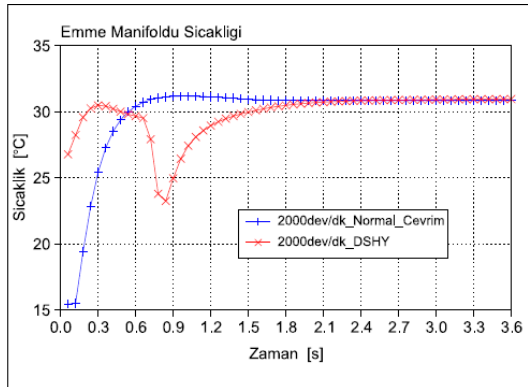


Şekil 5.12 : 1. Silindirdeki IMEP ve PMEP'in zamana bağlı değişimi.



Şekil 5.13 : 2. silindirdeki IMEP ve PMEP'in zamana bağlı değişimi.

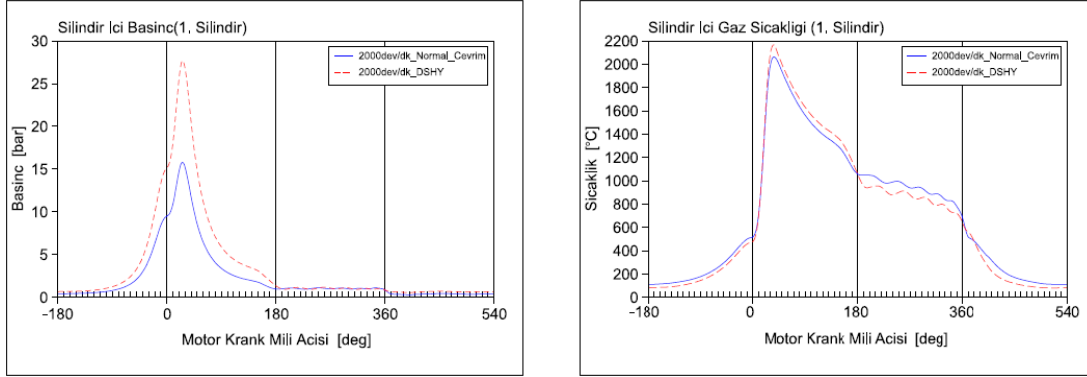
Ayrıca son olarak emme manifoldu sıcaklığı her iki motor modeli için eşit kalırken supap bindirmesi de iki motor modeli için 46 krank mili açısı olarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.14 : Emme manifoldu sıcaklığı ve supap bindirmesinin zamana bağlı değişimi.

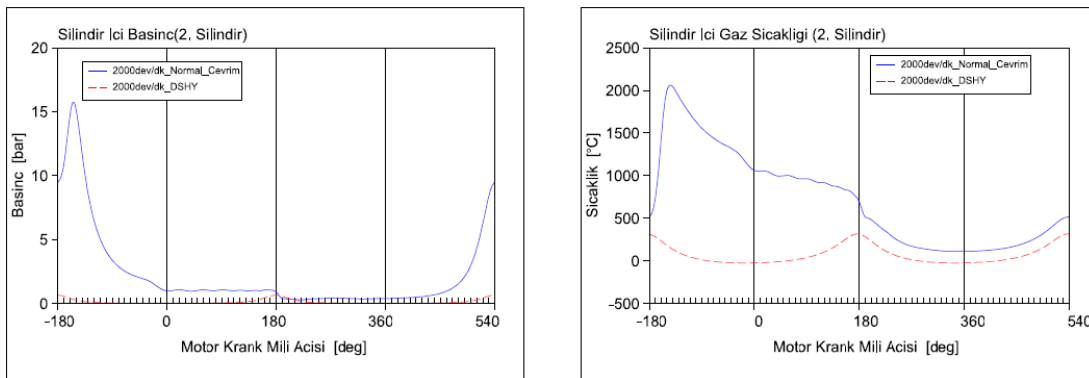
Yukarıdaki parametreler motora ait genel performans çıktılarının benzetim süresince değişimine göre DSHY için ve de normal çevrim için çizdirilmiştir. Bu kısımda da

silindirlere ait çıktıların krank mili açısına göre değişimi incelenecektir. Daha önce Şekil 5.11’de görüldüğü gibi DSHY de çalışan silindirlerdeki basınç normal çevrim koşullarına göre daha yüksek olmaktadır. 4 silindirde yapılan işin 2 silindirde yapılacak olmasından dolayı çalışan silindirlerdeki artan dolgu miktarı bu silindirlerdeki basıncın ve gaz sıcaklıkların tüm çevrim boyunca (0-720 KMA) normal çevrim koşullarına göre yüksek olmasına neden olmaktadır. Silindir içi basınç ve sıcaklık değişimini şekil 5.15’den gözlemek mümkündür.



Şekil 5.15 : Silindir (1.) içi basınç ve gaz sıcaklığının KMA’na bağlı değişimi.

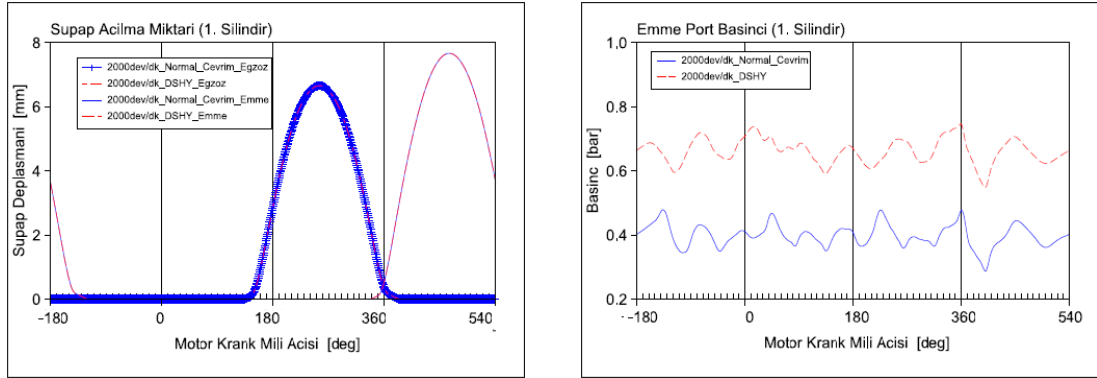
Devre dışı bırakılan silindirlerde ise normal çevrime göre çok küçük basınç ve sıcaklık değerleri elde edilmektedir. Sıcaklık ve basıncın az olmasının sebebi silindir içindeki dolgunun az olması ve yanma işleminin gerçekleşmemesidir. Devre dışı bırakılan silindirdeki silindir içi basınç ve sıcaklık değişimini şekil 5.16’da gözlemek mümkündür.



Şekil 5.16 : Silindir (2.) içi basınç ve gaz sıcaklığının KMA’na bağlı değişimi.

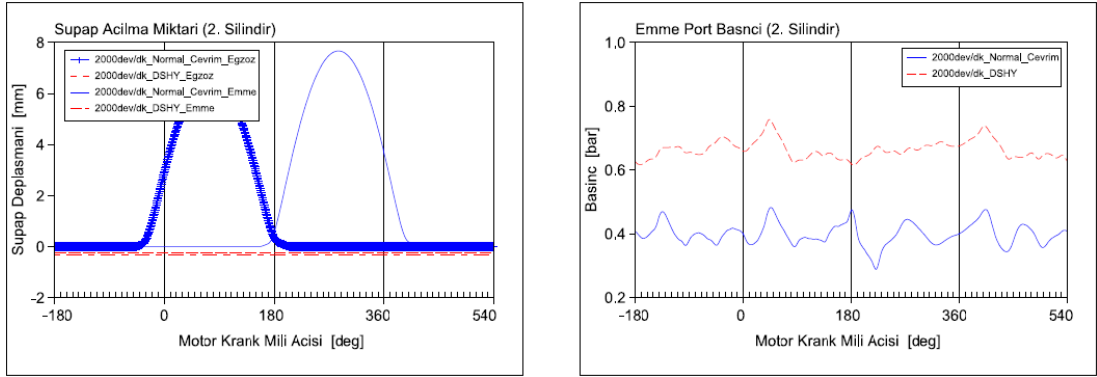
DSHY uygulandığı modelde çalışan silindire ait emme portlarında ki basınç bu silindirlere giren dolgu miktarının artması ve gaz keleşği kısılmasından dolayı basınç düşümünün az olmasından dolayı daha yüksek olarak elde edilmiştir. Çalışan

silindirlerdeki emme portlarında ki basınç değişimi ve emme – egzoz supaplarının açılma zamanlaması ve de miktarı şekil 5.17’de mevcuttur.



Şekil 5.17 : Birinci silindirdeki supap açılma miktarı ve emme port basıncı.

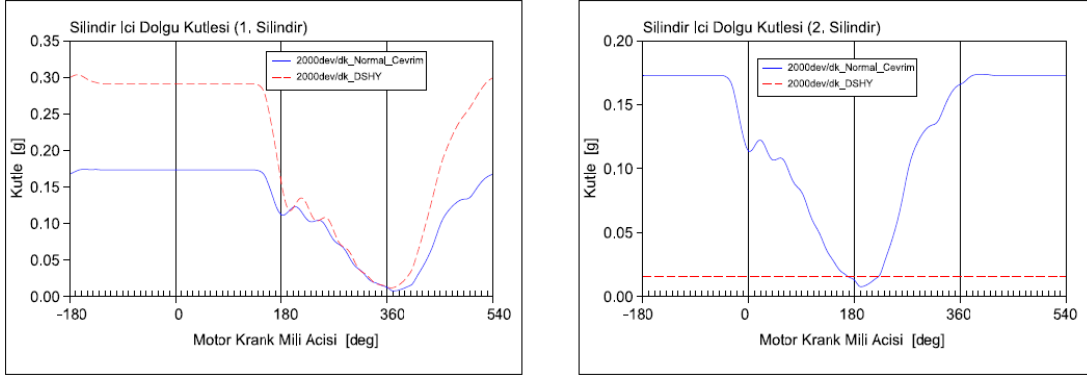
Benzer şekilde devre dışı bırakılan silindire ait emme portlarında ki basınç da normal çevrime göre yüksek olmaktadır. Bunun sebebi gaz keleşği kısılmasından kaynaklanan basınç düşümünün az olması ve dolayısıyla emme manifoldundaki basıncın yüksek olmasıdır. Devre dışı bırakılan silindirlere ait emme-egzoz supap zamanlaması ve açılma miktarı şekil 5.18’de mevcuttur.



Şekil 5.18 : İkinci silindirdeki supap açılma miktarı ve emme port basıncı.

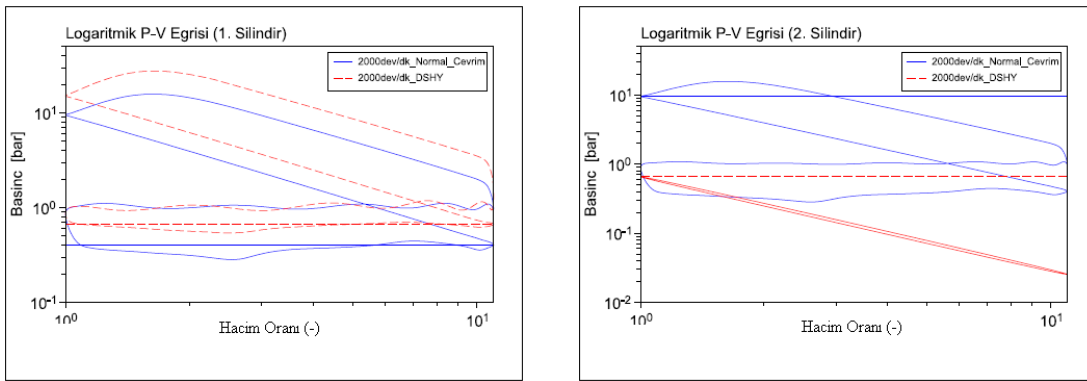
Silindir içine alınan dolgu miktarları karşılaştırıldığında da daha önce motora ait hava kütsel debisinde de görüldüğü üzere çalışan silindirlerdeki kütle normal çalışma koşullarına göre daha fazla olmaktadır. Normal çevrimde silindir içinde sıkıştırma zamanında yaklaşık 16 gr’lık bir hava kütsesi mevcuttur.

