

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN SIKIŞTIRMA ORANLI BİR SİLİNDİRLİ DİZEL MOTOR
MODELİ TASARIMI VE SİMÜLASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Türkay ARSLAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2017

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN SIKIŞTIRMA ORANLI BİR SİLİNDİRLİ DİZEL MOTOR
MODELİ TASARIMI VE SİMÜLASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Türkay ARSLAN
(503121721)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

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

HAZİRAN 2017

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121721 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Türkay ARSLAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “DEĞİŞKEN SIKIŞTIRMA ORANLI BİR SİLİNDİRLİ DİZEL MOTOR MODELİ TASARIMI VE SİMÜLASYONU” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

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

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Cem SORUŞBAY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 02 Mayıs 2017
Savunma Tarihi : 07 Haziran 2017





Eşime, aileme ve emeği geçen herkese,



ÖNSÖZ

Dizel motorlarında kısmi yük koşullarında performansın arttırılıp yakıt tüketiminin azaltılmasını sağlamak adına değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor modeli tasarımı ve simülasyonu bu tez kapsamında çalışılmıştır.

Bu tez çalışması süresince bana destek olan ve beni motive eden eşime ve aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca bana her zaman gerek yol göstericilik yapan gerekse mühendislik yaklaşımını aşılayan babama ve tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR'a sonsuz teşekkür ederim.

Bu tez çalışması konusunda bana destek veren Chalmers Teknik Üniversitesi öğretim görevlilerinden Sayın Prof. Dr. Ingemar DENBRATT'a da teşekkürü borç bilirim.

Mayıs 2017

Türkay ARSLAN
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tarihsel Bilgiler.....	1
1.1.1 Bileşik motorlar	1
1.1.2 Kam ve eksenel motorlar	3
1.1.3 Kombine çevrim	5
1.1.4 Rejenerasyon	6
1.2 Güncel Çalışmalar	7
1.2.1 Hareketli silindir kafası (SVC).....	8
1.2.2 Yanma odası hacmi değiştirilerek sıkıştırma oranı ayarlanması	9
1.2.3 Yüksekliği değişken piston.....	13
1.2.4 Biyel kolu geometrisi değiştirilmesi.....	14
1.2.5 Krank milinin veya krank kolu muylusunun hareketi	15
1.3 Tezin Amacı	16
2. DİZEL YANMA TEORİSİ	17
2.1 Dizel Motoru Temel Özellikleri	17
2.1.1 Dizel motorlarda yanma.....	18
2.1.2 Dizel emisyonları	19
2.1.3 Egzoz gazı resirkülasyonu	22
2.1.4 Dizel yakıt püskürtme sistemi.....	22
2.1.5 Dizel motorlarında püskürtme stratejisi	24
3. MODELLEME	27
3.1 Simülasyon	27
3.1.1 GT-Power programı	29
3.1.2 GT-Power’da dizel kestirimci yanma modeli	32
3.1.2.1 DI-Jet yanma modeli	32
3.1.2.2 DI-Pulse yanma modeli.....	33
3.1.3 Enjektör modellemesi.....	37
3.2 Temel Parametrelerin Hesaplanması	38
4. DEĞİŞKEN SIKIŞTIRMA ORANLI MOTOR MODELLEMESİ.....	43
4.1 Tasarım ve Simülasyon	43
4.1.1 Kontrol stratejisi.....	50
4.2 Kabuller	52

5. SONUÇLAR.....	55
5.1 Modelleme Sonuçları.....	55
5.2 Değerlendirme	79
KAYNAKLAR.....	81
EKLER.....	85
ÖZGEÇMİŞ.....	93



KISALTMALAR

AÖN	: Alt Ölü Nokta
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CRDI	: Common Rail Dizel Püskürtme
ECU	: Elektronik Kontrol Ünitesi
EGR	: Egzoz Gazı Resirkülasyonu
DB	: Düşük Basınç
DI	: Direkt Püskürtme (Direct Injection)
FKFS	: Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren, Stuttgart
GDI	: Gasoline Direct Injection (Direkt Benzin Püskürtme)
HP	: Beygir Gücü
KMA	: Krank Mili Açısı
NO_x	: Azot Oksitler
p	: Basınç
T	: Sıcaklık
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
VCR	: Variable Compression Ratio (Değişken Sıkıştırma Oranı)
YB	: Yüksek Basınç



SEMBOLLER

a	: Krank mili yarıçapı
b_e	: Özgöl yakıt tüketimi
B	: Silindir iç çapı
C_d	: Enjektör nozulünün püskürtme katsayısı
C_{df}	: Difüzyonlu yanma katsayısı
C_{ent}	: Karışma katsayısı
C_{ign}	: Tutuşma gecikmesi katsayısı
C_{pd}	: Parçacığın ısı kapasitesi
C_{pm}	: Ön karışimli yanma gecikme katsayısı
d_d	: Yakıt damlacık çapı
d_n	: Nozul çapı
d/d	: devir / dakika
G	: Yakıt debisi
k	: Yanma reaksiyonu için kinetik oran sabiti
L	: Strok uzunluğu
l	: Biyel kolu uzunluğu
m	: Mevcut hava-yakıt karışımının kütlesi
m_{air-entrained}	: Pakete karışan yakıtın kütlesi
m_b	: Tutuşma gecikmesi fazında oluşan hava-yakıt karışımı kütlesi
m_d	: Yakıt damlacık kütlesi
m_f	: Yakıt spreyinde bulunan partikül atık kütlesi
m_{inj}	: İlk püskürtülen yakıt paketinin kütlesi
m_o	: Okside olmuş partikül atık kütlesi
m_s	: Net partikül atık kütlesi
N	: Krank mili dönme hızı
P	: Güç
p_{me}	: Ortalama efektif basınç
p_{mi}	: Ortalama indike basınç
Q_c	: Konveksiyon ile iletilen ısı miktarı
Q_e	: Entalpi değişimiyle absorbe edilen ısı miktarı
S	: Demet nüfuz derinliği
s	: Krank mili merkezi ile piston pimi merkezi arasındaki mesafe
S_p	: Piston hızı
T	: Döndürme momenti
t	: Zaman
t_b	: Demetin parçalanma süresi
t_{ign}	: Tutuşma gecikmesi
u	: Karışan hava-yakıt karışımının son hızı
u_{inj}	: Nozul ucundaki püskürtme hızı
V	: Hacim
V_c	: Sıkıştırma hacmi
V_{cyl}	: Silindir hacmi

V_d	: Süpürme hacmi
V_H	: Toplam strok hacmi
ε	: Sıkıştırma oranı
λ	: Hava yakıt oranı
Θ	: Krank açısı
ρ_g	: Gazın yoğunluğu
ρ_i	: Sıvı yakıtın yoğunluğu
η_g	: Motorun iyilik derecesi
η_i	: İndike verim
η_{th}	: Isıl verim
ω	: Açısal hız
ΔH_{vd}	: Damlacık buharlaşma ısısı
Δp	: Enjektör nozulu boyunca basınç farkı



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1: %100 yük koşullarında yapılan simülasyon bilgileri.	49
Çizelge 4.2: %25 yük koşullarında yapılan simülasyon bilgileri.	50
Çizelge 4.3: Modelleme kabulleri.....	52





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Rudolf Diesel'e ait bileşik motorun kısmi bir çizimi.[1]	3
Şekil 1.2: Kam ve aksenal motor örnekleri.[1].....	4
Şekil 1.3: Still-Diesel Motoru'nun fonksiyonel çizimi.[1].....	5
Şekil 1.4: SAAB değişken sıkıştırma oranlı motor tasarımı.[2].....	9
Şekil 1.5: Ford'un geliştirdiği VCR Head tasarımı.[2]	9
Şekil 1.6: Alvar VCR motoru temel geometrisi.[3].....	10
Şekil 1.7: Alvar motoru silindir geometrisi faz açısı.[3]	11
Şekil 1.8: Alvar motor tasarımının 60° faz açısında emme ve sıkıştırma stroku.[4].	11
Şekil 1.9: Egzoz stroku sonu. Yüksek sıkıştırma oranında daha fazla miktarda artık gaz verilmektedir.[4]	12
Şekil 1.10: Egzoz stroku sonu. Düşük sıkıştırma oranında daha az miktarda artık gaz verilmektedir.[4].....	12
Şekil 1.11: Ford VCR Piston.[2].....	13
Şekil 1.12: Daimler-Benz VCR Piston.[2]	13
Şekil 1.13: Nissan, Peugeot, Mayflower firmasına ait eksantrik uygulamalı VCR motor tasarımları.[2].....	14
Şekil 1.14: Nissan Infiniti "MR20 DDT" 2.0 litre VC-Turbo değişken sıkıştırma oranlı motoru.[5]	15
Şekil 1.15: Rapan VCR Motoru.[2].....	15
Şekil 1.16: Gomesys VCR Motoru.[2]	16
Şekil 2.1: Dizel motoru yanma fazları.[8]	19
Şekil 2.2: Difüzyonlu alevin partikül atık yoğunluğu.[16].....	21
Şekil 2.3: Partikül atık ve NO _x oluşumu ile sıcaklık ve yakıt fazlalık katsayısı grafiği.[18].....	21
Şekil 2.4: CRDI yakıt sistemi.[19]	23
Şekil 2.5: Solenoid enjektör.[22]	24
Şekil 2.6: Ön püskürtmeli ve ön püskürtmesiz ısı yayılma oranı.[25]	25
Şekil 3.1: DI Jet modelinin gösterimi.[33]	32
Şekil 3.2: Çoklu püskürtmeli GT-Power modeli. [32]	34
Şekil 3.3: Silindir, krank mili ve bağlantıların şematik gösterimi.[8]	38
Şekil 3.4: Piston hareketi sırasında mesafelerin şematik gösterimi	39
Şekil 3.5: Gerçek çevrim ve teorik çevrim gösterildiği p-V diyagramı.[37]	41
Şekil 4.1: Normal bir silindirli motor GT-Power modeli.	44
Şekil 4.2: Sıkıştırma oranı değişebilen bir silindirli motor GT-Power modeli.	44
Şekil 4.3: 180° KMA faz farkında tasarlanan modelin çalışma prensibi.	45
Şekil 4.4: 0° KMA faz farkında tasarlanan modelin çalışma prensibi.	46
Şekil 4.5: 90° KMA faz farkında tasarlanan modelin çalışma prensibi.	48
Şekil 4.6: Genel kontrol algoritması	51
Şekil 4.7: Yüke göre sıkıştırma oranı tepkisi	52

Şekil 5.1: 1800 d/d' da %100 yükte krank mili açısı hacim grafiği.	55
Şekil 5.2: 1800 d/d' da %25 yükte krank mili açısı hacim grafiği.	55
Şekil 5.3: 1800 d/d' da %100 yükte p-V diyagramı.	56
Şekil 5.4: 1800 d/d' da %25 yükte p-V diyagramı.	56
Şekil 5.5: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor gücü (kW) karşılaştırması.	57
Şekil 5.6: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor döndürme momenti (Nm) karşılaştırması.	58
Şekil 5.7: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor özgül yakıt tüketimi (g/kWh) karşılaştırması.	59
Şekil 5.8: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor volumetrik verim karşılaştırması.	59
Şekil 5.9: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor indike verim karşılaştırması.	60
Şekil 5.10: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor BMEP karşılaştırması.	61
Şekil 5.11: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor gücü (kW) karşılaştırması.	61
Şekil 5.12: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor döndürme momenti (Nm) karşılaştırması.	62
Şekil 5.13: %100 yük koşullarında farklı faz açılarında ve farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor gücü (kW) karşılaştırması.	63
Şekil 5.14: %100 yük koşullarında farklı faz açılarında ve farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor döndürme momenti (Nm) karşılaştırması.	63
Şekil 5.15: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor özgül yakıt tüketimi (g/kWh) karşılaştırması.	64
Şekil 5.16: %100 yük koşullarında farklı faz açılarında ve farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor özgül yakıt tüketimi (g/kWh) karşılaştırması.	65
Şekil 5.17: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor volumetrik verim karşılaştırması.	65
Şekil 5.18: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor indike verim karşılaştırması.	66
Şekil 5.19: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor modellerinin fren ortalama efektif basınç (p_{me}) karşılaştırması.	67
Şekil 5.20: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180° KMA faz farkı) ve 1200 d/d' da silindir içi basınç değişimi.	67
Şekil 5.21: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180° KMA faz farkı) ve 1200 d/d' da silindir içi sıcaklık değişimi.	68
Şekil 5.22: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180° KMA faz farkı) ve 1500 d/d' da silindir içi basınç değişimi.	68
Şekil 5.23: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180° KMA faz farkı) ve 1500 d/d' da silindir içi sıcaklık değişimi.	69
Şekil 5.24: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180° KMA faz farkı) ve 1800 d/d' da silindir içi basınç değişimi.	69
Şekil 5.25: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180° KMA faz farkı) ve 1800 d/d' da silindir içi sıcaklık değişimi.	70

Şekil 5.26: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1200 d/d' da sistemin silindir içi basınç değişimi	70
Şekil 5.27: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1200 d/d' da sistemin silindir içi sıcaklık değişimi	71
Şekil 5.28: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1500 d/d' da sistemin silindir içi basınç değişimi.	71
Şekil 5.29: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1500 d/d' da sistemin silindir içi sıcaklık değişimi	72
Şekil 5.30: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1800 d/d' da sistemin silindir içi basınç değişimi.	72
Şekil 5.31: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1800 d/d' da sistemin silindir içi sıcaklık değişimi	73
Şekil 5.32: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %100 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1200 d/d' da silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.	74
Şekil 5.33: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %100 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1500 d/d' da silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.	75
Şekil 5.34: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %100 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1800 d/d' da silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.	76
Şekil 5.35: Normal bir silindirli motor modelinin %100 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1200 d/d' da sistemin silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi	77
Şekil 5.36: Normal bir silindirli motor modelinin %100 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1500 d/d' da sistemin silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi	78
Şekil 5.37: Normal bir silindirli motor modelinin %100 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1800 d/d' da sistemin silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi	79
Şekil A.0.1: 1200 d/d'da %100 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.....	86
Şekil A.0.2: 1200 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %100 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.....	86
Şekil A.0.3: 1500 d/d'da %100 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.....	87
Şekil A.0.4: 1500 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %100 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.....	87
Şekil A.0.5: 1800 d/d'da %100 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.....	88
Şekil A.0.6: 1800 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %100 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.....	88
Şekil A.0.7: 1200 d/d'da %25 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.....	89
Şekil A.0.8: 1200 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %25 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.....	89
Şekil A.0.9: 1500 d/d'da %25 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.....	90
Şekil A.0.10: 1500 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %25 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.....	90
Şekil A.0.11: 1800 d/d'da %25 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.....	91

Şekil A.0.12: 1800 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %25 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.....**91**



DEĞİŞKEN SIKIŞTIRMA ORANLI BİR SİLİNDİRLİ DİZEL MOTOR MODELİ TASARIMI VE SİMÜLASYONU

ÖZET

Daha yüksek güç ile birlikte daha güvenilir ve uzun motor ömrü ihtiyacı, içten yanmalı motorlarda diğer tüm mühendislik alanlarında olduğu gibi aranan ve geliştirme ihtiyacı duyulan önemli bir konudur. Buna ulaşmak için en sık kullanılan yüksek basınçlı turbo doldurucu sisteminin yüksek termal yükler sebebiyle motor ömrünü olumsuz etkilediği söylenebilir. Turbo doldurucu sistemleri iyi bir adyabatik verime sahip değildir ve özellikle tam yükte yüksek basınçtan dolayı problemler çıkabilmektedir. Bu sorunlar sıkıştırma oranı değiştirilerek en az indirilebilir. Ayrıca değişken sıkıştırma oranı, daha verimli motor çalışma başlangıcına ve kısmi yüklerde çok daha verimli çalışma noktalarına olanak sağlayabilir. Değişken sıkıştırma oranlı motorlar için firmaların geliştirme çalışmaları devam etmektedir ve yakın bir gelecekte bu sistemi kullanan daha verimli içten yanmalı motorlarla karşılaşmamız oldukça muhtemeldir.