Dolgu bulunurken, DSHY uygulamasında bu dolgu miktarı 30 gr mertebelerine gelmektedir. Çalışmayan silindirde DSHY silindir içinde çok az bir miktar dolgu kalmaktadır.



Şekil 5.19 : Birinci ve ikinci silindirdeki silindir içi dolgu kütlesi.

Daha önce DSHY ile %11,6lık bir yakıt tüketiminde iyileşmenin gerçekleştiğini ve pompalama kayıplarının normal çevrime göre azaldığını bu eğrilerin zamana bağlı değişimi inceleyerek görmüştük. Şekil 5.20’de çalışan ve devre dışı bırakılan silindirlerdeki logaritmik hacim basınç eğrileri görülmektedir. Buradan da anlaşılabileceği üzere çalışan silindirlerdeki gerek pompalama kayıpları azalmakta gerekse de pozitif iş artmaktadır. Devre dışı bırakılan çevrimde ise logaritmik basınç hacim ergisi yaklaşık olarak aynı eğrinin üzerinde gitmektedir. Buda bu çevrimde elde edilen işin yaklaşık olarak 0 olduğunu göstermektedir. Ancak eğri dikkatli bir şekilde incelendiğinde logaritmik basınç hacim ergisinin az da olsa silindir içindeki ısı transferi dolayısıyla negatif bir iş oluşturduğu görülmektedir. Bu negatif işin detaylı açıklaması çevrim atlatma uygulaması için oluşturulan Excel dosyasının açıklandığı bölümde mevcuttur.



Şekil 5.20 : Birinci ve ikinci silindirin logaritmik basınç hacim eğrileri.

Yukarıda motora ait ana performans çıktıları normal çevrim ve DSHY uygulaması için karşılaştırmalı olarak çizdirilmiş ve sonuçlardaki farklılıklar sebepleri ile açıklanmıştır. DSHY ile 2000 dev/dk 26 Nm döndürme momenti çalışma koşullunda

%11,6 lık bir yakıt kazancının sağlanabileceği bir boyutlu motor modelleri yardımıyla ortaya konulmuştur. Bu tez kapsamında ayrıca 1500 dev/dk'da 25 N.m döndürme momentinin alındığı çalışma koşulu için benzer bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın tüm motor performans çıktıları Ek'ler bölümünde mevcuttur. 1500 dev/dk 25 Nm çalışma koşulundan normal çevrimde 394 gr/kW.sa lik bir yakıt tüketimi elde edilirken, 2. ve 3. silindirlerin DSHY ile devre dışı bırakılması ile 349 gr/kW.sa lik bir yakıt tüketimi elde edilmiştir. Bu çalışmada da %11,4 lük bir özgül yakıt tüketiminde azalma elde edilmiştir.

6. ÇEVİRİM ATLATMA UYGULAMASI

Çevrim atlatma yöntemi ve teorisi Bölüm 2’de detaylı olarak açıklanmıştı. Bu bölümde de DSHY’inde olduğu gibi bir boyutlu motor modelleri yardımıyla çevrim atlatma uygulaması yapılmıştır. Çevrim atlatma uygulaması yine detayları Bölüm 6.2’de verilen tek silindirli port enjeksiyonlu doğal emişli benzinli motor modeli üzerinde yapılmıştır. Çevrim atlatma uygulaması aşağıdaki şekilde gerçekleştirilmiştir:

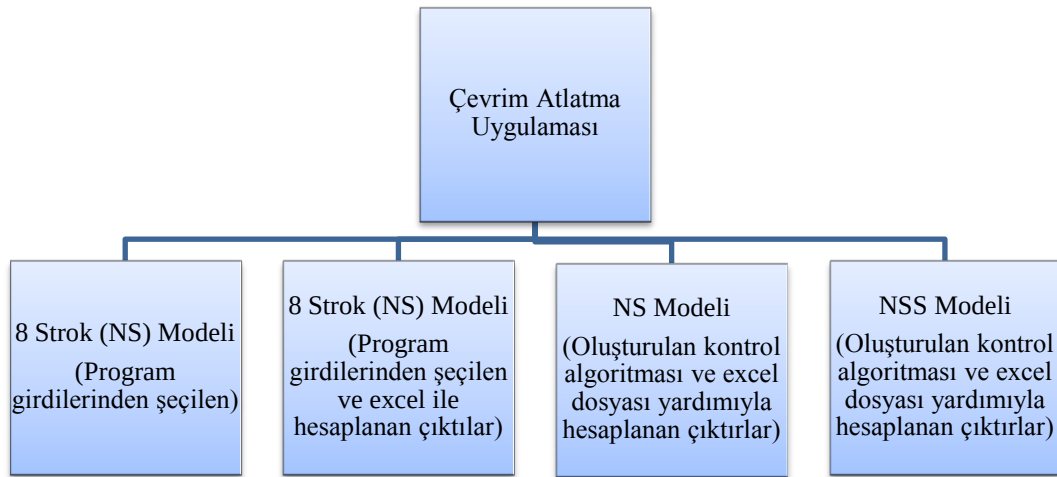
- Bir boyutlu motor programı opsiyonlarından seçilebilen 8 strok uygulaması
- Geliştirilen kontrol algoritması yardımıyla modellenen NS ve NSS çevrimleri

Öncelikle çevrim atlatma uygulaması motorun strok sayısının model girdilerinden 8 strok olarak seçilmesiyle yapılmıştır. Bu model sadece NS stratejisinin modellenmesine imkan vermektedir. Daha sonra bir kontrol algoritması (çevrim atlatmayı mümkün kılan) oluşturulmuş ve farklı çevrim atlatma stratejilerinin uygulanabilir kılınmıştır. Bunların yanı sıra geliştirilen kontrol algoritmasının uygulandığı bir boyutlu modellerden alınan silindir içi basınç verisinden yanma ile ilgili efektif parametrelerin hesaplanacağı bir Excel dosyası da sonuçların kontrolü amacıyla oluşturulmuştur. Bunlara ek olarak bu Excel dosyası yardımıyla atlatılan çevrim ve normal çevrim için performans çıktılarının tek bir değer olarak alınması sağlanmıştır.

Kabuller:

- Sonuçların A modeli ile B modeli arasında karşılaştırılacak olmasından dolayı motor modelinin ekstra bir korelasyonu yapılmamıştır.
- Tüm modellerde aynı yanma parametreleri kullanılmıştır.
- Konvansiyonel 4 zamanlı motorda kısmi yüke geçiş emme bölümündeki bir orifisin çapının kısılmasıyla sağlanmıştır.
- Hava fazlalık katsayısı kısmi yükte çalışan modeller için 1 alınmıştır.
- Analizlerde özgül yakıt tüketiminin karşılaştırılabilmesi için bütün motor modelleri için aynı döndürme momenti değerlerine ulaşılması amaçlanmıştır.

- Chen-flynn sürtünme modeli kullanılmıştır. Oluşturulan modellerde aynı motor hızında çevrim atlatma uygulamasının yapıldığı modellerde de normal çevrimin modellendiği koşullarda ortaya çıkan sürtünme değerleri kullanılmıştır. Temel de değişken strok hacmi uygulamasına benzer şekilde oluşturulan bütün motor modellerinin normal çevrimde oluşan ortalama sürtünme efektif basıncına sahip olması amaçlanmıştır.
- Ön karışımli homojen bir karışım olduğu kabul edilmiştir.



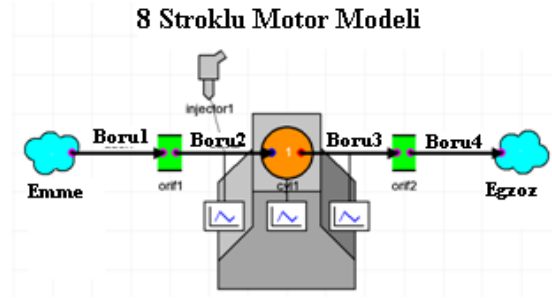
Şekil 6.1 : Çevrim atlatmada oluşturulan motor modelleri.

Oluşturulan motor modellerinden 8 strok uygulaması ile oluşturulan kontrol algoritmasının uygulanması ile elde edilen NS modeli, aynı çevrim atlatma stratejisini uyguluyor gibi görünse de 8 strok uygulaması program kodlayıcıları tarafından yazılmış ve yine bu kodlayıcılar tarafından yapılan kabuller ile oluşturulmuştur. Geliştirilen kontrol algoritması ile oluşturulan NS modeli ile 8 strok modeli arasındaki karşılaştırmada bu kabuller arasında ki farkların görünmesine olanak sağlamaktadır.

6.1 Sekiz Stroklu Motor Modeli

Normal çevrim için oluşturulan motor modeli strok sayısının değiştirilmesiyle 8 strok olarak ayarlanmıştır. Ayrıca emme ve egzoz supaplarının zamanlaması 8 stroku sağlayacak şekilde değiştirilmiştir. Tüm modeller aynı motor hızlarında ve hava yakıt oranı 14.7 için analiz edilmiştir. Şekil 6.2’de kullanılan bir boyutlu motor modellerinden 8 stroklu olan motor modeli mevcuttur. 4 stroklu motor modelinin bu

modellerden tek farklı boru 1 ile boru 2 arasında yer alan orifisin çapının daraltılması ile gaz keleşi kısılması etkisinin yaratılması ve strok sayısı farklıdır.



Şekil 6.2 : 8 stroklu motor modeli görünümü.

6.2 NS ve NSS Modelleri

Çevrim atlatma çalışması için kullanılan motor geometrisi ait bilgiler çizelge 6.1’de mevcuttur.

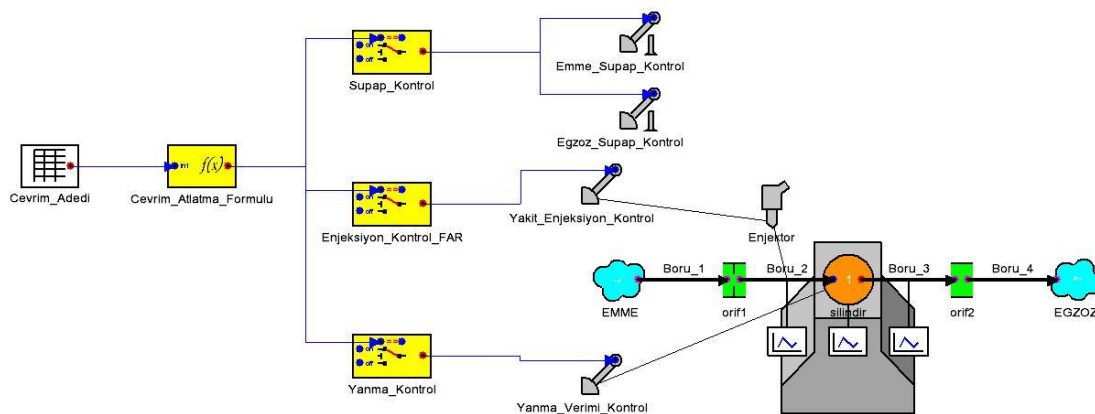
Çizelge 6.1 : Tek silindirli motor geometrisi.

Silindir Adedi	-	1
Motor Tipi	-	Benzinli-Port Enjeksiyonlu
Silindir Çapı	mm	79
Strok	mm	81,4
Biyel Uzunluğu	mm	137
Silindir Hacmi	litre	0,4
Sıkıştırma Oranı	-	11

6.2.1 Çevrim atlatma kontrol algoritması

Çevrim atlatma uygulaması için oluşturulan bir boyutlu motor modeline supap, enjeksiyon ve yanmayı kontrol eden kontrol elemanları eklenmiştir. Çevrim atlatma işlemi için sistem öncelikle kararlı hale oturması ve daha sonrasında çevrim atlatma uygulamasına geçilmesi amaçlanmıştır. Şekil 6.3’de görülen algoritmaya göre model öncelikle çevrim adedi elemanından çevrim sayısını alıyor ve gelen bu değer çevrim atlatma formülü elemanı içerisinde tanımlanmış bir formüle girdi parametresi olmaktadır. Bu kontrol elemanından giren çevrim adedi buradan 0 veya 1 gibi bir tamsayı olarak çıkmaktadır. Bu elemandan sonra yer alan kontrol elemanlarından

Sonuç olarak çevrim atlatma yönteminde gereken supap ve yakıt kontrolü bir boyutlu modele yerleştirilen algoritma ile modellenmiştir. Buna ek olarak yerleştirilen yanma kontrolüde buji görevini görmektedir. Yani çevrim atlatılacağı zaman buji ateşlenmemektedir gibi düşünülebilir.

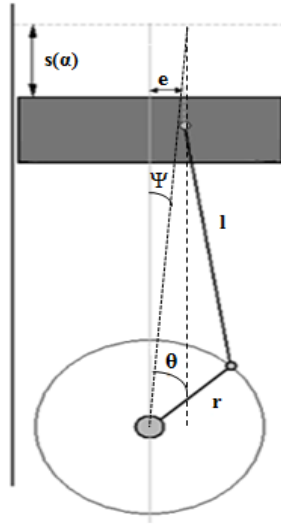


80

6.3 Excel Dosyasından Yanma Parametrelerinin Hesaplanması

Bir boyutlu modeller yardımıyla elde edilen krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrileri matematiksel denklemler kullanılarak yanmaya ait indike ve efektif basınçları hesaplaması yapılmıştır.

Şekil 6.4’de görülen krank, biyel ve piston sisteminden öncelikle motorun krank mili açısına bağlı olarak stroku hesaplanmıştır. Daha sonra bu hesaplanan strok yardımıyla krank mili açısına bağlı olarak motorun hacmi ve hacim oranı hesaplanmıştır. Bu temel geometrik hesaplamaların yapılmasıyla da bir boyutlu motor modellerinden alınan silindir içi basınç eğrilerinin de yardımıyla yanmaya ait parametreler hesaplanmıştır.



Şekil 6.4 : Temel motor geometrisi.

Hesaplamalarda kullanılan formüller:

$$s(\alpha) = (r + l) \cos(\psi) - r \cdot \cos(\psi + \alpha) - l \cdot \left(\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\psi + \alpha) - \frac{e}{l} \right)^2} \right) \quad (4.1)$$

$$\psi = \arcsin\left(\frac{e}{r+l}\right) \quad (4.2)$$

$$V(\alpha) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s(\alpha) \quad (4.3)$$

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \quad (4.4)$$

$$V_b = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \quad (4.5)$$

$$V_{hacim\ oranı}(\alpha) = \frac{V(a)+V_b}{V_b} \quad (4.6)$$

$$IMEP = \frac{\sum_{Çevrim\ Başlangıcı}^{Çevrim\ Sonu} (P_n + P_{n+1}) \cdot (V_{n+1} - V_n)}{2 \cdot V_s} \quad (4.7)$$

$$GMEP = \frac{\sum_{-180}^{+180} (P_n + P_{n+1}) \cdot (V_{n+1} - V_n)}{2 \cdot V_s} \quad (4.8)$$

$$PMEP = IMEP - GMEP \quad (4.9)$$

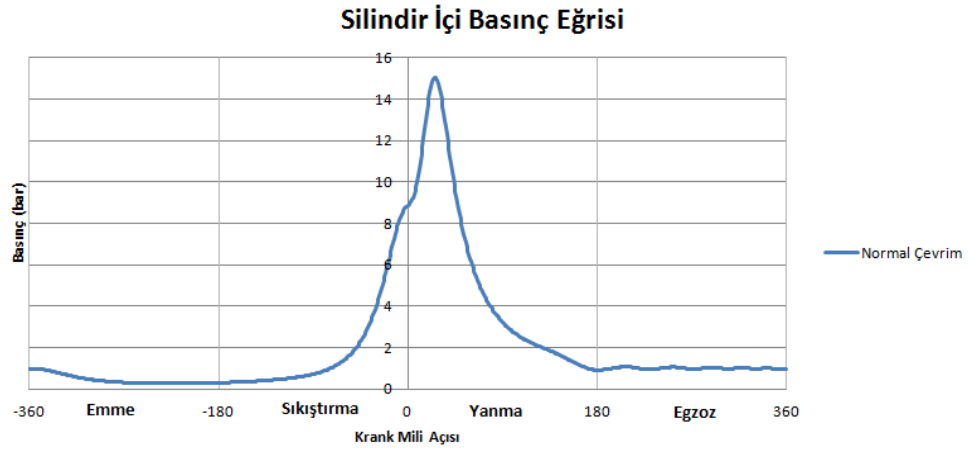
Bu denklemlerde kullanılan motora ait geometrik parametreler:

- Piston stroku (s)
- Krank yarıçapı (r)
- Biyel kolu uzunluğu (l)
- Piston pin ofseti (e)
- Krank mili açısı (α)
- Dikey krank mili pozisyonu ile piston üst ölü nokta pozisyonu arasındaki açı (Ψ)
- Silindir hacmi (V_s)
- Silindir boşluk hacmi (V_b)
- Sıkıştırma oranı (ε)
- Hacim oranı ($V_{hacim\ oranı}$)
- İndike ortalama efektif basınç (IMEP)
- Gros ortalama efektif basınç (GMEP)
- Pompalama ortalama efektif basınç (PMEP)

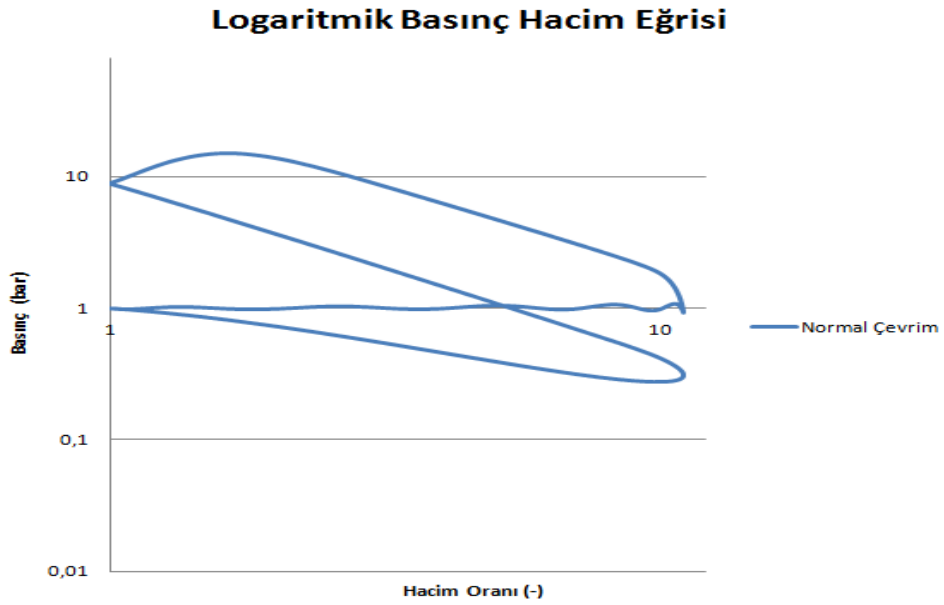
Burada önemli bir nokta farklı çevrim atlatma stratejileri için çevrim sonunun değişmesidir. Buna bağlı olarak silindir içi indike ortalama efektif basınç bütün modeller için tüm çevrim boyunca hesaplanacaktır. Gros ortalama efektif basınç hesabı da farklı çevrim atlatma stratejileri için farklı şekilde hesaplanacaktır. Konvansiyonel motorlarda bu hesap ± 180 krank mili açısı için yapılmakta iken örnek olarak NS stratejisi için normal çevrimde konvansiyonel çevrime benzer şekilde ± 180 krank mili açısı boyunca hesaplanan bu değere ek olarak atlatılan çevrimde motorun sıkıştırma ve yanma zamanı boyunca yaptığı pozitif veya negatif iş de eklenmelidir. Yani NS çevriminde iki adet GMEP değeri toplanmalıdır. Çevrim atlatma stratejisi NSS ise toplamda üç adet GMEP değeri olmaktadır.

6.4 Uygulama Sonuçları

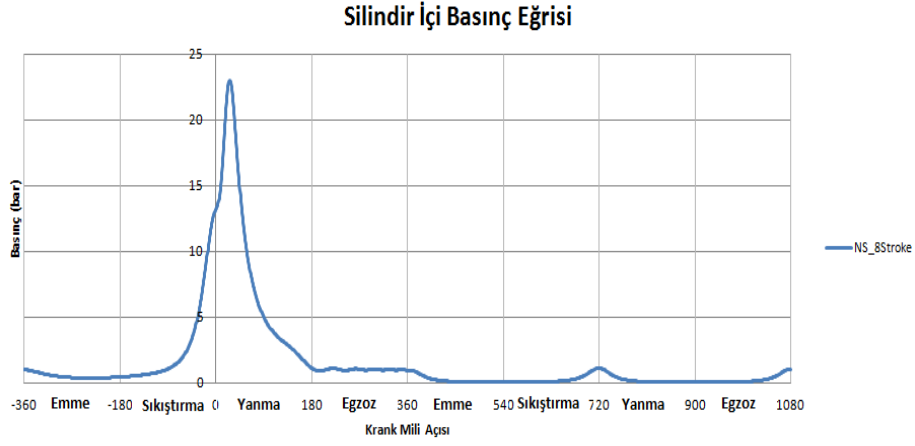
Oluşturulan motor modellerinden alınan krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrileri ve logaritmik basınç hacim oranı grafikleri aşağıdaki şekillerde görüldüğü gibidir. Sırasıyla normal çevrim, NS 8 Stroke, NS ve NSS motor modellerine ait krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrileri şekil 6.5, şekil 6.7, şekil 6.9 ve şekil 6.11’de mevcuttur. Benzer şekilde logaritmik basınç hacim oranı eğrileri de yine yukarıda tarif edilen model sıralaması ile şekil 6.6, şekil 6.8, şekil 6.10 ve şekil 6.12’de mevcuttur.



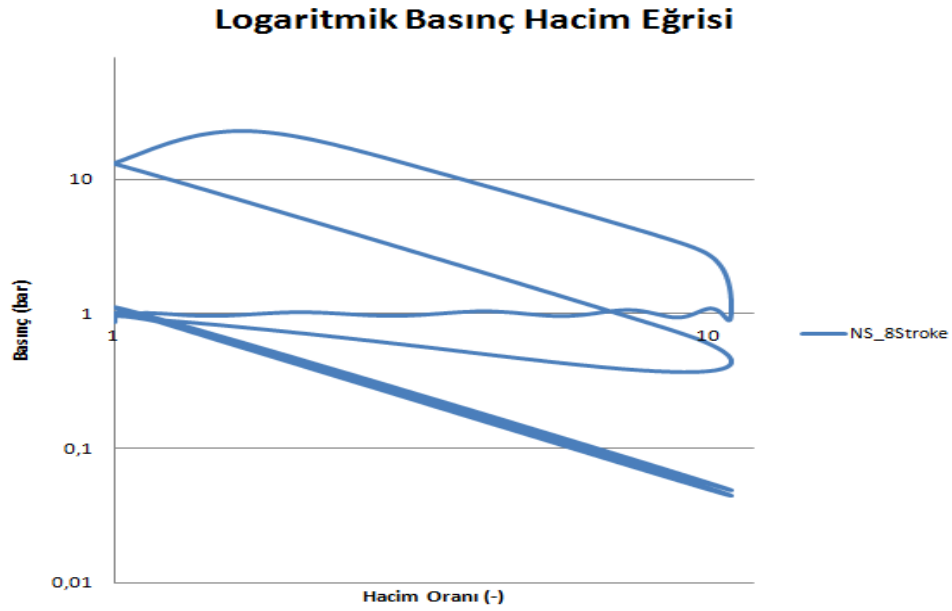
Şekil 6.5 : Normal çevrimde krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrisi.