Otomotiv sektöründe kullanılan dizel motorlarında sıkıştırma oranı genelde 11 ila 24 arasında değişmektedir. Sıkıştırma oranının değiştirilebildiği bir sistem kullanıldığında, motor yüküne göre ayarlama yapmak mümkün olmakta ve kısmi yük ile tam yükte daha verimli çalışma noktalarına erişilebilmektedir.

Yüksek sıkıştırma oranı, genellikle kısmi yüklerde ve daha iyi bir stabilite istendiğinde tercih edilmektedir. Benzer mantıkta daha düşük sıkıştırma oranı ise, tam yüklerde turbo doldurucu giriş basıncını arttırmak ve daha verimli çalışmak için kullanılabilir. Yük arttıkça egzoz gazı sıcaklığı ve basıncı da artacak ve daha fazla güç için ihtiyaç olan oksijen, turbo doldurucu sistemi sayesinde yanma odasına gönderilecektir. Bu sebepten dolayı tam yükte çalışmada sıkıştırma oranının azaltılması daha iyi verim almak ve termal gerilimi azaltmak için tercih edilmektedir.

Değişken sıkıştırma oranı uygulaması, genellikle turbo dolduruculu dizel motorlarında tercih edilmektedir. Ayrıca, yakıt ekonomisine de katkısı olmaktadır. Benzinli motorlarda kullanıldığında ise yüksek sıkıştırma oranından düşük sıkıştırma oranına hızlı geçişten kaynaklanabilecek vuruntu ile karşı karşıya kalınabilir.

Teze konu olan tasarım, Alvar motorunun geometrisi değiştirilmiş bir versiyonudur. Tasarımda, yardımcı pistonu silindir kafasına yerleştirmek yerine ana silindire paralel olarak konumlandırılmıştır. Ana krank mili ile yardımcı krank mili birbirine 2'ye 1 oranında bağlıdır ve yanma odasından yardımcı silindir hacmine bağlantı silindirik bir kanalla sağlanmıştır.

Sıkıştırma oranının değişken hale getirildiği bu tasarım ile amaçlanan kazanımlar genel olarak, kısmi yüklerde sıkıştırma oranını arttırarak yanma verimini arttırmak, sıkıştırma oranını düşürerek vuruntuyu engelleyecek şekilde turbo besleme basıncını arttırmak ve dolayısıyla güç yoğunluğunu arttırmak, yakıt setan sayısına göre sıkıştırma oranını ayarlayarak emisyonları optimize etmektir.

Bu tez çalışmasına konu olan, tam ve kısmi yüklerde, pistonlar arası faz farkı değiştirilerek ve silindirler arası bağlantı hacminin çap değişimine göre sıkıştırma oranının değiştirilerek performans ve yakıt tüketimi üzerindeki etkisinin GT-Power ile modellenmesi ve sonuçlarının ortaya koyulmasıdır.

GT-Power programı, GT-Suite Gamma Teknoloji tarafından geliştirilen en popüler motor simülasyon yazılımlarından biridir. Temel olarak tek boyutlu bir simülasyon aracıdır ve içinde kendi alanlarında uzmanlaşmış pek farklı alt program barındırır. GT-Power, genel sistem açısından gaz dönüşümü ve yanma simülasyonlarında kullanılır. GT-Power sıkıştırılabilir Navier-Stokes denklemlerini tek boyutta çözebilen özel bir CFD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) programıdır.

Geliştirilen ve modellenen tasarım, Alvar motorundan farklı olarak yardımcı silindirin ana silindire paralel yerleştirilerek faz açısının değiştirilmesi suretiyle sıkıştırma oranının ayarlanmasını sağlamaktadır. Ana ve yardımcı silindir arasında silindirik bir hacme sahip bağlantı kanalı mevcuttur. Ana krank mili ile yardımcı krank mili birbirine 2'ye 1 oranında bağlıdır. Yani yardımcı pistonun hızı ana pistonun hızının yarısı kadardır. Kabul edilen faz açısı ise ana piston üst ölü noktada iken krank mili pozisyonuna göre yardımcı krank milinin açısıdır.

Faz açısının 0° olma durumu, kısmi yüklerde tercih edilmekte olup bu durumda ana piston ve yardımcı piston aynı anda üst ölü noktadan harekete başlarlar. Ana krank mili ile yardımcı krank milinin açısal hız oranı 2'ye 1 olduğundan, ana piston alt ölü noktaya ulaştığında, yardımcı piston strok boyunun yarısını biraz geçmiştir. Yani ana piston 4 strok tamamladığında, yardımcı piston henüz 2 strok tamamlamış olacaktır.

Faz açısının 180° olduğu durum ise tam yüklerde tercih edilmektedir. Böylece sıkıştırma oranı daha düşük olacaktır. Krank mili açısal hızlarındaki 2'ye 1 orandan dolayı ana piston alt ölü noktaya ulaştığında yardımcı piston üst ölü noktaya doğru hareket etmeye devam etmektedir.

Sürücü, aracı hızlandırmaya başladığında, yük ve manifold basıncı artar. Sürücü, düşük yükte seyir haline uygun noktaya geldiğinde, yük ve manifold basıncı azalır ve sıkıştırma oranı artar. Bu noktadan sonra püskürtülen yakıt arttığında, sıkıştırma oranı düşürülür, manifold basıncı ve yük artar.

Tez çalışması iki aşamalıdır. Birinci aşamada, bu motorun GT-Power programında bir silindirli modeli oluşturulmuş ve verileri gerçek performans değerleri ile doğrulanmıştır. İkinci aşamada, bir silindirli model üzerinden tasarım değişiklikleri yapılmış, yardımcı silindir eklenmiştir. Koşullar aynı olacak şekilde emme manifoldu ve egzoz manifoldu modellenmiş, çalışma koşulları belirlenmiştir.

Sonuçlar değerlendirildiğinde, sıkıştırma oranı değişken motor modelinin özellikle şehir içi kullanımlarda, yani kısmi yüklerde, daha avantajlı olduğu görülmektedir. Sıkıştırma oranı değişken motor modeli kısmi yüklerde yaklaşık %16 gibi ciddi bir oranda daha fazla güç ve döndürme momenti üretirken yaklaşık %14 oranında daha az yakıt tüketimine sahip olduğu görülmüştür. Motor hacmi büyüdükçe bu avantajın artacağı öngörülmektedir. Bu uygulamanın, özellikle ticari araçlarda yakıt ekonomisi sağlaması açısından tercih edilebilecek bir alternatif olması mümkündür. Tam yüklerde ise, 180° KMA'lık faz farkı durumunda değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor modeli normal bir silindirli motor modeline göre %20 oranında daha az güç ve döndürme momenti üretmekte, yakıt tüketiminde ise %25 oranında dezavantajlı olmaktadır. Ancak tam yüklerde, kısmi yüklere göre bu avantajının azalması faz açısı değiştirilerek optimize edilebilmektedir. Ayrıca, gittikçe sıkışan

emisyön standartları göz önüne alındığında standart dizel motorlara oranla daha iyi emisyon oranlarına sahip olabilmesi sebebiyle ayrı bir avantaja sahiptir. Ancak üretimi, kontrolü ve maliyeti sebebiyle bir dezavantaja sahip olabilir.





ONE CYLINDER DIESEL VARIABLE COMPRESSION RATIO ENGINE MODEL DESIGN AND SIMULATION

SUMMARY

As it is in many other engineering fields, an engine providing a higher power output with high reliability and longer durability is the main subject of focus in internal combustion engine studies. In order to achieve these goals, the most preferred technology is high pressure turbo charger systems, while these systems have a negative effect on engine durability due to high thermal loads. The adiabatic efficiency of turbo charger systems is not high enough and it may lead to degradation due to extreme pressures, especially at full load. This can be improved by changing compression ratio. Additionally, variable compression ratio can enable a more efficient engine start and engine operation at partial loads. Majority of the engine manufacturing companies have ongoing development activities of designs with variable compression ratio and internal combustion engines operating with this system will possibly be used more widely in near future.

Compression ratio of Diesel engines which are commonly used in automotive industry varies between 11 and 24. When an engine operating with variable compression ratio is preferred, it is possible to adjust engine operation according to the engine loads and consequently to achieve more efficient operation conditions at partial and full loads.

High compression ratio is applied generally in the cases of partial loads and better stability requirements. Similarly, low compression ratio is preferred at full loads in order to increase turbo charger input pressure and to operate at higher efficiencies. As the load increases, the temperature and pressure of exhaust gas rise and more oxygen, which is essential for higher load, is transferred to the combustion cylinder by turbo charger. Hence, low compression ratio is applied for full loads in order to obtain more efficiency while decreasing thermal stresses.

Variable compression ratio applications are generally used in Diesel engines with turbo charger. Additionally, these systems contribute fuel economy. Usage in petrol engines may cause knocking due to the fast transition from low compression ratio to high compression ratio.

The subject of this thesis is a geometrically modified version of Alvar engine. In the design, the auxiliary piston is positioned parallel to the main cylinder instead of positioning on the cylinder head. Main crank shaft and auxiliary crank shaft are connected to each other with 2:1 ratio and the link between the combustion chamber and the auxiliary cylinder volume is designed with a cylindrical connection.

The main advantages, which are aimed with variable compression ratio, are increasing combustion efficiency by increasing compression ratio at partial loads, increasing turbo charger input pressure consequently the engine power by decreasing

compression ratio and optimizing engine emissions by adjusting compression ratio according to the fuel cetane number.

The main focus of this thesis is simulating with GT-Power and analyzing the performance and fuel consumption effects of adjusting the phase angle between pistons and the compression ratio according to the diameter variation of the link between cylinders at full and partial engine loads.

GT-Power program, developed by GT-Suite Gamma Technologies, is one of the most popular engine simulation softwares. It is basically a 1-D simulation tool with many sub-programs which are separately specialized for their own subjects. GT-Power is used for gas exchange and combustion simulations in terms of system applications. It is a CFD software which is able to compute Navier-Stokes equations in 1-D.

Unlike the Alvar engine, in the developed and simulated design the auxiliary cylinder is positioned parallel to the main cylinder and it enables to vary the compression ratio by adjusting the phase angle. There is a cylindrical connection channel between main and auxiliary cylinder and the main crank shaft and auxiliary crank shaft is connected via a 2:1 ratio. Hence, the speed of the auxiliary piston is half of the main piston while the phase angle assumption is the angle between auxiliary shaft and main shaft when the main piston is at top dead center.

The case of 0° phase angle is applied at partial loads and in this cases main piston and auxiliary piston starts operating at the same time from top dead center. Due the 2:1 ratio between main shaft and auxiliary shaft, at the time when main piston reaches the top dead center, the auxiliary piston position is at nearly half of the stroke length. Therefore, as the main piston completes 4 strokes, the auxiliary piston would be at the end of 2 strokes.

On the other hand, the case of 180° phase angle is applied at full loads. Consequently, compression ratio would be lower. The 2:1 ratio between crank shaft angular speeds causes auxiliary piston to move towards the top dead center while the main piston is at the bottom dead center.

As the driver accelerates the vehicle, load and manifold pressure increases. If the driver runs the vehicle at low loads, engine load and manifold pressure decreases and the compression ratio rises. After this point, if the injected fuel is increased, the compression ratio is decreased leading manifold pressure and load to increase.

There are two phases of this thesis. In the first phase, a single cylinder version of the engine is designed in GT-Power and the simulation data is confirmed with test performance data. In the second phase, the design modifications are applied to the single cylinder engine and auxiliary cylinder is introduced. Intake and exhaust manifolds are also modelled with the same conditions and operation conditions are defined.

In conclusion of the analysis, the variable compression ratio engine has advantages especially for urban usage i.e. partial engine loads. Variable compression ratio engine model gives 16% higher power and the fuel consumption is 14% lower during torque generation. It is foreseen that this advantage will rise with engine volume increases. For medium duty vehicles, this application can be an alternative in terms of fuel economy. At full loads, the variable compression ratio engine model generates 20% lower power and torque. Moreover, it is 25% less efficient compared to the normal engine in terms of fuel consumption. However, at full loads this loss of

efficiency can be optimized by modifying the phase angle. Lastly, in terms of very strict emission standards, the subjected design has an advantage since it has a better emission rates compared to the conventional Diesel engines. However, in terms of production, control and cost aspects, it may have a disadvantage.





1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlarda devrim niteliği taşıyacak pek çok teknoloji girişimleri oldu ve olmaya da devam ediyor. Bunların arasında büyük potansiyele sahip olanı bulmak için ayırım yapmak güç olabilir. Yakıt tüketiminde azalma sağladığını iddia eden bazı motorların yakıtı işe dönüştürme verimliliği geleneksel motorlardan farklı değildir. Buna örnek olarak daha sonra detaylandırılacak olan kam-tarzı motorlar verilebilir. Geleneksel motorlar ile aralarındaki fark ise her birinin kütle açısından güç yoğunluğunu arttıran çeşitli akıllıca motor geometrilerinden oluşmasıdır. Böylece bu tip tasarımların iddia ettiği yakıt azalimleri, şehir içi kullanımlarda kazanılmakta ve aynı oranda daha hafif bir aracı ivmelendirmek için gerekli olan enerjinin değişmesinin sonucunda elde edilmektedir. Kütle farkının onlu kilogramlar boyutunda olması nedeniyle yuvarlanma direncinin mutlak değerindeki değişim küçük olacaktır ve bu motorlarda şehir dışı yakıt tüketimi ise aynı kalacaktır. Amaç motordaki ısı kayıpları azaltan karakteristiklere sahip tasarımları belirlemek ve değerlendirmektir. Bu enerji büyük oranda soğutma ve egzoz sistemlerinde ve ayrıca mekanik sürtünmelerde kaybedilmektedir.

1.1 Tarihsel Bilgiler

Artık kullanılmayan eski motor tasarımlar bugün kolaylıkla düzeltilebilecek nedenlerden dolayı başarısız olmuş, maddi destekler kesilmiş ya da yalnızca o dönemde meşhur olmadığı için unutulmuş olabilir. Bu nedenle bu eski tasarımlardan birinin günümüze uyarlanması mümkündür. Bu tasarımlardan aşağıda kısaca bahsedilmiştir.