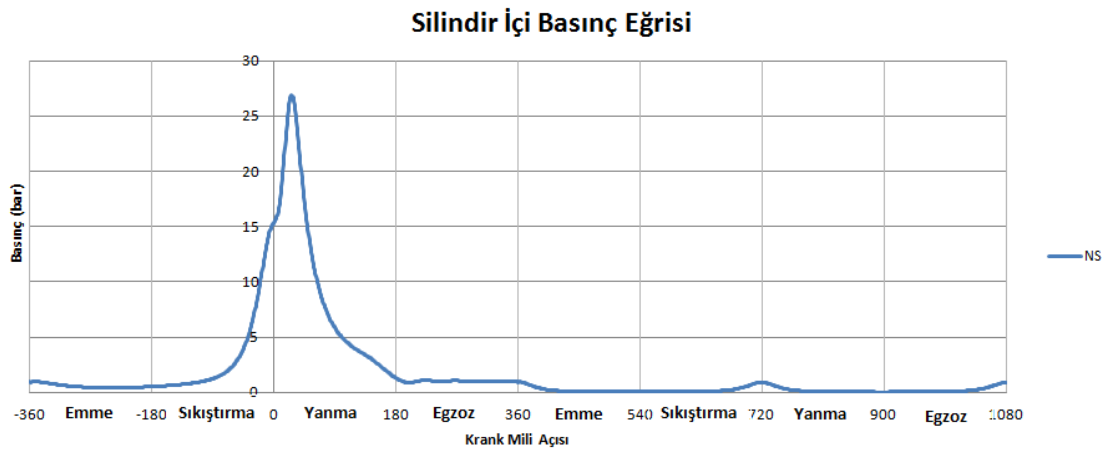
Şekil 6.6 : Normal çevrimde logaritmik basınç hacim eğrisi.



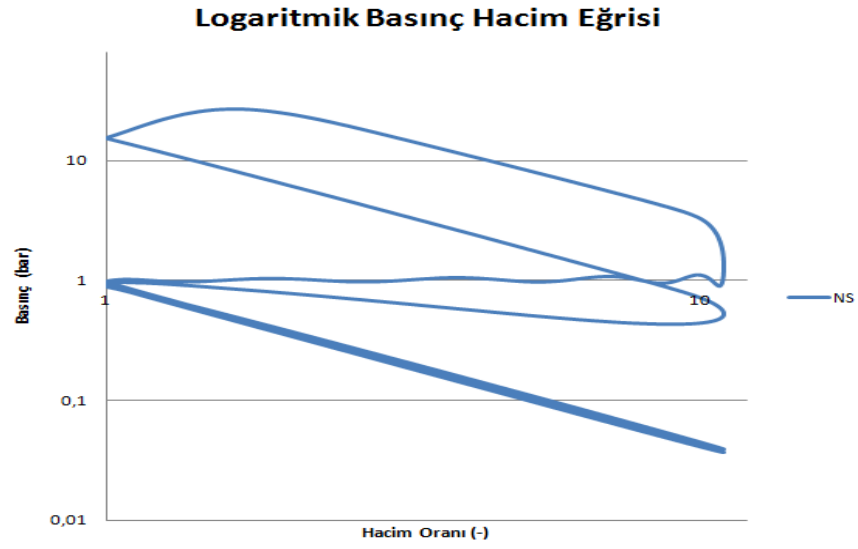
Şekil 6.7 : 8 strok modelinde krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrisi.



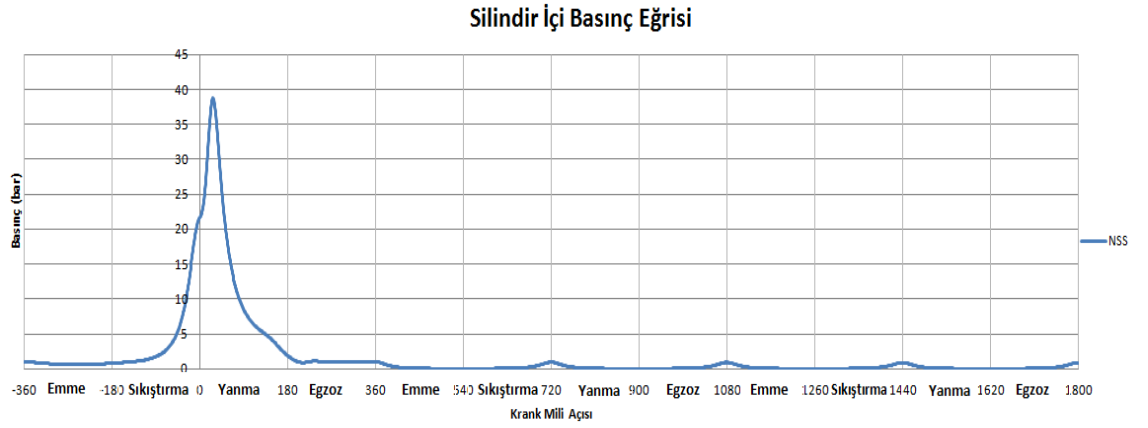
Şekil 6.8 : 8 strok modelinde logaritmik basınç hacim eğrisi.



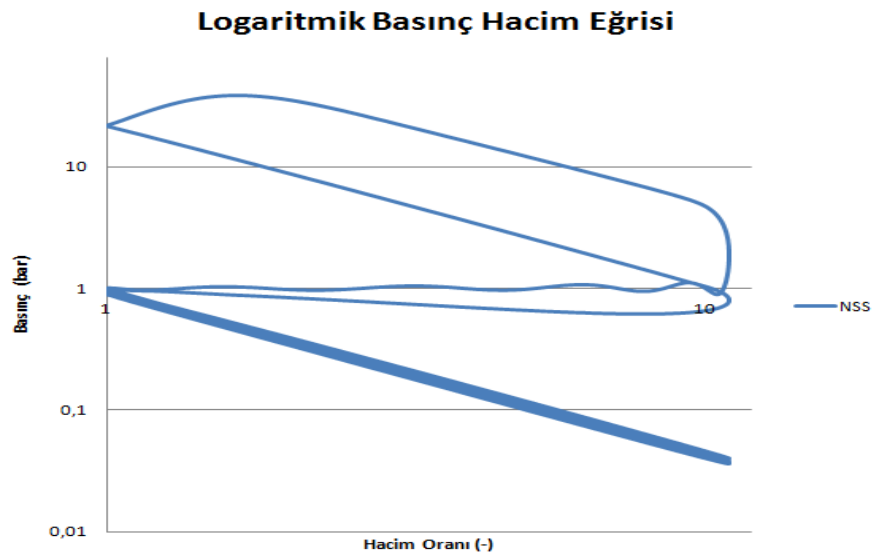
Şekil 6.9 : NS stratejisinde krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrisi.



Şekil 6.10 : NS stratejisinde logaritmik basınç hacim eğrisi.



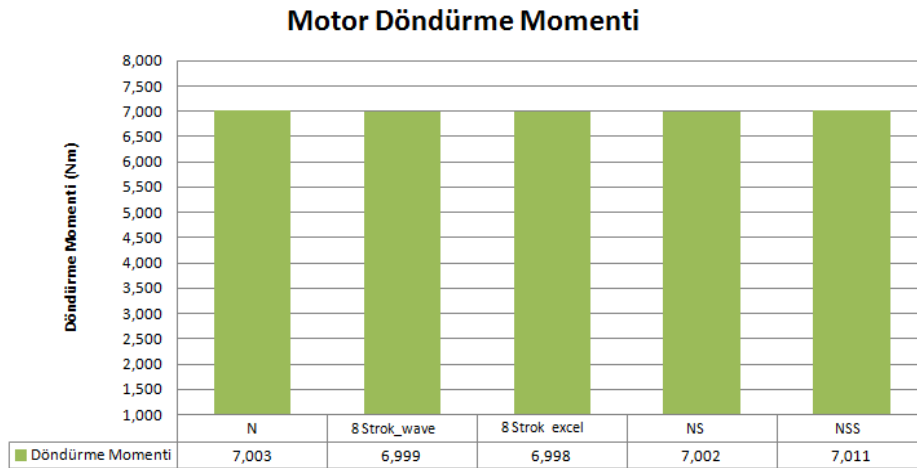
Şekil 6.11 : NSS stratejisinde krank mili açısına bağlı silindir içi basınç eğrisi.



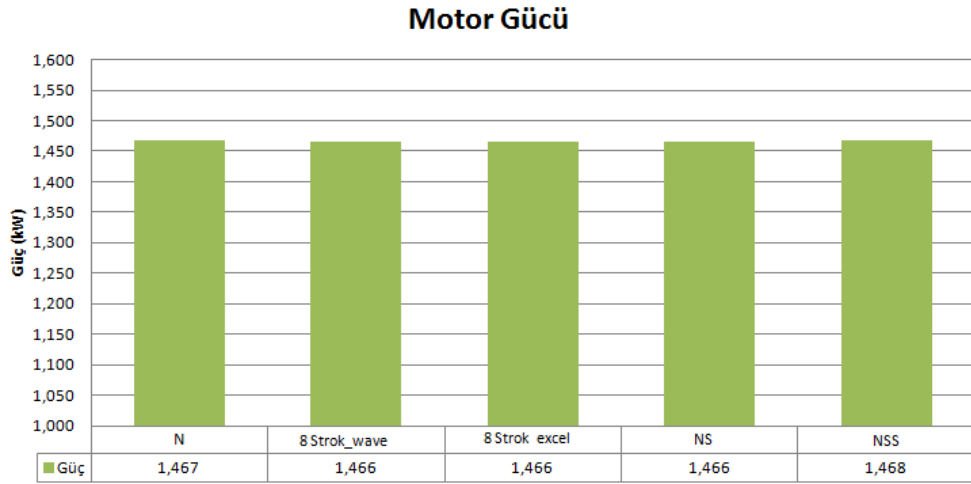
Şekil 6.12 : NSS stratejisinde logaritmik basınç hacim eğrisi.

Yukarıda çizdirilen silindir içi basınç eğrilerinden farklı çevrim atlatma stratejileri için çevrim süresinin değişimi, artan atlatılan çevrim sayısı ile yükselen silindir içi basınç eğrilerini ve atlatılan çevrimlerdeki silindir içi basınç değişimini gözlemlemek mümkündür. Ayrıca çizdirilen logaritmik basınç hacim oranı eğrileri ile de piston tarafından çevrim atlatma uygulaması sırasında normal çevrimde yapılan pozitif işteki artış (çevrimlerin ortalaması alınmamış halde) ve pompalama kayıplarındaki azalmada gözlemlenmektedir. Atlatılan çevrimlerde ise logaritmik basınç hacim oranı eğrisi silindir içi ısı transferinin de etkisiyle değişimide gözlemlenmektedir. Atlatılan çevrimde emme zamanında silindir içi hacminin artmasıyla gelen basınç düşümü, sıkıştırma zamanı ile birlikte tekrar artmaktadır. Ancak yanma zamanında silindir içinde bir yakıt kütesinin olmamasından dolayı ve daha öncede bahsedildiği üzere ısı transferi etkisinden dolayı silindir içindeki basınç emme ve sıkıştırma zamanlarındaki basıncın altına düşmektedir. Egzoz zamanında atlatılan çevrim için sıkıştırma zamanı olacağından silindir içindeki basınç tekrar artmakta ancak bu artış emme ve sıkıştırma zamanındaki çevrim boyunca olan basınç eğrisinin altında kalmaktadır. Buradan da ortaya çıkan bir sonraki motor performans çıktıları bölümünde açıklanan atlatılan çevrimdeki negatif gros ortalama efektif basıncın oluşmasının temel sebebidir.

Çevrime ait çıktıların ortalama efektif parametreler cinsinden incelemesi için şekil 6.13, şekil 6.14, şekil 6.15 ve şekil 6.16’da görülen değerler tek bir çevrimi ifade edilecek şekilde indirgenmiştir. Aşağıda görülen şekil 6.13 ve 6.14’de görüldüğü üzere özgül yakıt tüketiminin karşılaştırılabilmesi için bütün motor modelleri aynı ortalama gücü ve döndürme momenti koşullarında çalıştırılmıştır.

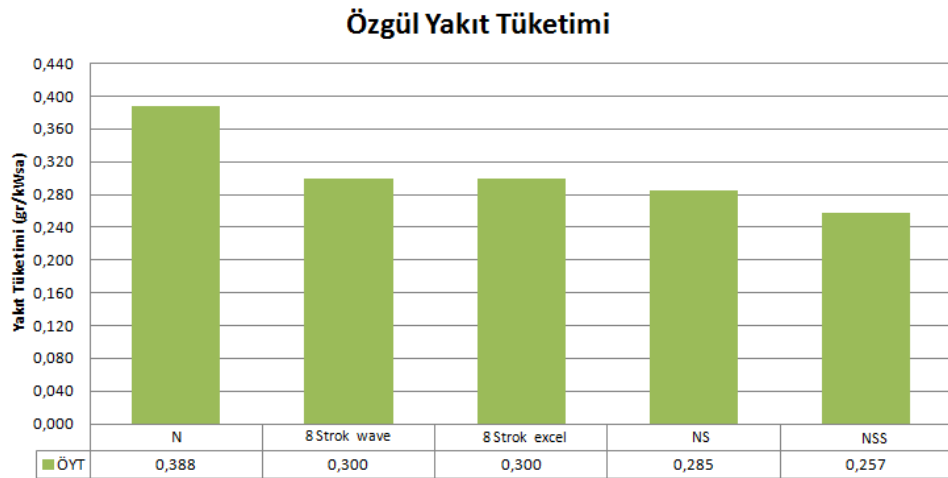


Şekil 6.13 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için motor döndürme momenti.



Şekil 6.14 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için motor gücü.

Motor döndürme momenti 7 Nm , gücü 1.46 kW ve motor hızı 2000 dev/dk'dır. Bu koşullarda 4 zamanlı motor modelinden alınan özgül yakıt tüketimi 388 gr/kW.sa olarak gerçekleşmiştir. 8 strok modeli ile bu değer 300 gr/kW.sa olurken Excel dosyasından silindir içi basınç verisi yardımıyla hesaplanan özgül yakıt tüketimi yine 300 gr/kW.sa tir. Oluşturulan kontrol algoritması yardımıyla uygulanan NS ve NSS için ise özgül yakıt tüketimi sırasıyla 285 gr/kW.sa ve 257 gr/kW.sa olarak bulunmuştur. 8 stroklu motor modeli ile NS stratejisinden hesaplanan iki farklı değer olmasının sebebinin daha sonra motor performans çıktıları kısmında açıklanacaktır. Buna göre oluşturulan kontrol algoritmasıyla elde edilen sonuçlardan NS ve NSS stratejileri için normal çevrim koşullarına göre sırasıyla yaklaşık %26,5 ile %33,7'lik özgül yakıt tüketiminde azalma gözlemlenmiştir.

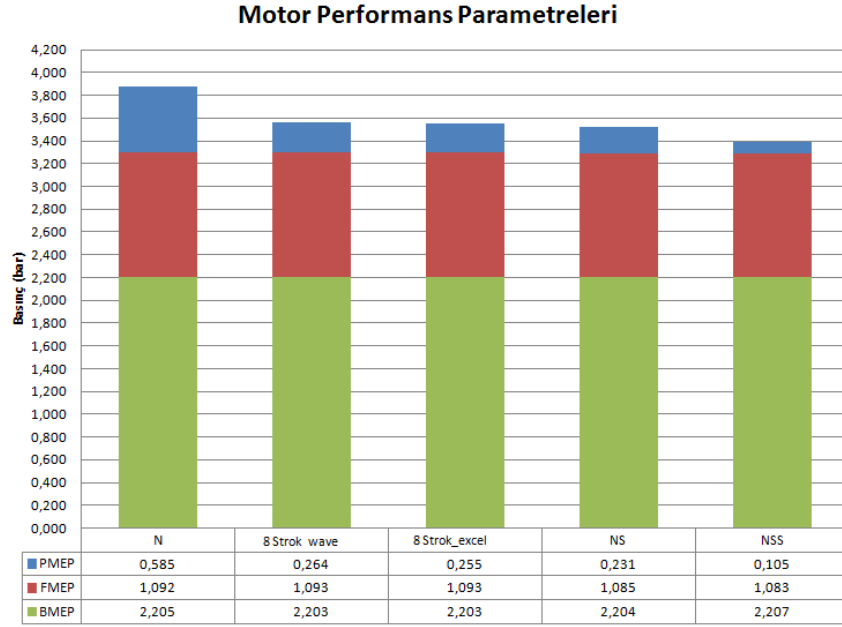


Şekil 6.15 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için motor özgül yakıt tüketimi.

Motorun performans çıktıları incelenerek yukarıda değinilen özgül yakıt tüketimindeki iyileşmenin sebebi açıklanabilinecektir. Tüm motor modellerinin aynı ortalama döndürme momentinde çalıştığı şekil 6.13’de görülmüştü. Buda şekil 6.16’da görülen motor modellerinden alınan ortalama efektif basınçlarında aynı olmasına neden olmaktadır. Benzer şekilde kabuller bölümünde de değinildiği üzere bütün motor modelleri 4 zamanlı çevrim koşullarından elde edilen sürtünme ortalama efektif basıncı ile çalıştırılmıştır. Özgül yakıt tüketimindeki iyileşmenin sebebi olan pompalama kayıplarındaki farklılıklar yine şekil 6.16’da gözlemlemek mümkündür. Buna göre NSS stratejisinde minimum ortalama pompalama kaybı gözlemlenirken, 4 zamanlı motorda gaz keleşi kısılmasından dolayı bu değeri en yüksek olarak görülmüştür. Bu değerlerin tek bir çevrimi temsil edecek şekilde indirildiği unutulmamalıdır.

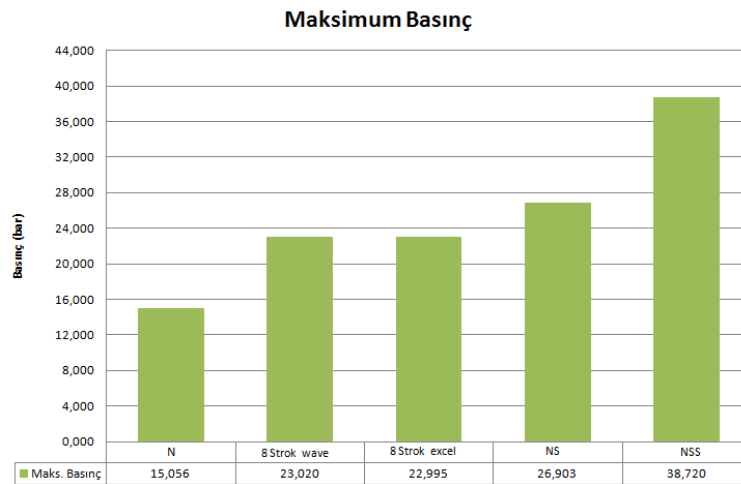
Burada değinilmesi gereken bir diğeri konu 8 stroklu motor modeli, bu modelden alınan silindiri içi basınç verisi ile hesaplanan değerler ve kontrol algoritması yardımıyla modellenen NS modelinden elde edilen ortalama pompalama kayıplarındaki farklılıklardır. Daha önce de değinildiği üzere bir boyutlu program yanmadan gelen pozitif işi yani gros ortalama efektif basıncını motor strok adedinden bağımsız olarak ± 180 krank mili açısında hesaplamaktadır. Benzer şekilde indike ortalama efektif basıncıda strok sayısından bağımsız olarak tüm çevrim boyunca hesaplamaktadır. Oluşturulan Excel dosyası da bir boyutlu motor modelinde olduğu gibi ortalama indike efektif basıncı strok adedinden bağımsız olarak tüm çevrim boyunca hesaplamaktadır. Ancak gros ortalama efektif basınç hesabı değışiklik göstermektedir. Atlatılan çevrimlerde silindiri içine yakıt püskürtölme dahi sıkıştırma ve yanma zamanında silindiri içi ısı transferi veya sıkışan gazın basıncından dolayı pozitif veya negatif bir gros ortalama efektif basıncı ortaya çıkmaktadır. Egzoz supabının açılmadığı durumda da motorun bir sıkıştırma işi yapacağından ötürü burada da bir pozitif yada negatif iş söz konusudur. Dolayısıyla oluşturulan Excel dosyasında bu sıkıştırma, yanma ve egzoz zamanlarında yapılan işlerde pozitif veya negatif olarak gros ortalama efektif basıncı hesaplamalarına katılmıştır. Yapılan incelemelerde motorun bu zamanlarda yaptığı işin silindiri içi ısı transferi vb... sebepleri dolayısıyla negatif olarak ortaya çıktığı görülmüştür. Sonuç olarak 8 stroklu motor gros ortalama efektif basıncını olması gereken basınç değerinden daha yüksek hesaplamaktadır. Ancak ortalama indike basıncı tüm çevrim

için bulmasından dolayı doğru hesaplamakta bu da okunan pompalama kayıplarının da normal koşullara göre az olmasına neden olmaktadır. Sonuçlardaki farklılığın temel sebebi yukarıda açıklandığı gibidir.



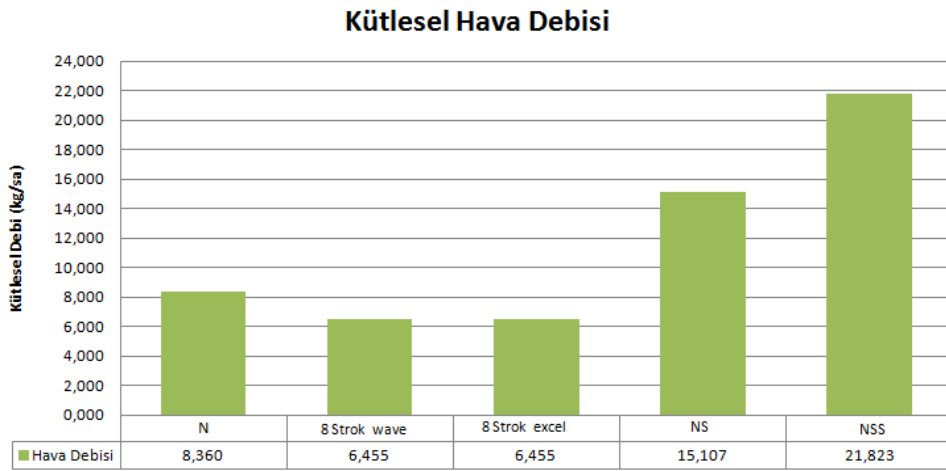
Şekil 6.16 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için motor performans parametreleri.

Şekil 6.17, şekil 6.18 ve şekil 6.19'daki çıktılar çevrim atlatmanın uygulandığı modellerdeki normal çevrim koşullarını ifade etmektedir. Örneğin NSS modunda çalışan motor modelinin N modundaki çıktıları vermektedir. Şekil 6.17'da silindir içi maksimum basınç değerleri görülmektedir. Çevrim atlatma yönteminin temel sonucu olarak atlatılan çevrim sayısı ile birlikte silindir içi basınçlar artan silindir içi dolgu miktarı ve yakıt miktarı ile birlikte artmaktadır.