1.1.1 Bileşik motorlar

19. yy sonları ve 20. yy başlarında egzoz gazlarının ekserjisini azaltmak için bileşik genleşmeye odaklanmış bazı fiziksel örnekler, bazı tasarımlar ve hatta ürüne dönmemiş bazı patentler vardır. Bileşik genleşme, genleşme prosesinin aşamalı halde gerçekleşmesidir. İçten yanmalı motorlar için genellikle iki aşama kullanılır. Bileşik

genleşmeye önce buharla çalışan motorlarda verimliliği arttırmak amacıyla başvuruldu. Sonrasında 3 aşama ve daha fazlası sıklıkla kullanıldı. Verimliliğin artmasının nedeni herhangi bir silindirde daha küçük sıcaklık dalgalanmalarının olmasıydı. Eğer tüm genleşme tek bir silindirde olacak olsaydı o silindirdeki ısı akışı daha yüksek olurdu. Eğer sisteme iş eklenmiyorsa yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa yapılan her geçiş enerji kaybına neden olur. Bu nedenle, egzoz stroku ve sıcak buhar girişi sonrasında silindirin iç yüzeylerinde daha az sıcaklık farkı bulunması motor yapısında daha az enerji kaybı demektir.

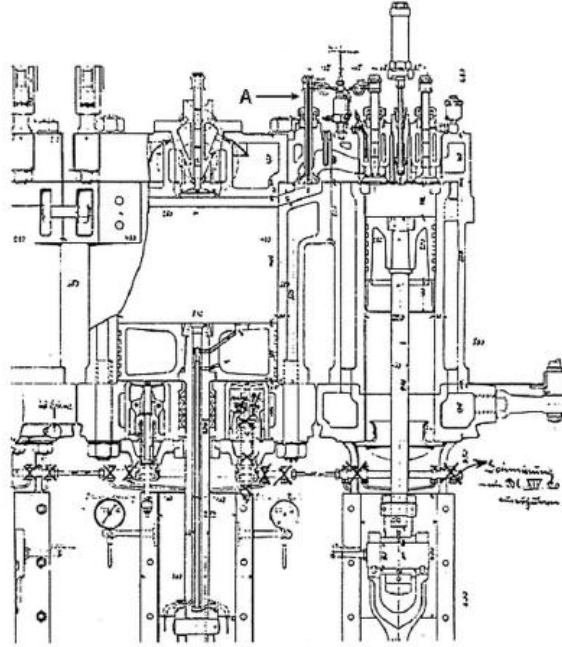
Bununla birlikte içten yanmalı motorlarda asıl kazanç egzoz gazının tam genleşmesini sağlamakla kazanılır. Örneğin Otto çevriminde, genleşme sonundaki basınç ve sıcaklık sıkışma strokunun başındaki basınç ve sıcaklığa eşit değildir. Yanma ürünlerinin tam genleşmesinin sağlanabilmesi için genleşme oranının sıkışma oranına göre daha yüksek olması gerekmektedir. Bu noktada bir bileşik içten yanmalı motor termodinamik açısından ideal Atkinson çevrimine benzerdir.

İlk bileşik motorlar büyük ve sabit motorlardı. Birçoğu sıralı 3 silindirliydi ve dıştaki 2 silindir 4 stroklu çevrimde ateşleme yaparken ortadaki silindir 2 stroklu çevrimde çalışıyor, ancak ateşleme yapmıyordu. Bu tasarımların tümünde ortadaki silindir daha geniş çaplıydı ve diğer iki eş fazlı silindirden 180 derece farklı fazda çalışıyordu. Dış silindirler 360 derece aralıklarla ateşlenir ve egzoz gazlarını merkez silindirine aktarırlar ve burada daha da genişletilirler. Ateşleme ve genleşme silindirleri arasında valf bağlantısı vardır ve bu gaz geçişi sırasında basıncın düşmesine neden olur. Bu nedenle, iki silindir arasındaki çap farkına bağlı olarak genleşme silindirinde ek yükten ek iş elde edilir. Bazı örneklerde genleşme silindiri için daha uzun bir strok gözlemlenmiştir. Bu da, her çevrimde sürekli olarak değişse de, krank kolu çapları arasındaki farktan kaynaklanan bir moment avantajı sağlamaktadır.

Bu motor tiplerinden başarısız olan bir örnekte ise ateşleme silindirleri dizel çevrimi ile çalışır. Bu motor 1897’de Rudolf Diesel’in kendisi tarafından inşa edilmiştir. Şekil 1.1’de kısmi bir çizimi görülebilir. Klasik bir dizel motoruna göre daha verimli olacağına yarı verimde çalışmaktaydı ve hedeflenen 150 HP güç çıktısının yalnızca 3’ te 2’ sine ulaşabildi. Verimliliğin bu kadar düşük olması ile ilgili bir takım araştırmalar yapıldı ve Şekil 1.1’ de “A” ile gösterilen 4 adet su soğutmalı valfin ve transfer bağlantılarının büyük oranda enerji tükettiği ve pompalama kayıplarına

neden olduğu keşfedildi[1]. Düşük basınç genişleme silindirinde 6 adet piston yüzüğünün bulunması aşırı yükleme olarak ve bu nedenle sisteme eklenmiş gereksiz sürtünme kayıpları olarak yorumlanabilir. Ayrıca, genişleme silindiri soğutması içeride bir sıvı ile sağlanıyordu ve bu da büyük ölçüde bir enerji kaybına neden oluyordu. 3 yıl süren motor inşa sürecinin ardından, motorun performansı bir hayal kırıklığıydı ve yalnızca 3 ay çalıştırıldı[1].

Sonraki on yıl içinde, 1904 yılında, Edward Butler kendi bileşik motorunun 3 örneğini geliştirdi ve genişleme silindirinden pozitif güç elde ettiğini iddia etti. Motorun genel tasarımı Rudolf Diesel'in tasarımına çok benziyordu, ancak tasarımın detayları bilinmemektedir. Bu motorun toplam güç çıktısı 80 HP' dir ve bunun 20 HP' sinin genişleme silindiri tarafından üretildiği söylenmektedir. Ateşleme silindirinin %50'sinin ortalama efektif basıncı değeri oldukça yüksektir. Ne yazık ki hiç bağımsız ölçümden bahsedilmemektedir. 1879'daki Duetz motoru ile ilgili hikaye daha olasıdır. Dizel bileşik motoru gibi o da transfer valflerini soğutmakta harcanan çok yüksek ısı kaybı problemleri yaşamıştır ve genişleme valfinin ürettiği güç ancak kendi sürtünme enerjisini karşılamaya yetmiştir.



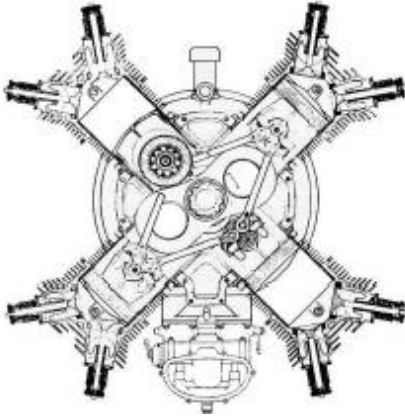
Şekil 1.1: Rudolf Diesel'e ait bileşik motorun kısmi bir çizimi.[1]

1.1.2 Kam ve eksenel motorlar

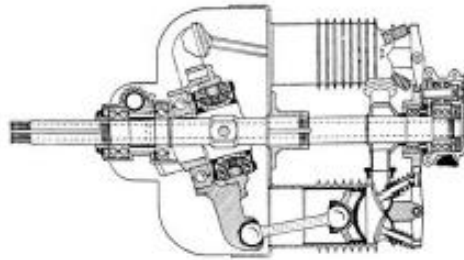
Kam motorları pistonların güçlerini şafta iletme biçimleri bakımından eksenel motorlardan farklıdır. Ancak, farklı silindir dizilimlerine uygunluk açısından ve bu

nedenle de kütle cinsinden güç yoğunluğu açısından birbirlerine benzerdirler. Diğer taraftan bu tiplerin tümü de konvansiyonel motor çevrimlerinde çalışmaktadır. Bu motorlardan kısaca bahsedilmiştir, çünkü farklı dizilimlere uygunlukları farklı anlık moment profillerine sahip olmaları açısından krank mili motorlarından farklıdır. Bazı durumlarda, pistonların yanal yükleri tamamen yok edilebilir ve bu sürtünme açısından oldukça tercih edilebilir. Fakat bu durum genellikle ek yataklamalar nedeniyle daha karmaşık tasarımlara ve yüksek atalete neden olmaktadır.

Kam motorları genellikle aynı düzlemde radyal olarak dizilen silindirleriyle düzlemsel profile sahip motor tasarımlarıdır. Pistonlar simetrik bir kam profilinde çalışırlar ve genellikle yataklıdır. Bağlantı birçok farklı formda yapılabilir. Bunlardan bir örnek olan 1926 yapımı Fairchild-Caminez Kam Motoru Şekil 1.2 (a)' da verilmiştir. Eksenel motorlarda ise silindirler birbirlerine ve şafta paralel olarak dizilmişlerdir. Bazı tiplerde motor bloğu başlangıç noktasıdır. Silindirler dairesel bir şekilde dizilmişlerdir ve bu sayede silindir sayısı 3' ün üstünde olduğunda silindirler yaklaşık olarak aynı miktarda yer kaplarlar. Bu da silindirlerin üzerinde çalıştıkları yataklamaların çapından kaynaklanır. Aynı miktarda silindir stroku sağlamak için çok yüksek açılardan kaçınılması amacıyla silindirlerin motor ekseninden uygun uzaklıkta bulunmaları gerekir. Eksenel motor tipinin bir örneği 1911 yapımı Macomber eksenel motoru Şekil 1.2 (b)' de verilmiştir. Eksenel motorlar 20. yy başlarında uçak motorları olarak oldukça popülerdiler ve birkaç modelde gündeme geldiler[1].



(a) 1926 yapımı Fairchild-Caminez kam motorundan bir çizim.

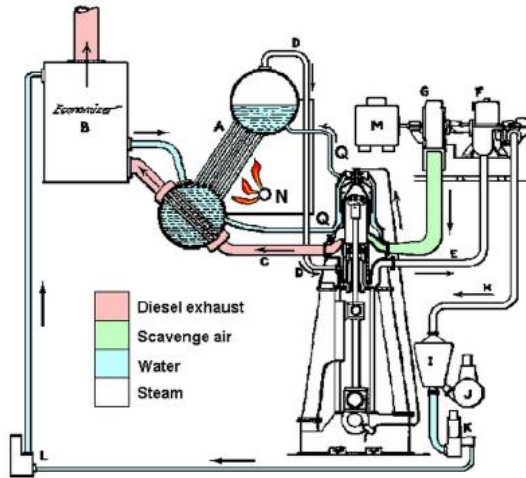


(b) 1911 yapımı Macomber eksenel motorundan bir çizim. Motor bütününde dairesel şekilde dizilmiş 7 pistondan oluşuyor.

Şekil 1.2: Kam ve eksenel motor örnekleri.[1]

1.1.3 Kombine çevrim

Still Buhar-Diesel Motoru ismindeki bir motor tarihte çalışılan motorlar içerisinde en verimli olanıdır. İsmi yaratıcısı William Joseph Still'den almıştır. Verimliliğinin ve performansının ölçüldüğü bazı uzak yol gemilerinde ve lokomotiflerde verimliliği kanıtlanmıştır. Motor birbirine paralel Dizel ve Rankine çevrimlerinin kombinasyonu ile çalışmaktadır. Enerjisini kısmen silindir kafası ve silindir gömleğinden sağlamaktaydı ve dışa atılan enerji, egzoz gazının ekserjisinden telafi edilmekteydi. Kalan kısım ise klasik bir kazandan gelmekteydi. Bu ısı telafisi motorun %41'lik yüksek veriminin (tüm yakıt kaynakları dahil) kilit noktasıydı. Bu, Captain Frank Acland' ın 1920'den bir makalesine göre, o çağıdaki %36 dizel motor verimliliği ve %20 buhar türbin verimliliği ile kıyaslanabilir durumdaydı. Rankine çevriminin ilk genişleme aşaması piston alt ölü noktadayken başlıyordu. Piston genişlemesinden sonra kalan herhangi bir miktar buhar ekserjisi motorun dizel tarafındaki bir hava kompresörüne şaft ile bağlı olan küçük bir türbini çalıştırmakta kullanılıyordu ve eğer kalan buharda yeterli ekserji var ise elektrik üretiliyordu. Bu elektrik jeneratörü, buhar türbini çalıştıracak güce sahip olmadığı zamanlarda kompresör motoru olarak görev alıyordu. Şekil 1.3' te bu tip bir motor tasarımı görülmektedir[1]. En verimli hali Eurybates isimli yük gemisinde kullanılan ikinci formuydu. Bu tipte, tüm silindirlerin çiftli çalışan pistonları yerine, 4 silindir dizel çevriminde ve iki silindir de buhar genişlemesini sağlamakta kullanılıyordu. Bu her ikisi de kirlenme ile ilgili olan iki problemi çözüyordu. Silindir gömleğinden gelen yağ buhara karışıp kazanı kirleterek verimliliğini düşürmüyordu ve buhar dizel motorunu yağlayan yağın içine karışmıyordu.



Şekil 1.3: Still-Diesel Motoru'nun fonksiyonel çizimi.[1]

Bu motorların yüksek verimliliğe rağmen popülerliğinin uzun sürmemesinin en büyük etkeni eğitimli personelin olmamasıydı. Bu tip motorları olan gemilerde dizel motorlar konusunda ve buhar gücüyle çalışan makineler konusunda kalifiye elemanlara ihtiyaç vardı. O zamanlarda bu bilgilere sahip insanlar için karada daha fazla imkan vardı. Bu motorun bir diğer dezavantajı ise, yakıt dönüştürme verimliliğini artırma yönünde çalışan birçok motorda olduğu gibi, standart motorlara göre toplam silindir hacminden sağlanan güç yoğunluğunun düşük olmasıydı. Daha sonraları 1948’de verimlilik yerine güç tercih edildi ve iki buhar silindiri dizel silindirlerine dönüştürüldü.

1.1.4 Rejenerasyon

Stirling motoru, rejenerasyonun dahil edildiği çok iyi bilinen bir örnektir. Rejenerasyon, mevcut çevrimdeki ısı çıkış prosesinden elde edilen ısıнын bir sonraki çevrimde kullanılmak üzere saklanmasıdır. Atmosfere daha az ısı kaybedildiği için bu motor verimliliğini artırıcı yönde çalışır. Ancak pratikte, bazı dezavantajları da mevcuttur. Bunlardan ilki süre problemidir. Isıyı emen ve yayan kütlenin sıcaklığı anlık değiştirememesinden ötürü gerçekleşen çevrimler arası zamandaki azalma rejeneratörün verimliliğinin (mevcut olan tüm ısı enerjisini emme ve yayma kabiliyeti) düşmesine neden olur. Bu durum yüksek verimliliğin elde edilebileceği maksimum motor hızını sınırlandırır. Bir diğer problem ise rejeneratörün yapısıdır. Hızlı ısı transferini sağlayabilmek için yüzey alanının çok geniş olması gerekmektedir. Bu da sınırlı bir hacim içerisinde olacağından akış alanlarının çok küçük olmasını zorunlu kılmaktadır. Örnek olarak bazı rejeneratörler çelik yününden yapılmaktadır ve bu ve buna benzer malzemelerin alan-hacim oranının çok yüksek olması motorun iş çıktısını önemli ölçüde artırır[1].