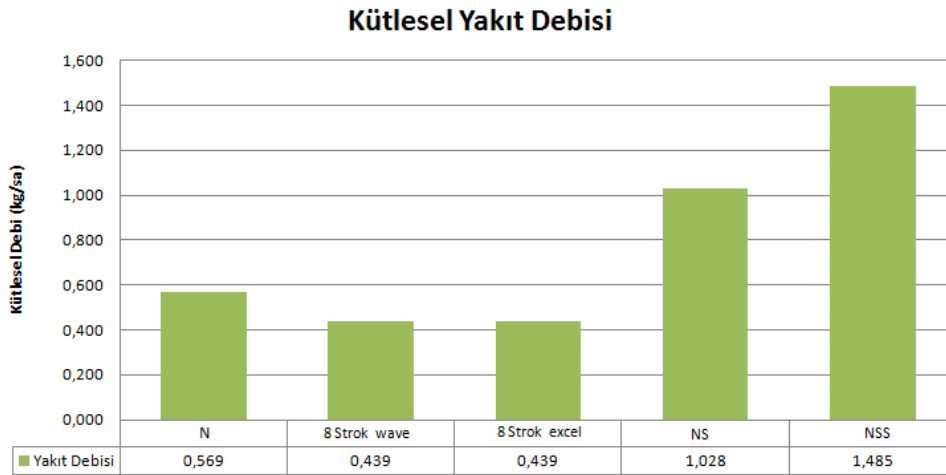


Şekil 6.17 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için silindir içi maksimum basınç.

Silindir içindeki artan dolgu miktarını şekil 6.18’de kütleli hava ve yakıt debisi grafiklerinden gözlemlemek mümkündür. Yakıt debisindeki artış 14,7 hava yakıt oranını sağlayacak şekilde gerçekleşmiştir. Şekil 6.19’da kütleli yakıt debisi atlatılan çevrim ile artıyor gibi görünmektedir. Ancak burada görülen değer 3 çevrim için püskürtülen yakıt değeridir. Bu değerde bir normalizasyon yapılmamıştır. Daha iyi anlaşılması adına normal çevrim de yani N modunda 0,569 kg/sa’lık yakıt püskürtülmektedir. NSS modu ile karşılaştırma yapılacak ise bu değer NSS modunda olan 3 çevrimi temsil etmesi adına 3 ile çarpılacaktır. Doalysıyla N modundaki yakıt kütleli debisi NSS’den fazla olacaktır.



Şekil 6.18 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için kütleli hava debisi.



Şekil 6.19 : Farklı çevrim atlatma stratejileri için kütleli yakıt debisi.

7. SONUÇLAR

Bu çalışmada, benzinli motorlarda kısmi yük koşullarında yakıt ekonomisi sağlayan yöntemlerden değişken strok hacmi yöntemi ve çevrim atlatma yöntemi bir boyutlu motor termodinamiği analizleri yapan bir benzetim programı yardımıyla incelenmiştir.

Değişken strok hacmi yöntemi incelenmesi için 1,6 L doğal emişli, sabit supap zamanlamalı, port enjeksiyonlu bir motora ait geometrisi bir boyutlu olarak modellenmiş ve daha sonra bu motor modeli tam yükte kararlı halde alınan dinamometre verisine göre korele edilmiştir. Daha sonra bu motor modeli üzerinde 2000 dev/dk'da 26 Nm döndürme momentine ve 1500 dev/dk'da 25 Nm döndürme momentinde değişken strok hacmi uygulaması yapılmıştır. Değişken strok hacmi uygulaması için motor modellerine kontrol algoritmaları yerleştirilmiştir. Seçilen noktaların özellikle düşük yük ve düşük motor devrinde olmasına özen gösterilmiştir. Daha önceki çalışmalardan da bilindiği üzere gerek çevrim atlatmada gerekse de değişken strok hacmi yönteminde yük düştükçe yakıt ekonomisine olan katkı artmaktadır. 2000 dev/dk'da elde edilen sonuçlara göre değişken strok hacmi ile %11,6, 1500 dev/dk'daki sonuçlara göre de %11,4'lük bir yakıt ekonomisi sağlanmıştır. Elde edilen kazanç tek bir noktada ve düşük yükte olduğu önemle vurgulanmalıdır. Özgül yakıt tüketimi hesabında motor modellerinin normal çevrim koşullarında elde edilen sürtünme ortalama efektif basınçları ile çalıştırılmasına özen gösterilmiştir.

Çevrim atlatma yöntemi için ise tek silindirli ve oldukça basit geometrilere sahip bir motor modeli, kompleksiteyi azaltmak adına kullanılmıştır. Çevrim atlatma uygulaması 2000 dev/dk'da değişken strok hacmine benzer şekilde 7 Nm döndürme momenti çalışma noktasında uygulanmıştır. Bu noktada bir den fazla çevrim atlatma stratejisi uygulanmıştır. Değişken strok hacmi yöntemine benzer şekilde çevrim atlatma sistemi için bir kontrol algoritması modellere kurulmuş ve sürtünme ortalama efektif basınçları normal çevrim koşullarına göre eşit alınmıştır. Çevrim atlatma işlemi ideale yakın olarak gerçekleştiğinden pompalama kayıplarında ciddi bir

azalma gözlenlenmiştir. Atlatılan çevrim sayısı ile artan silindir içi basınçlar dolayısıyla NSS stratejisine kadar modelleme işlemi gerçekleştirilmiştir. Bunlara ek olarak modellerden alınan silindir içi basınç verisiyle yanmaya ait efektif ve indike basınçları dolayısıyla gücü ve döndürme momentini hesaplamada kullanılan bir Excel dosyasıda sonuçların kontrol edilebilmesi adına oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre NS ve NSS için sırasıyla %26,5 ve %33,7'lik bir yakıt ekonomisi elde edilmiştir. Değişken strok hacmi yöntemine benzer şekilde bu sonuçlarda tek bir noktadaki yakıt ekonomisinde ki kazancı ifade etmektedir.

Yapılan çalışmalar sonuçlar kısmında da vurgulandığı üzere, bu yöntemlerin yakıt ekonomisine olan katkısı sabit motor hızlarında analiz edilmiş ve gözlemlenmiştir. Benzer çalışmalar bütün araç verisini de içeren motor modeli ile birlikte çalışan bir araç modelinin oluşturulup, bir şehir içi çevrimin gerçek motorda olduğu gibi modeller üzerinde analiz edilmesi ile bir şehir içi çevriminde yakıt tüketiminde ki iyileştirilmenin incelenmesi bu çalışmanın devamı olabilecek niteliktedir.

KAYNAKLAR

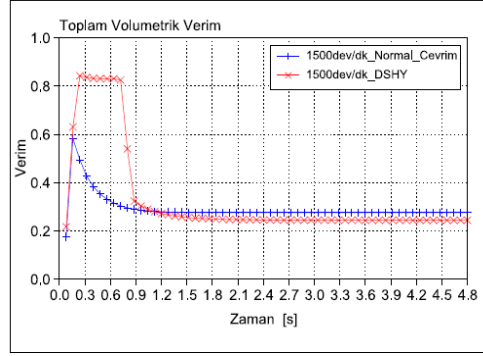
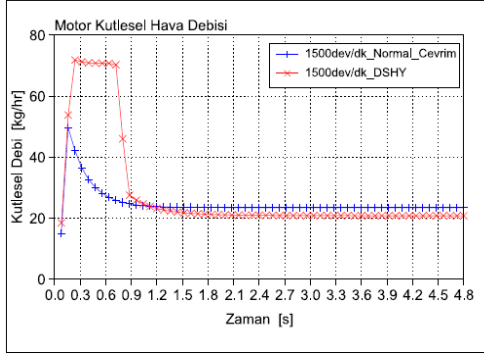
- [1] **Heywood, J. B.**, 1988. Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill Book Company, Newyork.
- [2] **OTEP**, 2011.Otomotiv teknoloji platformu stratejik araştırma planı (sap) raporu
- [3] **Yıldırım,T.**,2010.Dört zamanlı tek silindirli benzinli bir motor için çevrim atlatma sistemi tasarlanması, imalatı ve motora adapte edilmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye
- [4] **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, Türkiye.
- [5] **Kutlar O. A., Arslan H., Çalık A.T.**,2005. Methods to improve efficiency of four stroke spark ignition engines at part load, Energy conversion and Management 46,3202-32220
- [6] **Çelik, M.B.**,1999. Buji ile Ateşlemeli Bir Motor Sıkıştırma Oranının Değişken Hale Dönüştürülmesi ve Performansa Etkisinin Araştırılması, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi, Ankara,Türkiye
- [7] **Muranaka, S., Takagi, Y., Ishida, T.** 1987. Factors Limiting The Improvement in Thermal Efficiency of Spark Ignition Engine at Higher Compression Ratio SAE Paper 870548.
- [8] **Url-1** <<http://www.pattakon.com/pattakonVCR.htm>>, alındığı tarih: 14.12.2011.
- [9] **Arslan, H., Arslan, E.**, 2004. Otto motorunun kısmi yüklerinde teorik minimum yakıt tüketimi, itü dergisi/d, mühendislik, cilt: 3, sayı: 2-3-4-5, 69-76.
- [10] **Url-2**<http://www.greencarcongress.com/2006/02/mercedesbenz_pr.html>, alındığı tarih: 14.01.2012.
- [11] **Url-3**<tecalone.com>, alındığı tarih: 06.02.2012.
- [12] **Givens L.**1977. A new approach to variable displacement. Automot Eng ; 85(5):30-4 .
- [13] **Frottier C, Böttcher L.**, 2011. Potential analysis of cylinder deactivation using a detailed vehicle model, GT-SUITE Users Conference, Stuttgart,Germany.
- [14] **Kutlar, O. A., Arslan, H., Çalık, A., Ergeneman, M., Mehdiyev, R.**, 2005. Dört zamanlı kıvılcım ateşlemeli motorlarda kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmak için yeni bir yöntem (çevrim atlatmalı motor), 15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'05), Trabzon, Türkiye, 7-9 Eylül.
- [15] **Özgümüş, E.**,2007. Benzin motorunda çevrim atlatma metodunun teorik incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye

- [16] **Gamma Technologies**, 2012. Program help version 7.1.
- [17] **Ricardo Software**, 2012. Program help version 8.4.

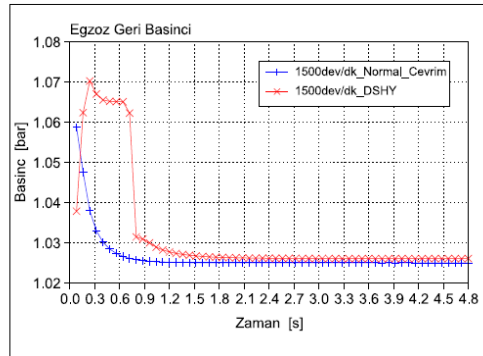
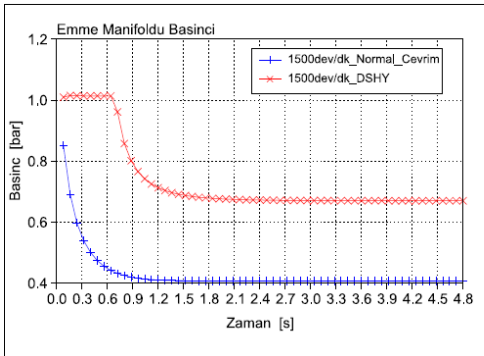
EKLER

EK A : 1500 dev/dk'da motor performans çıktıları

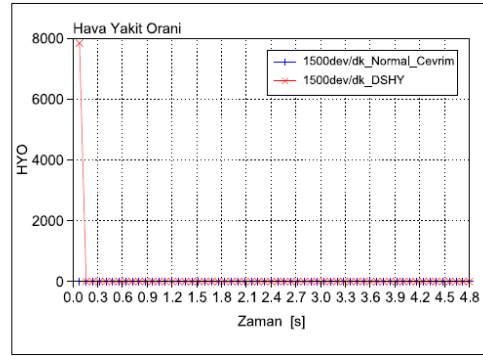
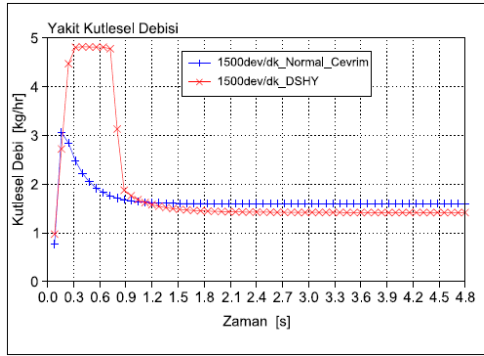
EK A



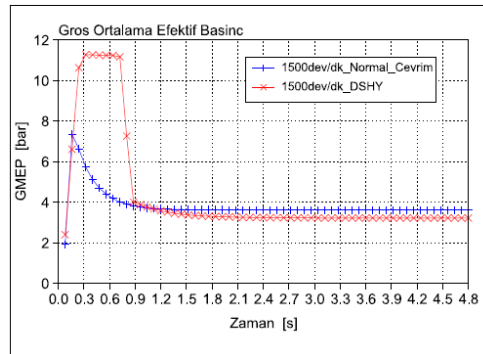
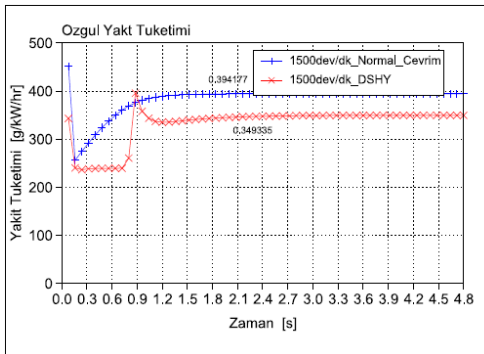
Şekil A.1 : 1500 dev/dk'da kütleli hava debisi ve volümetrik verim.