Ericsson motoru Stirling motoruna benzemektedir. İkisi arasındaki farklar ise Ericsson motorunun sabit hacim prosesi yerine sabit basınç prosesi ile ve açık bir çevrimle çalışmasıdır. Bu motorların Carnot çevrimi ile olan bağlantısı ise hepsinin aynı ideal verimliliği sağlamasıdır. Stirling ve Ericsson motorlarının her ikisi de ısı enerjisini dış yanmadan sağlar, yani silindirin ısı kapasitesi nedeniyle geçiş tepkisi saniyeler mertebesinde. Çok büyük motorlarda ise biraz daha fazla olabilir. Bu açıdan içten yanmalı bir motor çok büyük bir avantaja sahiptir. Çünkü yük çevrimler arası değiştirilebilmektedir. Bu iki motorun diğer bir dezavantajı ise hacim ve kütle

bakımından bu motorların performanslarının düşük olmasıdır. Bu motorların binek araç uygulamaları için uygun olmadığı açıktır. Ancak önemli olan, yüksek verimliliği nasıl sağladıklarını anlamaktır. Isının geri dönüştürülebilir olması verimliliklerinin temel sebebidir, ancak daha önce de belirtildiği gibi bu işlemin hızlı bir şekilde yapılması rejeneratör verimliliğinin düşmesi ve proses kayıplarının fazlalığına neden olmaktadır[1].

1.2 Güncel Çalışmalar

Geçmişte çalışılmış olan örneklerin günümüz uygulamalarında doğrudan görülememesiyle birlikte araştırmalar devam etmektedir. Son yıllarda içten yanmalı motorların verimliliğini arttırmayı amaçlayan bazı motor konseptlerine çalışıldı. Geçmişte elde edilmiş olan iyi sonuçların bilgisinde olanlar bu eski motorları günümüz koşullarına uygun hale getirmeye çalışıyor.

Daha yüksek güç ile birlikte daha güvenilir ve uzun motor ömrü ihtiyacı, içten yanmalı motorlarda diğer tüm mühendislik alanlarında olduğu gibi aranan ve geliştirme ihtiyacı duyulan noktadır. Buna ulaşmak için en sık kullanılan yüksek basınçlı turbo doldurucu sisteminin yüksek termal yükler sebebiyle motor ömrünü olumsuz etkilediği söylenebilir. Turbo doldurucu sistemleri iyi bir adyabatik verime sahip değildir ve özellikle tam yükte yüksek basınçtan dolayı problemler çıkabilmektedir. Bu sorunlar sıkıştırma oranı değiştirilerek en az indirilebilir. Ayrıca değişken sıkıştırma oranı, daha verimli motor çalışma başlangıcına ve kısmi yüklerde çok daha verimli çalışma noktalarına olanak sağlayabilir. Değişken sıkıştırma oranlı motorlar için firmaların geliştirme çalışmaları devam etmektedir ve yakın bir gelecekte bu sistemi kullanan daha verimli içten yanmalı motorlarla karşılaşmamız oldukça muhtemeldir.

Otomotiv sektöründe kullanılan dizel motorlarında sıkıştırma oranı genelde 11 ila 24 arasında değişmektedir. Sıkıştırma oranının değiştirilebildiği bir sistem kullanıldığında, motor yüküne göre ayarlama yapmak mümkün olmakta ve kısmi yük ile tam yükte daha verimli çalışma noktalarına erişilebilmektedir. Yüksek sıkıştırma oranı, genellikle kısmi yüklerde ve daha iyi bir stabilite istendiğinde tercih edilmektedir. Benzer mantıkta daha düşük sıkıştırma oranı ise, tam yüklerde turbo doldurucu giriş basıncını arttırmak ve daha verimli çalışmak için kullanılabilir. Yük arttıkça egzoz gazı sıcaklığı ve basıncı da artacak ve daha

fazla güç için ihtiyaç olan oksijen, turbo doldurucu sistemi sayesinde yanma odasına gönderilecektir. Bu sebepten dolayı tam yükte çalışmada sıkıştırma oranının azaltılması daha iyi verim almak ve termal gerilimi azaltmak için tercih edilmektedir. Değişken sıkıştırma oranı uygulaması, genellikle turbo dolduruculu dizel motorlarında tercih edilmektedir. Ayrıca, yakıt ekonomisine de katkısı olmaktadır. Benzinli motorlarda kullanıldığında ise düşük sıkıştırma oranından yüksek sıkıştırma oranına hızlı geçişten kaynaklanabilecek vuruşla ilgili sorunlar ile karşı karşıya kalınabilir.

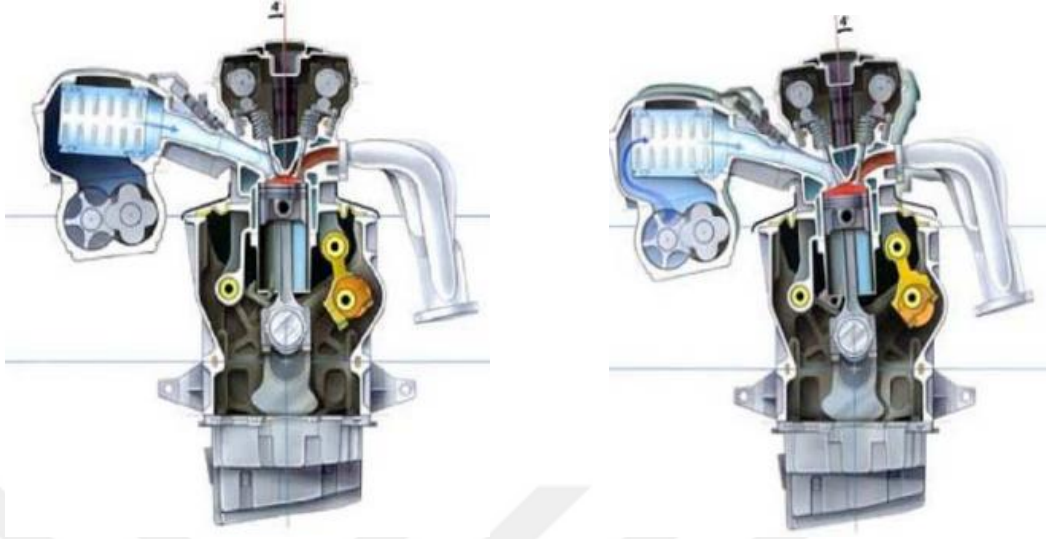
Teorik olarak sisteme bakılıp kıyaslama yapıldığında, sıkıştırma oranı, değişken sıkıştırma oranı uygulanan motorlarda uygulanmayanlara göre tam yüklerde daha yüksek ve kısmi yüklerde ise daha düşük olabilir. Düşük sıkıştırma oranlarında genişleme stroku daha yavaş gerçekleşmektedir. Yine teorik olarak, egzoz gazı sıcaklığı, sabit sıkıştırma oranlı motorlarda sıkıştırma strokunda ve üst ölü noktadan 50°KMA sonrasına göre daha düşüktür[1]. Bu noktadan sonra sıcaklık düşüşü, daha yavaş gerçekleşecek genişleme strokundan dolayı daha yavaş olacaktır. Ayrıca değişken sıkıştırma oranlı motorlarda, egzoz valfleri daha yüksek sıcaklıkta çalışır. Yük ile birlikte basınç ve ortalama çevrim sıcaklığı da artmaktadır. Fren ve indike özgül yakıt sarfiyatları da yine yük arttıkça artmaktadır. Türbin öncesi egzoz gazı sıcaklığı da yüksek olmaktadır. Fakat metalürjik bozulma ihtimalinden dolayı sınırlandırılmıştır.

Değişken sıkıştırma oranını mekanik olarak gerçekleştirmek için birkaç yöntem bulunmaktadır. Bunlar temel olarak, ölü hacmi değiştirerek veya hem süpürme hacmini hem de ölü hacmi değiştirerek sağlanmaktadır. Bunu sağlamak için en yeni ve verimli yöntem kaydırılabilir piston kafası ve silindirdir. Ayrıca, yanma odası hacminin değiştirilmesi, pistonun üst kısmının yüksekliğinin değiştirilmesi, biyel kolunun geometrisinin değiştirilmesi, krank biyel mekanizmasının ve krank şaftının pozisyonunun değiştirilmesi gibi yöntemler de denenmiştir.

1.2.1 Hareketli silindir kafası (SVC)

Silindir kafasını ve gömleğini motorun geri kalanıyla aynı ekseninde olacak şekilde, hareket edebilen yarı yekpare bir konstrüksiyonla birleştiren SAAB, motorun üst bloğunu hareket ettirerek sıkıştırma oranının değiştirilebilmesine olanak sağlamıştır (Şekil 1.4)[2]. Bu ayarlama ile birlikte silindir kafasını ve motorun üst kısmını

hareket ettirerek yanma odası hacmini istenilen sıkıştırma oranına göre değiştirebilmekteydiler.



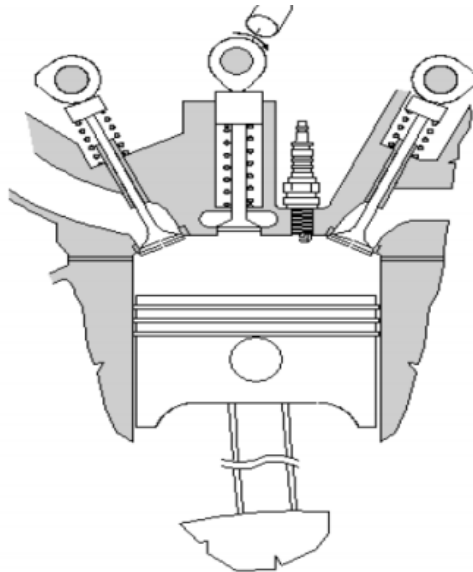
(a) Yüksek sıkıştırma oranı (14:1).

(b) Düşük sıkıştırma oranı (8:1).

Şekil 1.4: SAAB değişken sıkıştırma oranlı motor tasarımı.[2]

1.2.2 Yanma odası hacmi değiştirilerek sıkıştırma oranı ayarlanması

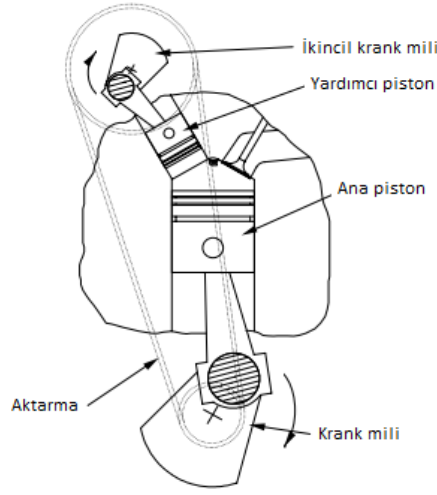
Bu tip tasarımlarda genellikle sıkıştırma oranı değişikliği için yanma odasının hacim ayarlaması ikinci bir piston yardımıyla yapılmaktadır. Bu anlamda yapılan çalışmalardan biri Ford'un geliştirdiği ve patentini aldığı VCR Head tasarımıdır (Şekil 1.5). Ford bunu yapmak için valf ve supap sistemi kullanmıştır. Koşullara göre sensörden gelen bilgiye göre ayarlama yapılmakta ve silindir kafasında ek hacim yaratılmaktadır. Böylece sıkıştırma oranı ayarlanmaktadır.



Şekil 1.5: Ford'un geliştirdiği VCR Head tasarımı.[2]

Volvo ise, İsveçli Alvar Gustavsson'un icat ettiği bir kavram olan krank milinden tahrik alan ve ikinci bir pistonun silindir kafasına yerleştirildiği bir tasarım üzerinde durdu. Bu tasarıma göre, kam mili gibi çalışan ikinci bir krank milinin tahrik ettiği pistonlar silindir kafasında konumlanmaktadır.

Alvar motoru ismi de verilen bu tasarım, patenti alınmış değişken sıkıştırma oranlı 4 zamanlı bir motor tasarımıdır. Bu tasarım, hem dizel hem de benzinli motorlara uyarlanabilmektedir. Alvar motoru temel olarak, standart bir motor bloğundan ve modifiye edilmiş silindir kafasından oluşmaktadır (Şekil 1.6).

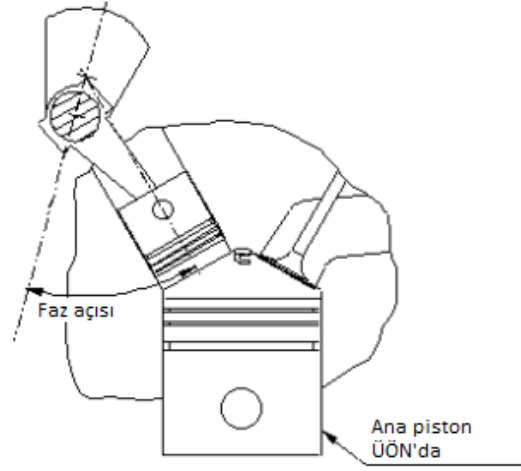


Şekil 1.6: Alvar VCR motoru temel geometrisi.[3]

Silindir kafası, kam mili, valfler ve bujilerin dışında bir de daha küçük silindir, piston, biyel kolu ve ikinci bir krank milinden oluşmaktadır. Ana silindir ve yardımcı silindir aynı yanma odasını kullanmaktadır. Yardımcı pistonun bağlı olduğu krank mili ise ana krank miline bağlıdır. İki krank mili arasında ise faz değişimine olanak sağlayan bir mekanizma vardır. Ayrıca, ikincil krank mili ana krank miline göre yarı hızda dönecek şekilde bağlanmıştır. Bu aynı zamanda, ikincil krank mili ile kam milinin birleştirilmesine de olanak sağlamıştır.

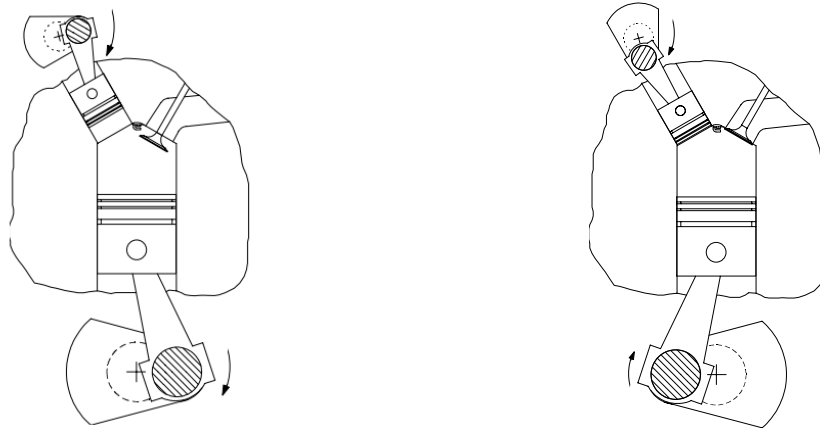
İkincil krank mili her zaman belli bir faz açısı ile pozisyon almaktadır. Bu faz açısı değiştirilerek de sıkıştırma oranı ayarlanmaktadır. Faz farkını daha detaylı tanımlamak gerekirse, örneğin, ana piston sıkıştırma stroku sonrasında ÜÖN'da iken, yardımcı piston ÜÖN'yu belli bir açıda geçmiş olacaktır. Bu pozisyonda ikincil krank mili ile yardımcı silindir ekseninin arasındaki açı faz açısını dolayısıyla faz farkını

belirtmektedir (Şekil 1.7)[3]. Yüksek faz açısı düşük sıkıştırma oranı sağlamakta, düşük faz açısı ise yüksek sıkıştırma oranı sağlamaktadır.



Şekil 1.7: Alvar motoru silindir geometrisi faz açısı.[3]

Kısmi yük koşullarında, motor kısılmıştır ve emme stroku sırasında yardımcı piston ÜÖN'ya doğru hareket eder (Şekil 1.8 (a)). Bu sebepten dolayı ikincil krank mili pozitif bir moment üretir. Sıkıştırma strokunda ve genişleme strokunun başında, yardımcı piston ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareket eder ve bu sebeple de ikincil krank milindeki moment yine pozitif olur. Sonuçta, tüm çevrim boyunca moment pozitif kalmaktadır (Şekil 1.8 (b)). Sonuçlar ana krank milindeki moment ile yardımcı krank milindeki moment arasındaki bağlantının doğru orantılı olduğunu göstermektedir[4]. İkincil krank milinde üretilen bu moment aktarma elemanı (triger kayışı) vasıtasıyla krank miline iletilerek güç artışına da olanak sağlamaktadır.

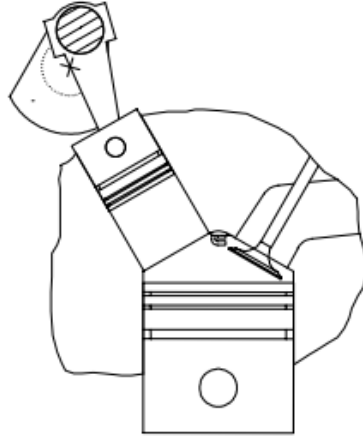


(a) Emme stroku, faz açısı = 60°.

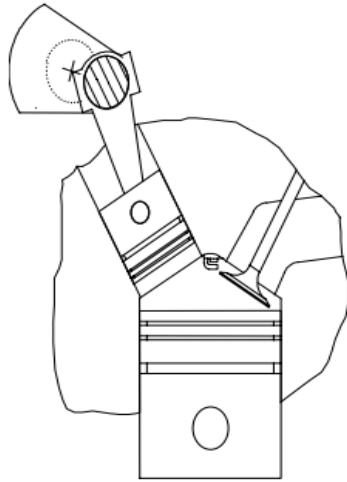
(b) Sıkıştırma stroku, faz açısı = 60°.

Şekil 1.8: Alvar motor tasarımının 60° faz açısında emme ve sıkıştırma stroku.[4]

Yüksek sıkıştırma oranı ile çalışılırken, emme strokundaki minimum hacim, düşük sıkıştırma oranında çalışmayla kıyaslandığında yüksek olmaktadır (Şekil 1.9 ve Şekil 1.10). Bunun sebebi ikincil krank milinin dönüş hızının ana krank mili dönüş hızının yarısı olmasıdır. Dolayısıyla minimum hacmin büyük olması bir önceki çevrimden kalan daha fazla egzoz gazının yanma odasında kalmasına sebep olur. Yanma odasında kalan bu artık gazlar NO_x emisyonlarının azalmasını sağlar. Ayrıca taze hava alımı daha fazla olacağından, soğutucu etkisi daha yüksek olur ve vuruntu gerçekleşme limitini de yükseltmektedir. Düşük sıkıştırma oranı ile çalışırken de minimum hacim düşük olmakta ve dolayısıyla egzoz gazı da daha az olmaktadır. Bir bakıma bu, Alvar motorunda EGR kontrolüdür. Artık gaz miktarı yardımcı silindirin strok hacmine göre değişmektedir.



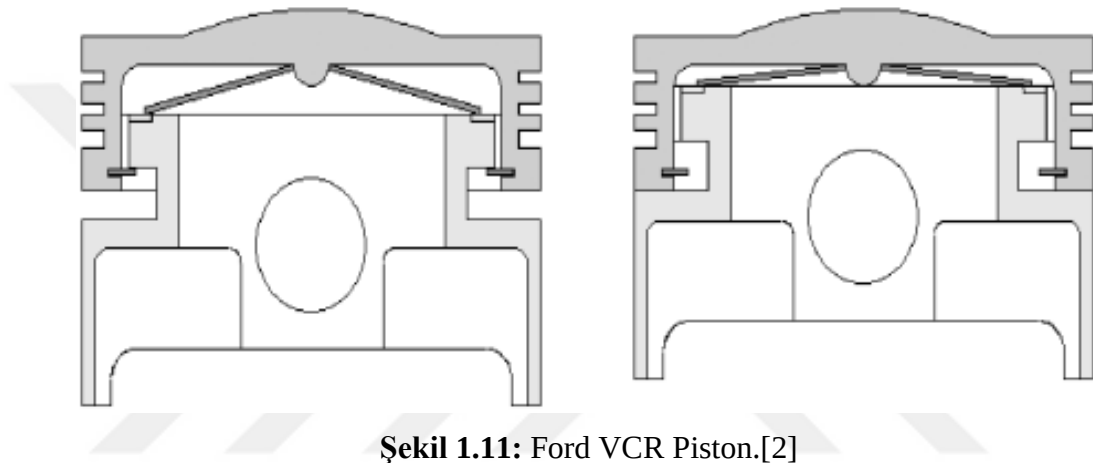
Şekil 1.9: Egzoz stroku sonu. Yüksek sıkıştırma oranında daha fazla miktarda artık gaz verilmektedir.[4]



Şekil 1.10: Egzoz stroku sonu. Düşük sıkıştırma oranında daha az miktarda artık gaz verilmektedir.[4]

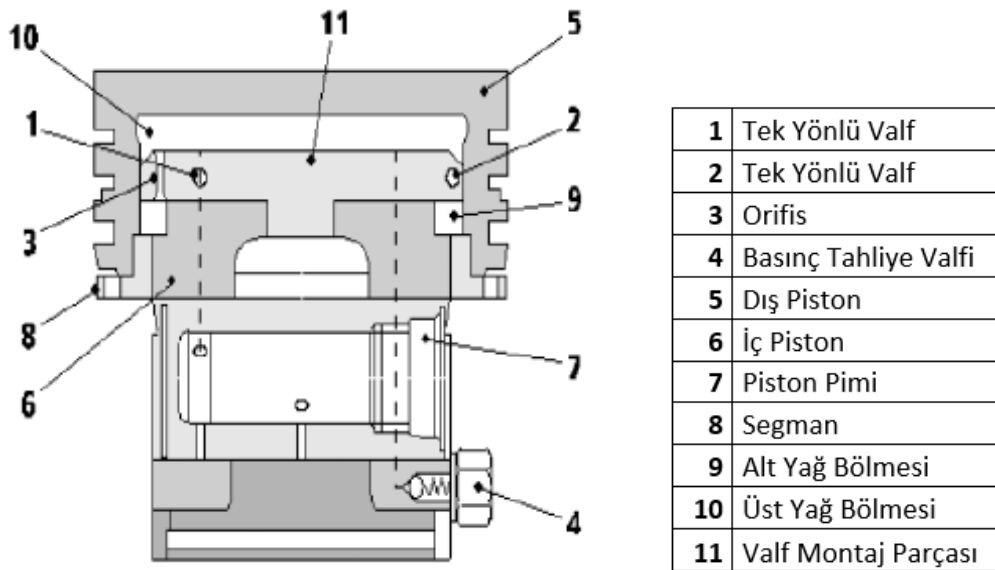
1.2.3 Yüksekliği değişken piston

Sıkıştırma oranını değiştirmek için piston geometrisinde yapılacak değişiklikler, üretimi düşünüldüğünde, motor mimarisinde diğerlerine kıyasla çok daha az değişiklik gerektireceğinden potansiyel olarak uygulamaya geçirilmek için daha avantajlıdır. Bu tip piston geometrisi üzerine Ford ve Daimler-Benz firmaları çalışmaları bulunmaktadır. Ford firmasının yaptığı çalışmada, biyel bağlantısının bulunduğu yerin pozisyonu değiştirilerek pistonun silindir içerisinde aldığı yol değiştirilebilmekte ve dolayısıyla sıkıştırma oranı değiştirilebilmektedir (Şekil 1.11)[2].



Şekil 1.11: Ford VCR Piston.[2]

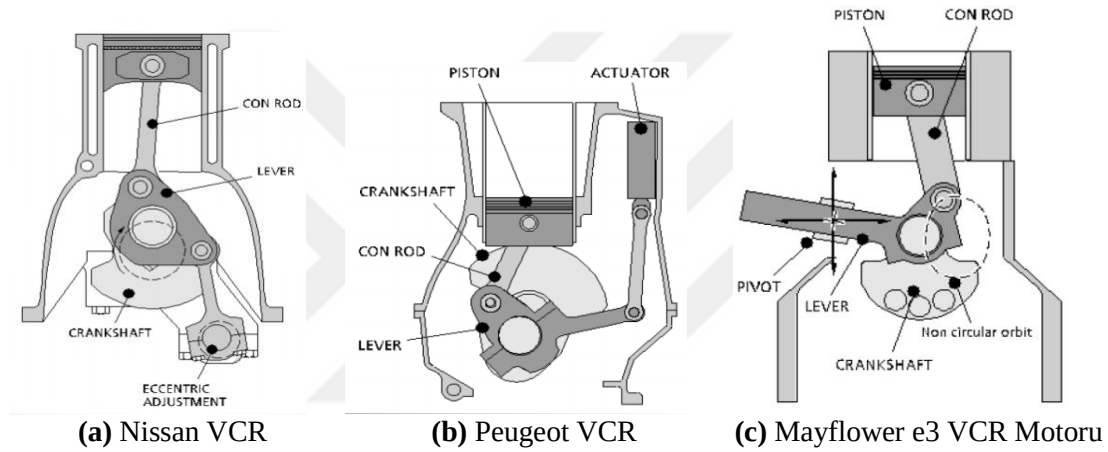
Benzer mantıkta Daimler-Benz firması da, yağ basıncı ile piston yüksekliğini değiştirerek sıkıştırma oranının değişmesini sağlamaktadır (Şekil 1.12).



Şekil 1.12: Daimler-Benz VCR Piston.[2]

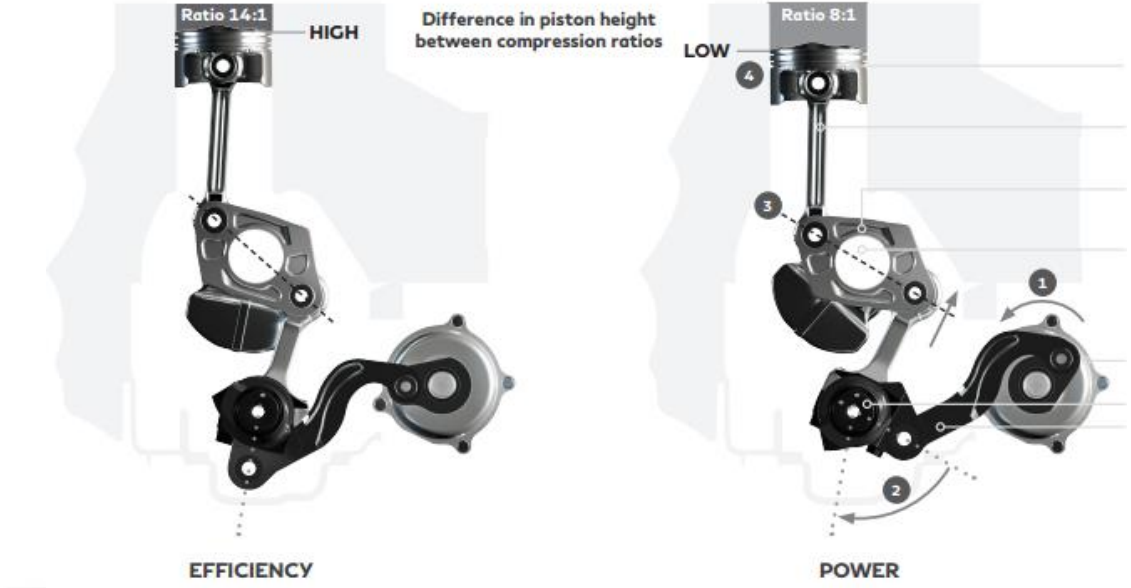
1.2.4 Biyel kolu geometrisi değiştirilmesi

Diğer bir tasarım değişikliği yaklaşımı da geleneksel biyel kolu geometrisini 2 parçalı olarak tasarlamaktır. Bu tasarıma göre biyel kolunun üst bağlantı noktası yine pistonla bağlıdır. Krank miline bağlanan nokta ise pistonun efektif yüksekliğini ayarlamaya yarayan eksantrik koluna da bağlıdır. Bu sayede serbestlik derecesi arttığından biyel kolu yüksekliği kontrol edilmekte ve böylece sıkıştırma oranı değiştirilmektedir. Geleneksel içten yanmalı motorlar ile karşılaştırdığımda biyel kolu yüksekliği değiştirilmiş tasarımlarda piston biye koluna bağlı olsa da hareketi dairesel bir hareket ile çalışmaz. Nissan, Peugeot, Mayflower firması bu tasarımı referans alan içten yanmalı motor tasarımları üzerinde çalışmışlardır (Şekil 1.13)[2].



Şekil 1.13: Nissan, Peugeot, Mayflower firmasına ait eksantrik uygulamalı VCR motor tasarımları.[2]

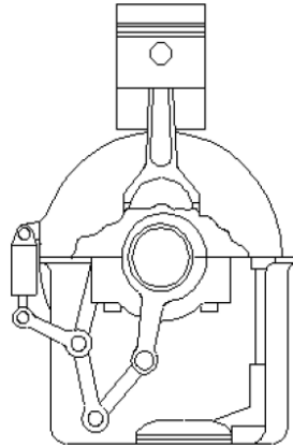
Bu mantıkla çalışan ve üretime hazır ilk değişken sıkıştırma oranlı motoru olan Nissan'ın Infiniti koluna ait VC-T motorudur. Bu değişken sıkıştırma oranlı turbolu motor 2016 yılında tanıtılmıştır. Strok boyu değiştirilerek sıkıştırma oranı 8:1 ve 14:1'e değiştirilmektedir. Motorun elektrik kontrol algoritmasına göre, daha fazla güç istendiğinde aktüatör tetiklenmekte ve bağlantı kolunu hareket ettirmektedir. Bağlantı kolu hareket ettiğinde ise krank miline bağlantısı piston pozisyonunu aşağıya çeker. Böylelikle sıkıştırma oranı düşürülür. Infiniti'nin 2.0 litrelik 4 silindirli direkt püskürtmeli benzinli motorlarda kullandığı bu sistem ile birlikte 200 kW'lık güç ve 390 Nm'lik bir döndürme momenti elde edilmektedir (Şekil 1.14)[5].