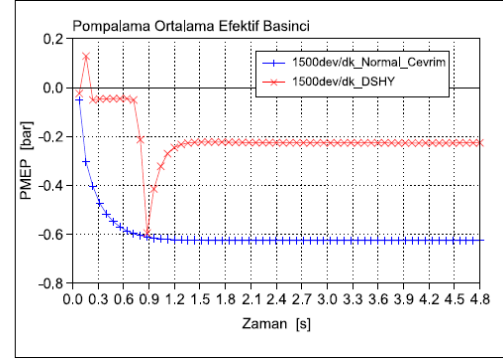
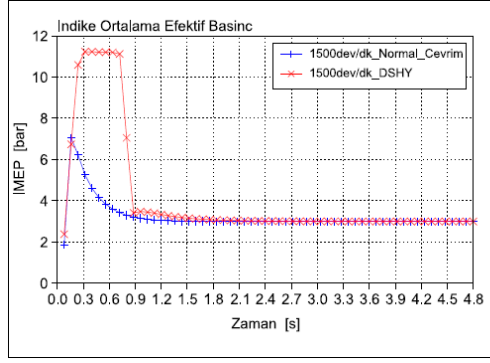
Şekil A.2 : 1500 dev/dk'da emme ve egzoz manifoldu basınçları.



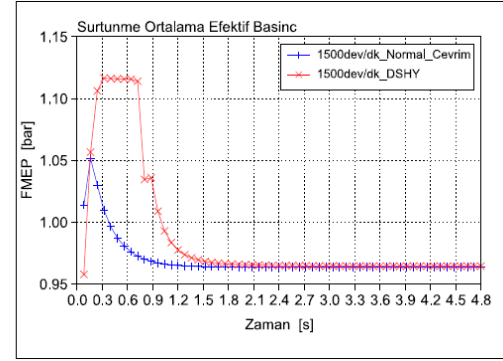
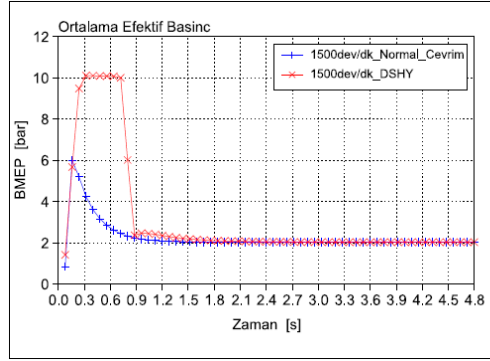
Şekil A.3 : 1500 dev/dk'da yakıt kütleli debisi ve hava yakıt oranı.



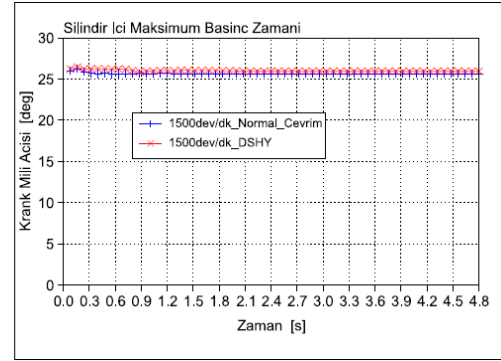
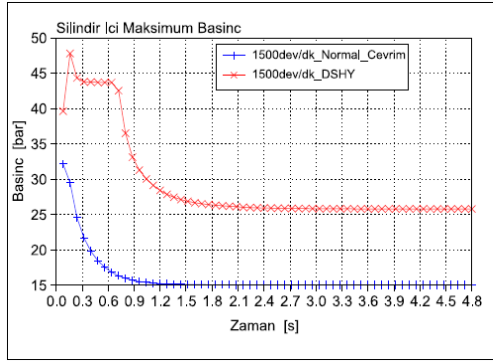
Şekil A.4 : 1500 dev/dk'da özgül yakıt tüketimi ve GMEP.



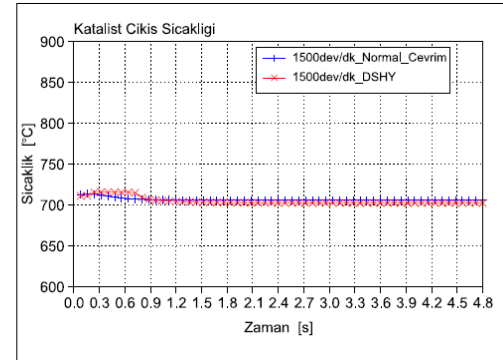
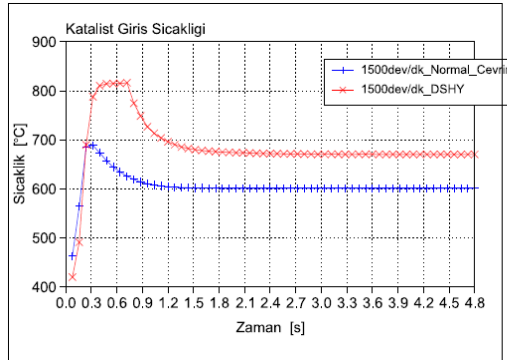
Şekil A.5 : 1500 dev/dk'da IMEP ve PMEP.



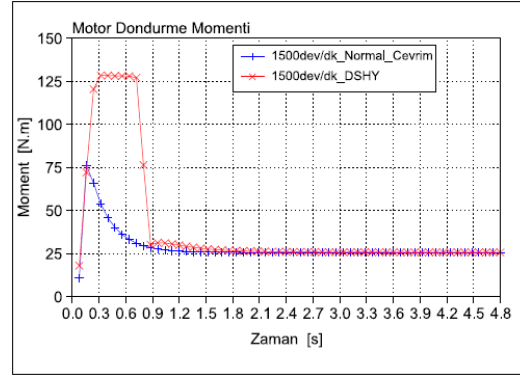
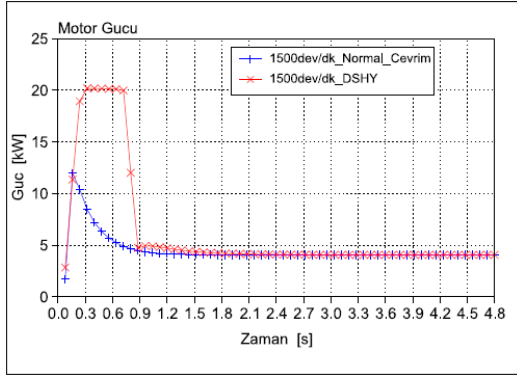
Şekil A.6 : 1500 dev/dk'da BMEP ve FMEP.



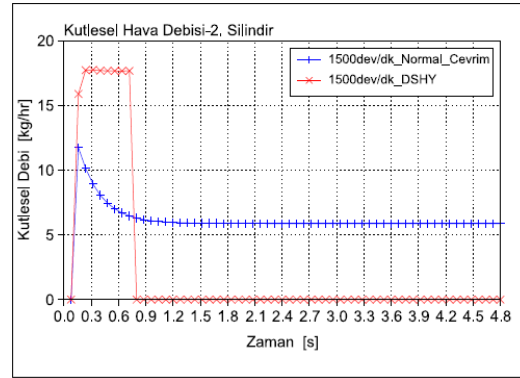
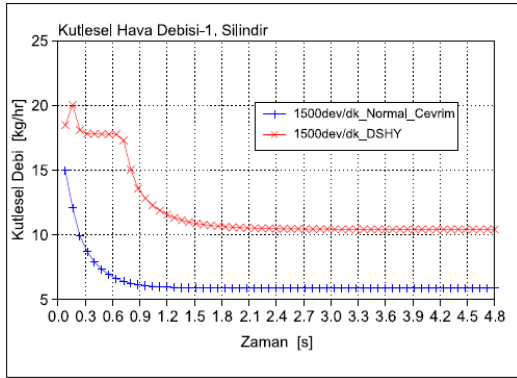
Şekil A.7 : 1500 dev/dk'da silindir içi maksimum basınç ve zamanlaması.



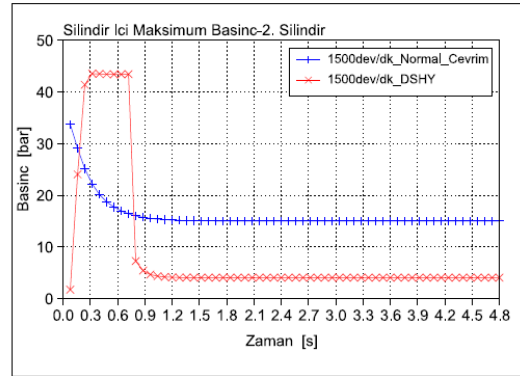
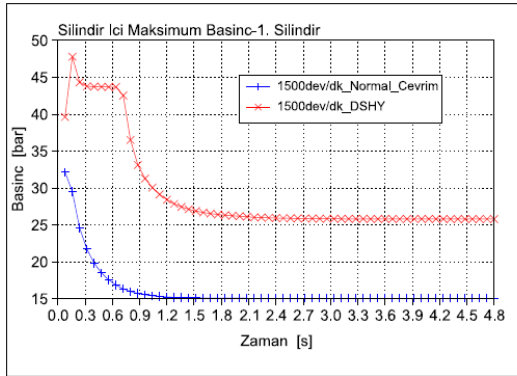
Şekil A.8 : 1500 dev/dk'da katalist giriş ve çıkış sıcaklığı.



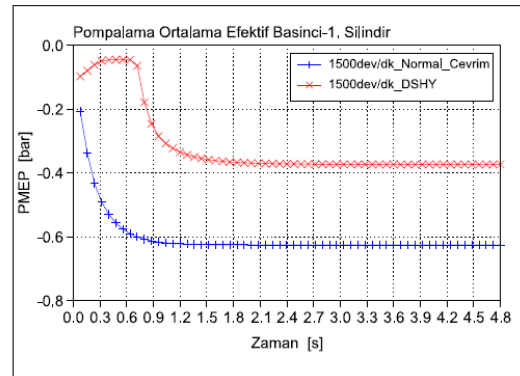
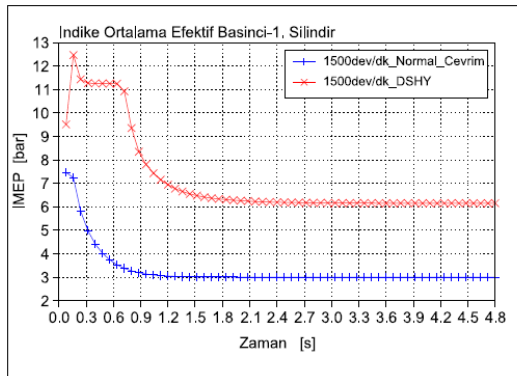
Şekil A.9 : 1500 dev/dk'da motor gücü ve döndürme momenti.