Şekil 1.14: Nissan Infiniti “MR20 DDT” 2.0 litre VC-Turbo değişken sıkıştırma oranlı motoru.[5]

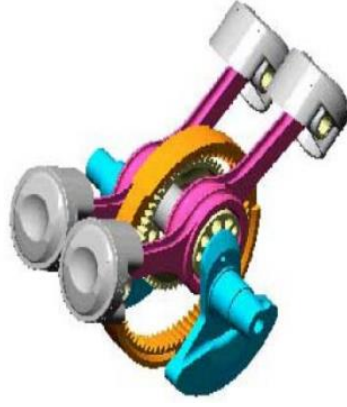
1.2.5 Krank milinin veya krank kolu muylusunun hareketi

Diğer bir tasarım ise krank milini ana bağlantıları ile birlikte eksantrik olarak monte edilmesidir. Rapan VCR motoru, krank milini ana bağlantıları ile birlikte eksantrik bir gövdeye bağlayan bir tasarıma sahiptir. Krank milinin, bir sürücü sayesinde döndürülen bir mekanizma ile açısını ve dolayısıyla konumunu değiştirerek sıkıştırma oranı değişikliğine imkan sağlanmaktadır (Şekil 1.15)[2].



Şekil 1.15: Rapan VCR Motoru.[2]

Gomesys VCR motorunda ise hareket edebilen krank kolu muyluları kullanılmıştır. Eksantriklik, krank miline bağlı bir dişli aracılığıyla sağlanmıştır (Şekil 1.16)[2].



Şekil 1.16: Gomesys VCR Motoru.[2]

1.3 Tezin Amacı

Teze konu olan tasarım, Alvar motorunun geometrisi değiştirilmiş bir versiyonudur. Tasarımda, yardımcı pistonu silindir kafasına yerleştirmek yerine ana silindire paralel olarak konumlandırılmıştır. Ana krank mili ile yardımcı krank mili birbirine 2'ye 1 oranında bağlıdır ve yanma odasından yardımcı silindir hacmine bağlantı silindirik bir kanalla sağlanmıştır.

Sıkıştırma oranının değişken hale getirildiği bu tasarım ile amaçlanan kazanımlar genel olarak, kısmi yüklerde sıkıştırma oranını arttırarak yanma verimini arttırmak, sıkıştırma oranını düşürerek turbo besleme basıncını arttırmak ve dolayısıyla güç yoğunluğunu arttırmak, yakıt setan sayısına göre sıkıştırma oranını ayarlayarak emisyonları optimize etmektir.

Bu tez çalışmasına konu olan, tam ve kısmi yüklerde, pistonlar arası faz farkı değiştirilerek ve silindirler arası bağlantı hacminin çap değişimine göre sıkıştırma oranının değiştirilerek performans ve yakıt tüketimi üzerindeki etkisinin GT-Power ile modellenmesi ve sonuçlarının ortaya koyulmasıdır.

2. DİZEL YANMA TEORİSİ

Bu bölümde dizel motorlarının çalışma prensibi ile ilgili kısa bilgiler verilecektir. Bu bilgilere dizel yanması, emisyon oluşumu ve egzoz gaz devridaimi ve yakıt püskürtme sistemleri gibi diğer ortak alt sistemler ile ilgili bilgiler de dahildir.

2.1 Dizel Motoru Temel Özellikleri

Dizel ya da sıkıştırma ateşlemeli motorların çalışma prensibi benzinli motorlardan (kivılcım ateşlemeli motorlar) temel olarak farklıdır. Benzinli motorlarda yakıt hava karışımı kıvılcım ile ateşlenir. Sıkıştırılmalı (dizel) motorlarda ise yakıt, sıkıştırma strokunun sonlarına doğru enjekte edilir ve hava ile karışarak yüksek basınç ve sıcaklıkta kendiliğinden yanar. Bu nedenle yanma heterojendir ve sabit basınçta gerçekleşir[6]. Benzinli motorlar teorik olarak sabit bir sıkıştırma oranında sıkıştırma ateşlemeli motorlara göre daha yüksek ısı verimliliğine sahiptir[7]. Ancak, kıvılcım ateşlemeli motorların doğasında var olan dezavantajlarından biri vuruntu eğilimidir ve bu, sıkıştırma oranını ve buna bağlı olarak da verimliliği sınırlandırır. Sıkıştırma ateşlemeli bir motorda ise böyle bir risk yoktur. Bu sayede yüksek sıkıştırma oranlarında çalışabilirler ve böylece daha yüksek verimlilik elde edilir (8). Sıkıştırma ateşlemeli motor katmanlı yanma modundan da fayda sağlar, yani, yakıt sıkıştırma strokunun sonunda enjekte edilir ve çoğunlukla difüzyonlu yanma şeklinde yanar. Bu, neticede verimliliği arttıran fakir bir yanma prosesini mümkün kılar. Bu ayrıca, gaz keleşi ihtiyacını da ortadan kaldırarak akış kayıplarını düşürür. Tüm bu faktörler sıkıştırma ateşlemeli bir motoru kıvılcım ateşlemeli bir motora göre %30 daha verimli hale getirir[9].

Yine de dizel motorlarının da bazı önemli kusurları vardır. Motor yapısı daha karmaşık olduğu için üretim maliyetleri daha yüksektir. Fakir yanma modundan ötürü 3 yönlü katalitik konvertör yeterli değildir. Bu da egzoz emisyonu azaltıcı önlemlerinin karmaşıklığını artırır ve bu nedenle maliyetler ve zararlı gaz salınımları da yükselir.

2.1.1 Dizel motorlarda yanma

Dizel motorlarda yanma prosesi Şekil 2.1' de görüleceği üzere 4 temel faza ayrılabilir (Rajput, 2007).

- I. Tutuşma gecikmesi
- II. Ön karışım yanması
- III. Karışım kontrollü yanma
- IV. Yanma sonrası

Bu fazlar aşağıda detaylandırılmıştır.

I. Tutuşma gecikmesi

Tutuşma fazı püskürtme başlangıcı ile yanmanın başlangıcı arasında geçen süre olarak tanımlanır. 2 kısımdan oluşur[10].

- Fiziksel gecikme

Fiziksel gecikme yakıt püskürtme başlangıcı ile kimyasal reaksiyon koşullarına erişilmesi arasında geçen süreye denir. Bu periyotta yakıt atomize olur, buharlaşır ve karışım sıcaklığı yükselir.

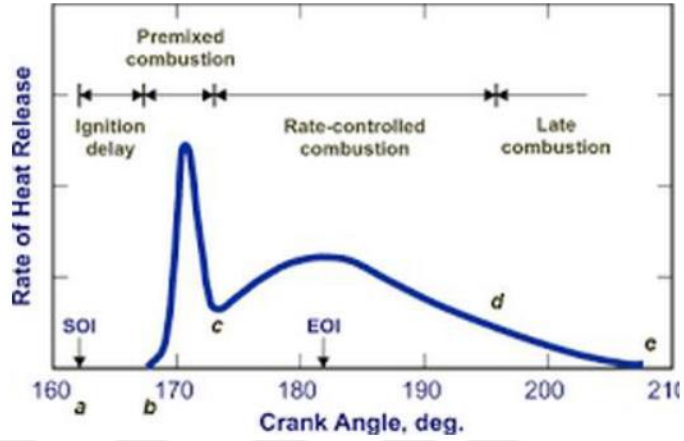
- Kimyasal gecikme

Kimyasal gecikme reaksiyon koşullarına erişilmesi ile ateşleme arasında geçen süreye denir. Bu periyotta reaksiyon yavaşça başlar ve ateşleme olana kadar hızlanarak devam eder.

Tutuşma gecikmesinin yanma üzerinde büyük bir etkisi vardır. Gecikme periyodu arttıkça bir sonraki fazda gerçekleşen basınç artışı daha hızlı ve fazla olur, bu da motor gürültüsünün artmasına ve motorun kaba şekilde çalışmasına neden olur. Bu dizel motorlarının benzinli motorlara göre daha gürültülü çalışmasının temel nedenidir. Tutuşma gecikmesi bazı faktörden etkilenir.

- Püskürtme anındaki sıcaklık: Sıcaklık arttıkça tutuşma gecikmesi azalır.
- Yakıt püskürtmesi ile hava türbülansı arasındaki bağıl hız: Bağıl hız arttıkça daha iyi karışım gerçekleşir ve tutuşma gecikmesi azalır.

- Sıkıştırma oranı: Sıkıştırma oranı yükseldikçe hava sıcaklığı ve yoğunluğu artar ve bu sebeple tutuşma gecikmesi azalır.
- Püskürtme süresi
- Yakıt özellikleri: Kendiliğinden ateşlenme sıcaklığı, uçuculuk, ısı özellikler vb. tutuşma gecikmesine etki edebilir.



Şekil 2.1: Dizel motoru yanma fazları.[8]

II. Ön karışım yanması

Gecikme fazında yakıtın hava ile karışması ve bunun hızlı basınç artışı ile sonuçlanması sebebiyle bu faz kontrolsüz yanma fazı olarak da bilinir. Basınç artış miktarı gecikme fazının sonundaki mevcut yakıt miktarına, türbülans derecesine, atomizasyonun küçüklüğüne ve püskürtme modeline bağlıdır[10].

III. Karışım kontrollü yanma

Ön karışım yanması fazının sonunda sıcaklık ve basınç oldukça yüksektir ve bu andan sonra giren tüm yakıt neredeyse hemen yanmaktadır. Yanma miktarı püskürtme miktarı ile kolayca kontrol edilebilir.

IV. Art yanma

Partiküllerin düzensiz dağılımı nedeniyle yanma püskürtme sonrasında da devam eder. Bu fazdan çok fazla iş elde edilemez, çünkü piston genişleme strokunu tamamlamıştır[10].

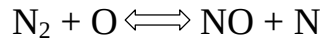
2.1.2 Dizel emisyonları

Dizel emisyonlarının en önemli iki türü partikül atık (is) ve azot oksitleridir (NO_x)[8]. Bu iki türün oluşumu aşağıda anlatılmıştır.

- Azot Oksitleri (NO_x)

NO_x oluşumu genişletilmiş Zeldovich mekanizması ile açıklanabilir. NO_x oluşumunu sağlayan iki önemli faktör fazlalık havanın miktarı ve yüksek sıcaklıktır. Dizel motorlar fakir koşullarda çalıştığı için NO_x miktarı stokiometrik olarak çalışan benzinli motorlara göre oldukça fazladır[8].

NO_x su ile tepkimeye girerek asit yağmurlarına neden olan nitrik asidi oluşturduğu için oldukça zararlıdır[11]. NO_x partikülleri çok küçük boyutlarda olması nedeniyle akciğerlere nüfuz edebilir ve solunum yolu problemlerine neden olabilir[12].



- Partikül Atık (İs)

Partikül atıklar yakıtın yanmasının tamamlanmaması sonucunda oluşur. Benzinli motorlarda yanma homojen olarak gerçekleşir bu nedenle partikül madde oluşumu azdır. Dizel motorlarda ise heterojen yanma nedeniyle yakıt içerikli parçacıklar oluşur ve neticede partikül atıkları oluşturur. Şekil 2.2’de gösterilmektedir[8]. Yanmanın sonlarına doğru mevcut olan yüksek sıcaklıkta bu partiküllerin bir kısmı dışarıya atılmadan yanar [13].

Partikül atık oluşumuna neden olan mekanizmanın detayları çok iyi bilinmese de bu atıkların oluşmasına etki eden öncelikli değişkenler iyi şekilde tanımlanmıştır. Bunlar basınç, sıcaklık ve hava fazlalık katsayısıdır. Bu nedenle oksidasyon oluşumu hesaplamalarında daha basit ve ampirik bir model kullanılmaktadır[14]. Bu model denklem 2.1’ de gösterilmiştir[15].

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_f}{dt} - \frac{dm_o}{dt} \quad (2.1)$$

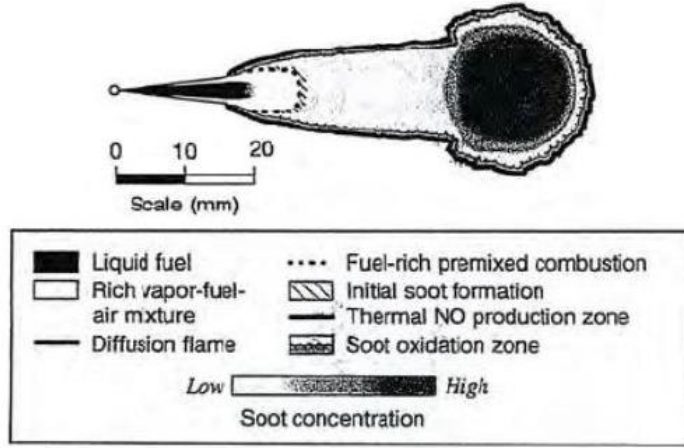
dm_s/dt : Partikül atık oluşumu net oranı

dm_f/dt : Yakıt spreyinde bulunan partikül atık oluşumu oranı

dm_o/dt : Partikül atığın oksidasyonu oranı

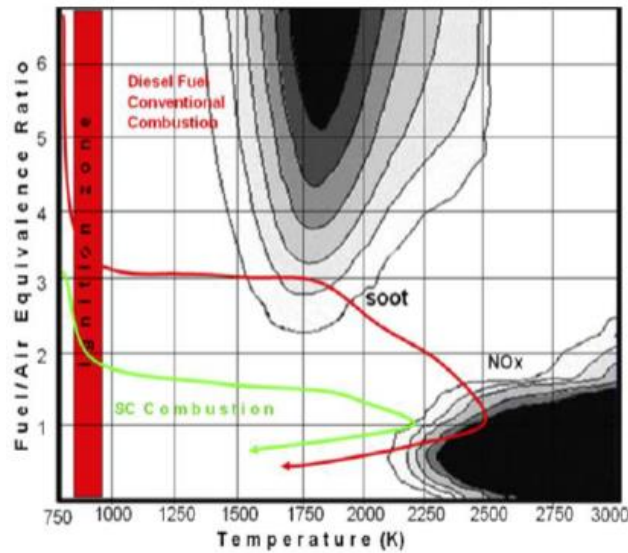
Partikül atık sadece çevre için zararlı değil, motora da önemli bir tehdit oluşturur. Partikül atıkların çoğu egzozdan atılırken küçük miktarlar pistondan sızar ve yağa

karışır. Yağ içerisindeki partikül atık miktarı arttıkça, viskozite artar ve sürtünme ile aşınma artışına yol açar.



Şekil 2.2: Difüzyonlu alevin partikül atık yoğunluğu.[16]

Dizel motorlarında NO_x emisyonları ile partikül atık salınımı arasında ters orantı vardır. Yüksek sıcaklıklar partikül atıklarının yanmasını sağlarken, NO_x emisyonunu artırır. Eksik yanma da benzer şekilde is miktarını azaltırken, NO_x emisyonlarını arttırmaktadır[17]. Bu çelişki Şekil 2.3’ te gösterilmiştir[18]. Ancak, daha fakir karışımlar sıcaklıktaki düşmeden ötürü NO_x oluşumunu azaltır, fakat bu durum güç çıktısını da düşürür. Ayrıca, yanmayı düzensizleştirdiğinden yakıt tüketiminde artışa neden olur[8].



Şekil 2.3: Partikül atık ve NO_x oluşumu ile sıcaklık ve yakıt fazlalık katsayısı grafiği.[18]

2.1.3 Egzoz gazı resirkülasyonu

Bölüm 2.1.2 de açıklandığı gibi, NO_x oluşumundaki en önemli faktörlerden biri yanma odasındaki yüksek sıcaklık ve O_2 miktarıdır. Sıcaklık, egzoz gazlarını sirküle ederek düşürülebilir. Egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) ilk kez 1990'larda çalışıldı, ancak NO_x seviyelerinde katı bir kural koyan Euro 3 düzenlemelerinin gündeme gelmesine kadar önemli bir buluş olarak değerlendirilmedi[19]. Günümüzdeki dizel motorlarda ise EGR oldukça yaygın hale gelmiştir.

EGR öncelikle aşağıdaki 2 nedenden ötürü sıcaklığın azalmasını sağlar[20].

1. Yakıt molekülleri atıl gazlardan dolayı seyrelmiş olan O_2 konsantrasyonundan ötürü reaksiyona girmek için daha fazla zamana ihtiyaç duyar. Bu durum yanmayı yavaşlatır ve yüksek sıcaklığı düşürür.
2. Egzoz gazlarının ısı kapasitesi havaya göre daha yüksektir, böylece silindir içindeki sıcaklık artışı azalır.

İki çeşit EGR vardır, iç EGR ve dış EGR [21]. İç EGR modelinde, egzoz gazının bir kısmı bir sonraki çevrim için saklanır. İç EGR miktarı valf pozisyonu değiştirilerek ayarlanabilir. Dış EGR modelinde ise egzoz gazı bir dış EGR devresi ile emme manifolduna götürülür. EGR miktarı EGR kontrol valfi ile ayarlanabilir.

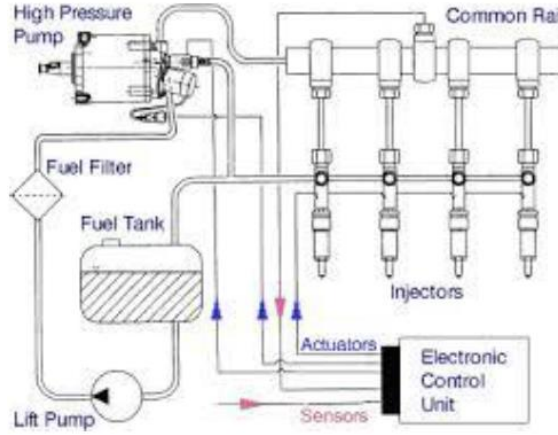
2.1.4 Dizel yakıt püskürtme sistemi

Yakıt püskürtme sistemi dizel motorunun kalbidir. Dizel motorunun yanması tamamıyla püskürtme zamanlaması ve miktarı tarafından kontrol edildiğinden bu çok kritik bir sistemdir. Buna karşın benzinli motorlarında yanma kontrolü açısından kritik olan kıvılcım zamanlamasıdır. Yalnızca GDI (direkt benzin püskürtme) motorlarında püskürtme zamanlaması da ayrıca kritik rol oynar [22].

Hafif sınıf dizel motorlarında en yaygın olarak kullanılan sistem Common Rail Dizel Püskürtme sistemidir (CRDI). Bu sistem iki alt sistemden oluşur: Düşük Basınç (DB) sistemi ve Yüksek Basınç (YB) sistemi [22]. Şekil 2.4' te gösterilmiştir[19].

Düşük basınç sisteminin öncelikli amacı yakıtı depolamak, filtrelemek ve yüksek basınç pompasına taşımak ve yüksek basınç sistemindeki fazlalık yakıtı tanka geri göndermektir. Düşük basınç sisteminin ana komponentleri yakıt tankı, filtre ve yüksek basınç pompasıdır. Yakıt tankı, yakıtı yanma sıcaklığının altında depolar ve ayrıca motordan dönen yakıtın ısını atmasına izin verir. Düşük basınç pompası

yakıtı yüksek basınç pompasına iletir. Filtre ise yakıt içerisindeki kirliliklerin giderilmesi ve yakıt içerisindeki suyun ayrıştırılması için gereklidir.



Şekil 2.4: CRDI yakıt sistemi.[19]

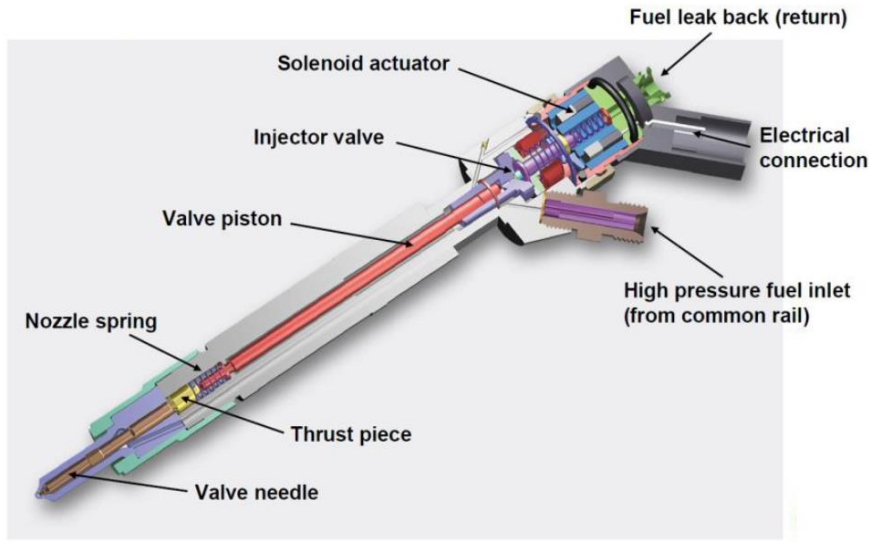
Yüksek basınç pompası iki alt sistem arası ara yüzü oluşturur. Dizel motorlarda benzinlilere kıyasla genellikle püskürtme için çok yüksek basınçlara ihtiyaç vardır. Bu durumun iki temel nedeni vardır. Dizel motoru içerisindeki yakıt, silindir içerisindeki geçilmesi gereken basıncın çok yüksek olduğu sıkıştırma strokunun sonunda enjekte edilir. Ama daha da önemlisi, yüksek basınçlı püskürtme havanın spreye girişiminin daha fazla olmasını sağlar ve bu da daha temiz yanmayı kolaylaştıracak olan buharlaşmayı sağlar[8]. Yüksek basınç pompası tüm çalışma anlarında yüksek püskürtme basıncını sağlamaktan sorumludur.

Yüksek basınç sistemi common rail (yakıt dağıtıcı borusu) ve her bir silindir başına bir enjektörden oluşur. Common rail, yüksek basınçlı yakıtı depolar ve enjektörlere dağıtır. Ayrıca, yüksek basınç pompasının ve püskürtme prosesinin sebep olduğu basınç dalgalanmalarını sönümler. Common rail üzerinde ayrıca, bir basınç ayarlayıcı valf bulunur ve bu komponent ECU'dan gelen bilgiye göre common rail içerisindeki basıncı dengeler.

Enjektör gerekli miktardaki yakıtın tam zamanında enjekte edilmesini sağlar. Yaygın olarak kullanılan iki tip enjektör vardır. Bunlar solenoid ve piezo-elektrik enjektörlerdir. Solenoid enjektörler temel olarak bir solenoid, enjektör pistonu, enjektör iğnesi ve nozul dan oluşur (Şekil 2.5). Solenoid aktif olduğunda piston ve iğne yukarı çekilir, nozul açılır ve yüksek basınçlı yakıt silindir içine püskürtülür. Piezo enjektörün temel çalışma prensibi benzerdir, ancak daha hızlı bir tepki süresi

vardır. Bu nedenle bu tip enjektörler yüksek hızlı ve çoklu püskürtmeli motorlarda tercih edilirler[23].

CRDI sisteminin diğer sistemlere göre temel faydası püskürtme basıncının motor çalışma koşullarından bağımsız olmasıdır. Bu nedenle düşük hızlarda bile yüksek püskürtme basıncına ulaşmak mümkündür ve bu da motorun düşük hız döndürme momentini artırır. Ancak, verimliliği düşürmeye neden olan yakıtın düşük hızda yanma odası duvarlarını ıslatma problemini engellemek amacıyla düşük hızlardaki basınç belirli bir değerde sınırlanmıştır[22].



Şekil 2.5: Solenoid enjektör.[22]

2.1.5 Dizel motorlarında püskürtme stratejisi

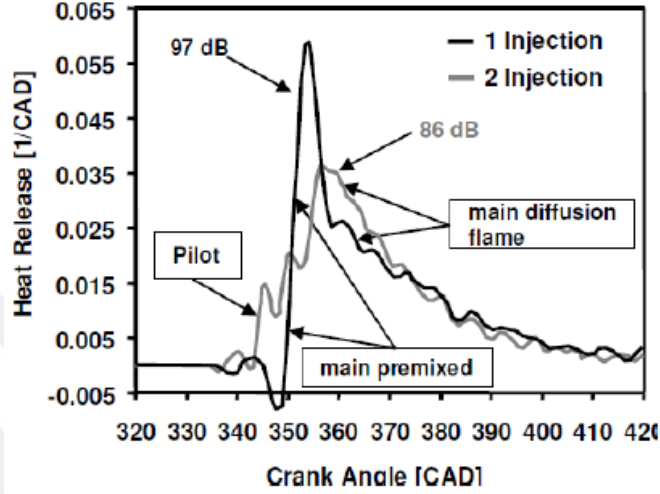
Dizel yanma püskürtme stratejisine karşı çok hassastır. Modern yüksek hızlı dizel motorları emisyonları, gürültüyü ve özgül yakıt tüketimini azaltmak için bir çevrimde çoklu püskürtme ile çalışır[24].

Çoklu püskürtme ön, asıl ve son püskürtmelere bölünebilir. Ön püskürtme baskın olarak yanmadan kaynaklanan gürültüyü, son püskürtme ise partikül atık salınımını azaltmaya yöneliktir.

Dizel motorlarının benzinli motorlara kıyasla daha gürültülü çalışmasının temel sebebi hızlı ön karışımli yanmadır. Ön karışımli yanma tutuşma gecikmesi ile doğrudan bağlantılıdır[8].

Ön püskürtme sırasında küçük bir miktar yakıt enjekte edilir ve homojen şekilde yanar, bu silindir sıcaklığını yükseltir ve asıl püskürtme için tutuşma gecikmesini

düşürür ve ön karışımli yanma yüksekliğini düşürür. Bu da, Şekil 2.6' de gösterildiği gibi, motorun daha sessiz çalışmasını sağlar. Tutuşma gecikmesinin azaltılması ayrıca yanmayı da hızlandırır ve böylece verimliliği artırır. Ancak, bu durum daha uzun difüzyonlu yanma süresinden dolayı partikül atık oluşumunu da artırır. Yanmanın daha hızlı olmasından dolayı silindir sıcaklığının artmasıyla NO_x oluşumu da ayrıca yükselir[24].



Şekil 2.6: Ön püskürtmeli ve ön püskürtmesiz ısı yayılma oranı.[25]

Ön püskürtmeli için zamanlama çok kritiktir. Eğer yakıt çok erken püskürtülürse, yakıt dağılır ve aşırı fakir bir karışım oluşturur ve bu sebeple yanma gerçekleşmez. Bu durum tutuşma gecikmesini artırır ve buna bağlı olarak da tek püskürtmeli sisteme göre daha yüksek ön karışımli yanma yoğunluğuna neden olur. Erken ön püskürtme yalnızca düşük sıcaklıklı dizel yanma sistemleri için kullanılır[25].

Son püskürtmede küçük bir miktar yakıt asıl püskürtme sonrasında püskürtülür. Bunun temel amacı partikül atık salınımını azaltmaktır. Partikül atık oluşumunun temel sebebi difüzyonlu yanma sırasında sprey içerisinde yakıt yoğunluğunun fazla olduğu alanlar oluşmasıdır. Son püskürtmelerinin partikül atık oluşumu üzerinde doğrudan etkisi yoktur, ancak yanmanın sonlarında bile silindir sıcaklığının yüksek kalmasını sağlarlar ve bu sayede önceden oluşan partikül atıkların yanmasına sebep olurlar[24].

Emisyon salınımlarının büyük bir bölümü ısınma süresince oluşur. Çünkü katalistin sıcaklığı düşüktür ve bu nedenle verimliliği oldukça azdır[8]. Geç püskürtme egzoz sıcaklığını artırarak katalistin optimum sıcaklığına erişmesi için gerekli zamanı azaltır.

Ön püskürtmeye benzer olarak, geç püskürtmeler için de zamanlama oldukça kritiktir. Geç püskürtmenin çok erken olması partikül atık oluşumunu artırır. Çünkü asıl yanmanın difüzyonlu süreci soğuma etkisi yaratır ve asıl yanmanın sıcaklığını düşürerek partikül atık oluşumuna artırır.

Enjektör tepki süresinde iyileştirme ile birlikte, üreticiler çoklu ön ve geç püskürtmeleri kullanarak gürültüyü ve partikül atık salınımını azaltmak üzerinde çalışmaktalar[24].

Püskürtmelerin sayısı arttıkça sistemdeki basınç dalgalanmalarından dolayı her bir püskürtme bir öncekinden etkilenir. CRDI sistemleri bu dalgalanmaları sönümlemeye yardımcı olur ve püskürtme basıncını sabit tutmaya çalışır[22].

EGR, çoklu turbolar vb. gibi teknolojilerin geliştirilmesi püskürtme stratejisini de etkilemiştir. Örneğin, EGR artarsa partikül atık oluşumu artar. Bunu önlemek için hava ile daha iyi karışımı sağlamak amacıyla püskürtme basıncı da arttırılmalıdır[26].

3. MODELLEME

3.1 Simülasyon

Mühendislik çevresinde ideal çevrimler çok iyi anlaşıldığı ve elde edilen sonuçlar hesaplamaların başında yapılan kabullerle doğrudan ilişkili olduğu için, daha kesin sonuçlar veren bir analiz metodu sonuçlara ulaşmak için kullanılmaktadır. Bu sayede motor konseptlerinin fiziksel olarak göstereceği performansa daha gerçekçi bir yaklaşım yapılabilir.