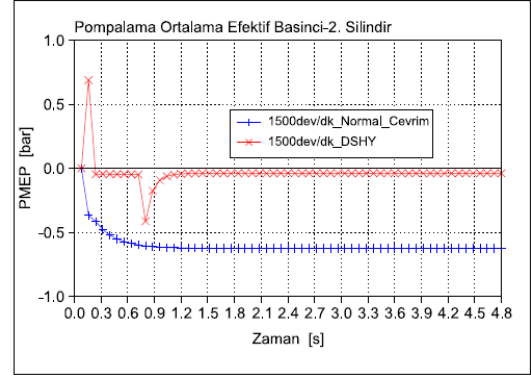
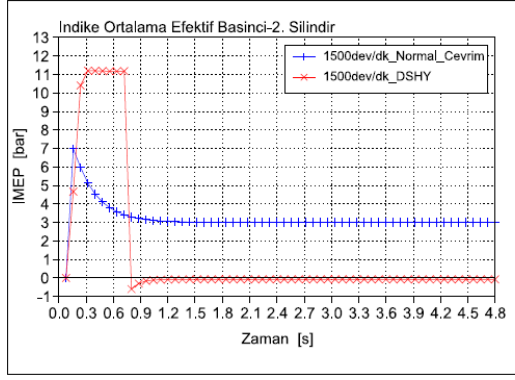
Şekil A.10 : 1500 dev/dk'da silindirlerdeki(1-2) kütleli hava debisi.



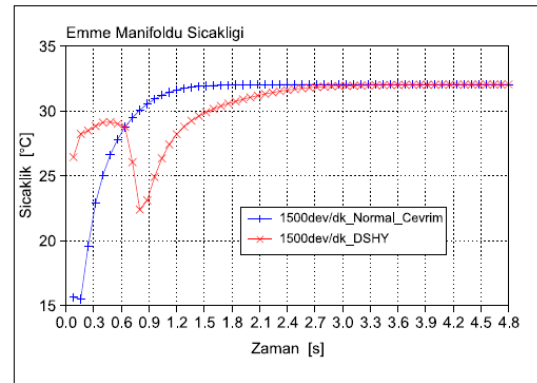
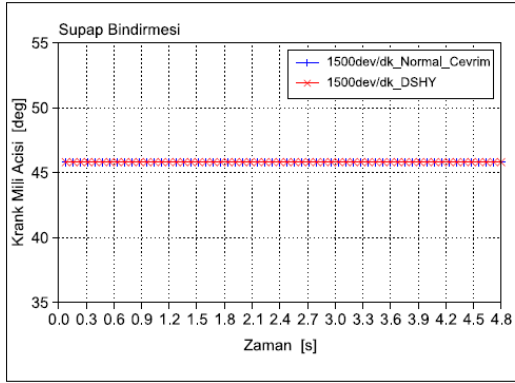
Şekil A.11 : 1500 dev/dk'da silindirlerdeki(1-2) maksimum basınç.



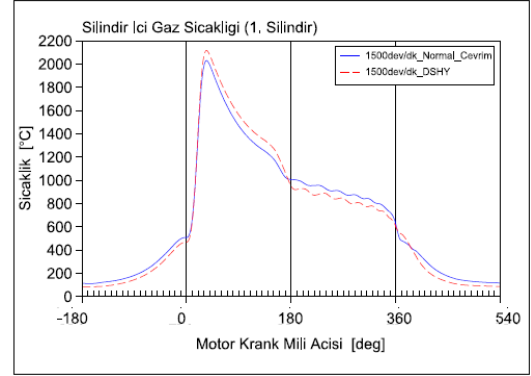
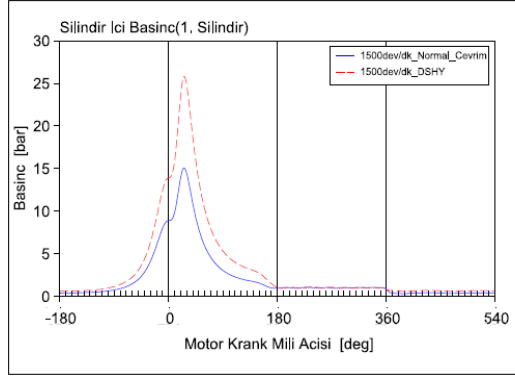
Şekil A.12 : 1500 dev/dk'da 1. silindir için IMEP ve PMEP.



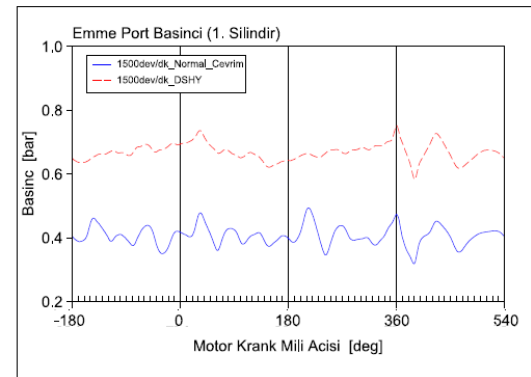
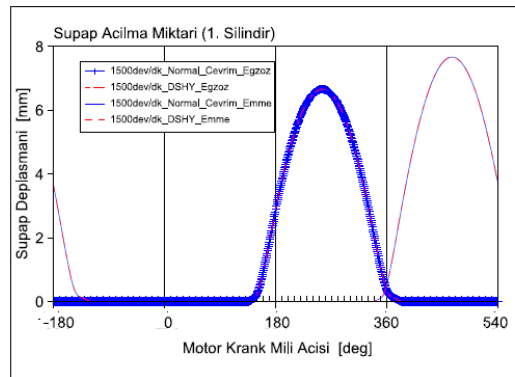
Şekil A.13 : 1500 dev/dk'da 2. silindir için IMEP ve PMEP.



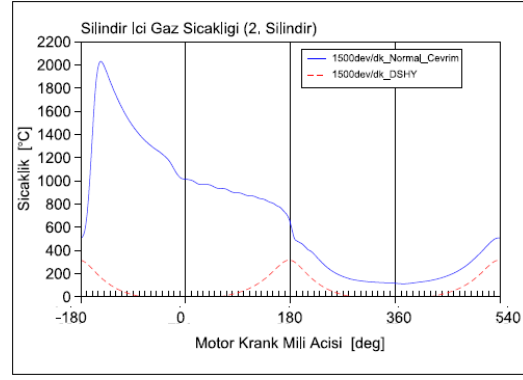
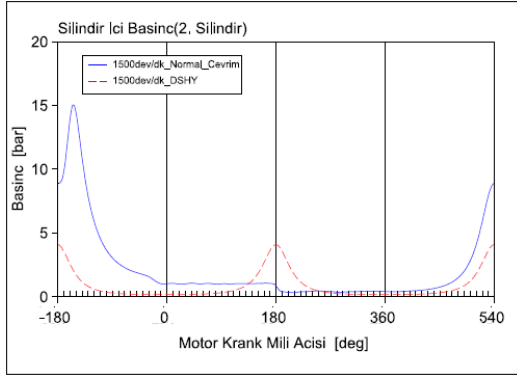
Şekil A.14 : 1500 dev/dk'da supap bindirmesi ve emme manifoldu sıcaklığı.



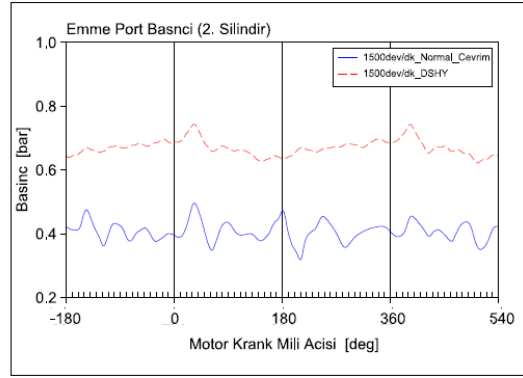
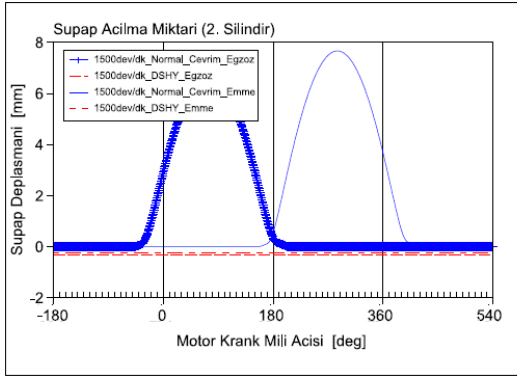
Şekil A.15 : 1500 dev/dk'da silindir içi(1) basınç ve sıcaklığın KMA'ya bağlı değişimi.



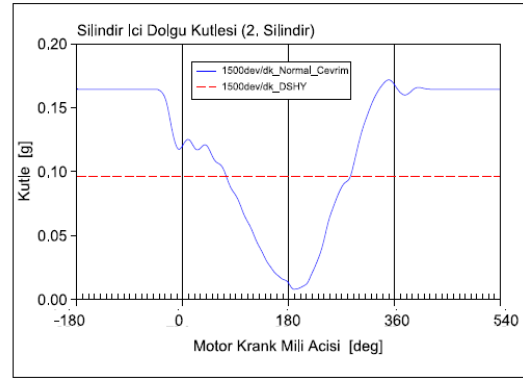
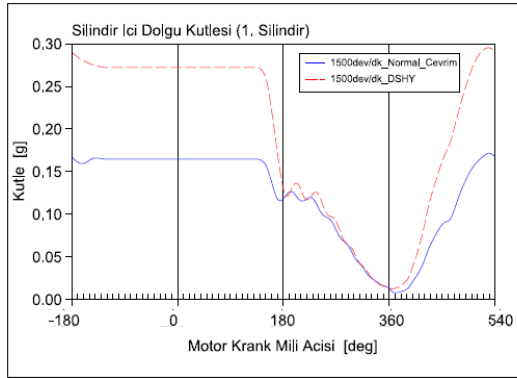
Şekil A.16 : 1500 dev/dk'da supap açılması ve emme port basınçlarının KMA'ya bağlı değişimi(1.silindir).



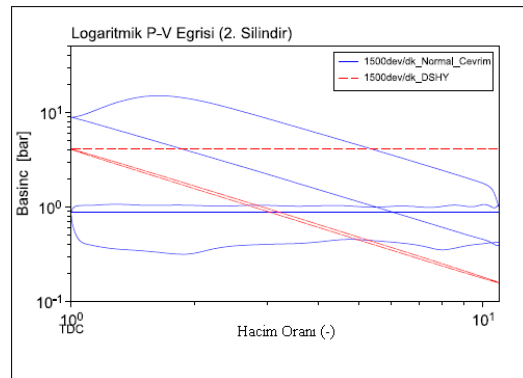
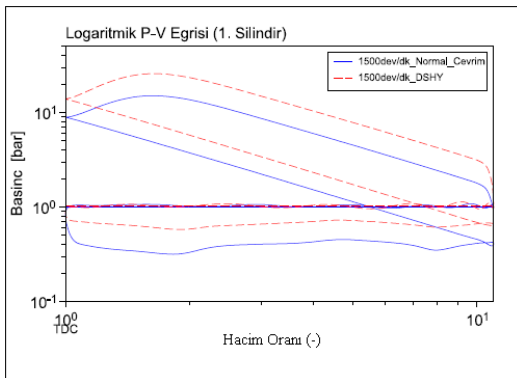
Şekil A.17 : 1500 dev/dk'da silindir içi(2) basınç ve sıcaklığın KMA'ya bağlı değişimi.



Şekil A.18 : 1500 dev/dk'da supap açılması ve emme port basınçlarının KMA'ya bağlı değişimi (2.silindir).



Şekil A.19 : 1500 dev/dk'da silindirlerdeki(1-2) dolgu kütlesi.



Şekil A.20 : 1500 dev/dk'da silindirlerin (1-2) logaritmik P-V eğrileri.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Caner HARMAN
Doğum Yeri ve Tarihi : GAZİANTEP, 06.12.2987
Lisans : İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği.
Mesleki Deneyim : **Kasım 2008-Temmuz 2009**, Mercedes Benz Türk A.Ş.Proje elemanı.
Kasım 2010- Devam Ediyor, Ford Otosan Otomotiv A.Ş. Ürün Geliştirme Mühendisi