Bunu gerçekleştirebilmek için tüm motor performansı hesaplamalarında Gamma Teknoloji'nin sağladığı GT-Power yazılım paketi kullanılmaktadır. Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren, Stuttgart (FKFS) (Otomotiv Mühendisliği ve Araç Motorları Araştırma Enstitüsü, Stuttgart) tarafından geliştirilen kestirimci yanma modeli GT-Power'ın eklentisidir ve yanma prosesini hesaplamada kullanılan standart modeldir. Çalışılan yanma prosesi, bu modelin kapsamı dışında olduğu istisnai durumlar da olabilir. Böyle durumlarda yanma prosesi, bu konuda yapılan fiziksel testler ve sonuçları üzerinde çalışmalar yapmış araştırmacıların oluşturduğu farklı modeller kullanılarak modellenenabilir. GT-Power çoklu yönlü akışları kapsayabilecek yeteneğe sahip olsa da bu tip çalışmalarda tek boyutlu (1-D) motor simülasyon programı olarak kullanılır[1]. Yazılımın çok yönlü akış ile ilgili fonksiyonlarını kullanmak için detaylı 3 boyutlu motor modelleri oluşturmak gerekir ve bu çalışmanın dışında kaldığı gibi endüstride de çok fazla bu yönde çalışma yapılmamaktadır. Pratikte, özdeş veya benzer komponent testleri ayrı 3 boyutlu CFD simülasyonları ile yapılır. Ayrıca, bu tek boyutlu komponentlerin karakteristikleri ve mekanik modelleri daha detaylı analizlerin sonuçları ile karşılaştırılabilir hale getirilir. Bu şekilde, kalibre edilmiş tek boyutlu simülasyon programları kullanmak sonuçların kesinliğinde küçük kayıplar yaratmaktadır. Aslında bu, çalışılan motor konseptlerinin performanslarını hesaplamada birden çok modelin kullanılabilmesini sağlamaktadır.

Yanma modelleri ise motor performansını ve emisyon ile ilgili karakteristikleri analiz etmek amacıyla kullanılır. Bu modeller termodinamik ve akışkan dinamiği olarak sınıflandırılabilirler[8]. Termodinamik modeller enerji dönüşüm denklemlerine dayanırken akışkan dinamiği modelleri motor içerisindeki akış alanlarının analizine dayanır. Her iki yaklaşımın da avantajları ve limitleri vardır, bu detaylar ilerleyen bölümlerde tartışılacaktır.

Termodinamik temelli modeller genel olarak iki çeşittir[27]:

0-Boyutlu Yanma modeli

0-boyutlu modeller enerji ve kütle dönüşüm denklemlerine dayanarak anlık silindir yanma parametrelerini (p , T vb.) hesaplamak için kullanılan açık termodinamik sistemlerdir[8][28]. Termodinamik analizin genel kanunlarına uygun olarak, kontrol hacmi boyunca sabit termodinamik durum ve karışım kabulü yapılır, yani tüm prosesin çözümlendiği sonsuz küçüklikteki zaman aralıkları boyunca değişmezler. Bu modeller genellikle basitleştirmelere dayanır ve bu nedenle ısı yayılımı, yanma oranı ve yakıt tüketimi analizlerinde kullanılır. Bu modellerin emisyonu hesaplama kabiliyeti boyutsal çözünürlüklerinin eksikliği nedeniyle çok düşüktür[28]. Ancak, farklı motor konfigürasyonları ve çalışma koşullarının parametrik olarak değerlendirilmesi için çok iyi araçlardır[28].

- Fenomenolojik model

Sıfır (0) boyutlu yanma modelleri, dönüşüm kanunlarına dayanan temel motor performans karakteristiklerini analiz etmekte kullanılan basit modellerdir. Ancak, modern Diesel motorlarının karmaşıklığı nedeniyle enjeksiyon zamanlaması, püskürtme sayısı, EGR vb. gibi bir çok girdi motor performansını ve emisyonu etkiler. Bu durumun 0 boyutlu modeller ile hesaplanması zordur[28, 29]. Fenomenolojik modeller, sonuçta hesaplanan kesinliği arttıran fiziksel ve kimyasal proseslerin modellenmesi ile uygulanabilir hesaplama süreleri arasındaki köprüyü oluşturur[29]. Püskürtme gelişiminin, formunun ve karışıma bağlı türbülans oranının etkisini modellemek, ön karışımı ve karışım kontrollü yanmaları püskürtme kinetik enerjisinin bir fonksiyonu olarak tanımlamak, tutuşma gecikmesi modelini hesaba dahil etmek fenomenolojik modellerin bazı örnekleridir[15, 28, 29]. Doğru şekilde kalibre edilmiş modeller hesaplama süresini kısa tutarken yanma ve salınım ile ilgili parametrelerin hesaplamasında iyi bir yetenek gösterir[15, 29].

Hesaplamalı akışkan dinamiği modeller motor içerisindeki akış alanlarının analizine dayanır. En çok kullanılan akışkan dinamiği modeli üç (3) boyutlu hesaplamalı akışkan dinamiği modelidir, aşağıda açıklanmıştır.

- 3-Boyutlu Hesaplamalı Akışkan Dinamiği Modeli (3D CFD Modeli)

Silindir içerisindeki akış alanının, tutuşma gecikmesi, basınç artışı ve kirlilik oluşumu gibi yanma karakteristiklerine ciddi ölçüde etkisi vardır[30]. Geç püskürtme, yanma sonrası emisyon azaltma teknikleri ve yeni yanma odası tasarımlarının ortaya çıkması nedeniyle, karışım oluşumunu ve yanma karakteristiklerine etkisini anlamının önemi oldukça artmaktadır. Özellikle homojen karışımlar olmak üzere, önemli yanma parametrelerini hesaplamada verimli olarak fenomenolojik modellerin kullanılmasına rağmen, bu modeller piston tasarımı, yanma odası tasarımı ve enjektör sprej profili gibi önemli yanma parametreleri için kullanılamamaktadır[30]. 3D CFD modelleri kritik karışım oluşumu prosesini daha detaylı olarak değerlendirerek bu boşluğu kapatmaktadırlar[30]. Bunu motor içerisindeki ortalama akış alanları ve buna bağlı dalgalanmalar hakkında bilgi vererek yapar[8]. Bu sayede farklı motor/komponent tasarımları nitel olarak karşılaştırılabilir.

Motor içerisindeki akış alanlarını analiz etmek için birkaç farklı yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemler arasında hesaplama süresi ve sonuç kesinliği açısından farklılıklar vardır. Bu iki parametre arasında mantıklı bir dengeyi yakalayacak yöntemi seçmek motor tasarımcılarına bırakılmıştır.

3.1.1 GT-Power programı

GT-Power yazılımına tanındık olmayanlar için bu programın hangi amaçlarla kullanıldığı ve bu tezin kapsamında neden yer aldığı şu şekilde kısaca açıklanabilir. GT-Suite Gamma Teknoloji tarafından geliştirilen en popüler motor simülasyon yazılımlarından biridir. Temel olarak tek boyutlu bir simülasyon aracıdır ve içinde kendi alanlarında uzmanlaşmış pek çok farklı alt program barındırır. GT-Power, genel sistem açısından gaz dönüşümü ve yanma simülasyonlarında kullanılır. GT-Power sıkıştırılabilir Navier-Stokes denklemlerini tek boyutta çözebilen özel bir CFD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) programıdır. İçerdiği çözücü tek boyutlu sabit ve doğrusal olmayan Navier-Stokes denklemlerine dayanır. Ayrıca yanma, ısı transferi, buharlaşma, türbülans, egzoz salınımları vb. parametrelerin etkilerini yakalayabilmek

için termodinamik ve fenomenolojik modeller de içerir[31]. Kullanılan akışkanın (genellikle hava) bir dizi özelliğini hesaplar ve kullanıcının motorun ya da alt sistemin performansını analiz edebildiği bir takım hazır metrikler içerir. Ayrıca kullanıcı diğer metrikleri hesaplayabilmek adına simülasyona farklı denklemler de ekleyebilir. Kullanıcı boruları, gerekli hacmi ve valf elemanlarını birleştirerek emme ve egzoz sistemlerinin silindir elemanları ile olan bağlantısını temsil eden gaz akış sistemini oluşturur ve bunu çeşitli ölçüleri tanımlayarak yapar. Bir tam motor çevriminin içerisindeki sonlu zaman aralıklarındaki parametreleri hesaplar. Sonlu zaman aralıkları, mevcut motor hızına ve bir basınç dalgasının kullanıcı tarafından belirlenen bir uzunluğu geçme süresi ile belirlenen zaman aralıklarına dayanır. Bu denklemde başka faktörler olmakla birlikte en güçlü korelasyon ses hızı ile sağlanır. Karakteristik uzunluğun silindir çapının yaklaşık %40'ı olarak belirlenmesini önermeleri nedeniyle düşük hızlarda sonlu zaman aralıkları 1 derecenin kesri olacak kadar kısa olur ve 2 stroklu bir çevrim için binlerce zaman aralığı olabilir. Ancak, maksimum motor hızında zaman aralıkları 3-4 derece civarında olduğundan çevrim başına simülasyon süresi önemli ölçüde azalır. Bir çevrimden elde edilen sonuçlar sonraki çevrimin başlangıcı için kullanılır ve çözücü yakınsama kriterlerine ulaşılan kadar çevrimler süresince iterasyon yapmaya devam eder. Farklı akış elemanlarının özellikleri her bir zaman aralığında çevrim süresince anlık olarak ya da çevrim sonunda tek bir değer olarak görülebilir. Örneğin, kullanıcı silindirdeki basınç değişimini ya da çevrim için hesaplanan ortalama efektif basınç (p_{me}) değerini ayrı ayrı görebilir[27].

Bu programın sağladığı en büyük fayda basınçlı akışın hacimsel verimlilik üzerine olan etkisini, motor geometrisinin neden olduğu akış kayıplarını (valfler, orifisler, akış alanları, çeper sürtünmesi vb), gazlar ve motor elemanları arasındaki ısı transferini ve motordaki sürtünmeyi (genellikle yalnızca modellenir) analiz edebiliyor olmasıdır. Ayrıca FKFS modelinin eklenmesiyle kabul edilen yakış süresi (bkz. Wiebe eğrisi) yerine kestirimci yanma hesaplamasının kullanılması avantajı sağlamıştır. Benzer bir motorda kalibrasyon yapmak amacıyla yeterli miktarda test yapılmak istense, motorun çalışması ile ilgili neredeyse tüm girdi parametrelerin hazır olmasını sağlaması bu programın motor mühendisleri için ne kadar değerli olduğunun kanıtıdır. Çünkü tek bir parametrenin değişmesinin bile bir motorun

çeşitli performans parametrelerine ne kadar etki edebileceğini anlamaya yardımcı olmaktadır. GT-Power içerisinde 2 tip yanma modeli bulunur;

- Sabit parametrelili (Non Predictive) yanma modeli

Bu tip yanma modelinde adından da anlaşılacağı üzere yanma oranı sabit kabul edilir ve silindir koşullarına bağlı değildir. Bu sayede yanma ve emisyon ile ilgili parametreler belirlenir[32]. Bu modelin en önemli faydası hızlı simülasyon süresi ve yanma oranına etkisi olmayan konseptlerin değerlendirilmesi açısından kullanışlı olmasıdır[32]. Örneğin, bu tip model dalga dinamiğini, hızlandırma konseptlerini ve egzoz konfigürasyonlarını analiz etmede kullanılabilir. Ancak EGR, püskürtme zamanlaması vb. gibi fenomenlerin değerlendirilmesinde kesin sonuç vermez.

- Kestirimci (Predictive) yanma modeli

Kestirimci yanma modelinde, silindir içi koşullara bağlı olarak yanma oranı her bir çevrim için hesaplanır. Bu, daha uzun simülasyon süresine sebep olur. Ancak, farklı püskürtme zamanlamaları, EGR ve çeşitli püskürtme profilleri gibi yanma oranına etkisi olan konseptlerin analizi için uygundur[32]. Doğru tahminlerde bulunabilmek için, model öncelikle test verisine göre kalibre edilmelidir. Fenomenolojik kestirimci yanma modelleri, yanmanın tek veya çoklu alanlarda modellendiği alan modelleme (zone modelling) olarak bilinen konsepti kullanır. Bu modeller aşağıda detaylandırılmıştır.

- Tek bölge modeli

Tek bölge yanma modeli püskürtme, buharlaşma, karışma ve yakıt kütlesinin yandığı tek ve genellikle küresel bir alandan oluşur[29]. Karışım yandıkça alanın boyutu yanmış hava-yakıt karışımını içermek amacıyla artar[29]. Tek bölge modeli tüm alanda aynı ortalama sıcaklık ve basınç değerini baz alır[15]. Tek bölge modeli yanma oranı ve basınç gibi öncelikli yanma parametrelerini analiz etmede iyidir. Ancak, boyutsal çözünürlüğün modelde olmaması nedeniyle, NO_x ve partikül atık oluşumu gibi emisyon ile ilgili parametrelerin analizinde verimli değildir[15].

- Çoklu bölge modeli

Çok bölgeli, sanki boyutlu yanma modelleri püskürtülen yakıt paketlerini farklı alanlara bölerek ve her birini ayrı açık bir sistem olarak değerlendirerek çalışır[15]. Her bir yakıt paketinin evrimi ayrı şekilde takip edilir ve tahminler bunların yönüne, hava etkileşimine ve buharlaşmasına göre yapılır[8]. Dahası yanma denklemleri her

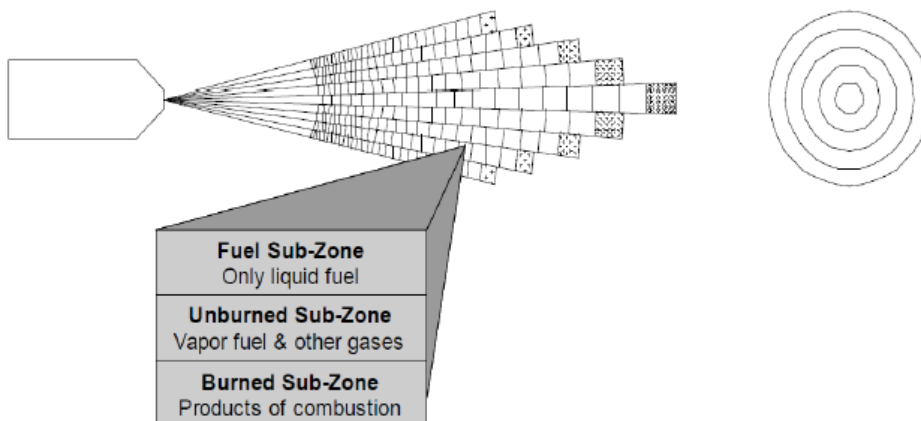
bir alan için ayrı olarak ve her bir alanın sıcaklık, basınç ve eşdeğerlik oranına bağlı olarak çözülür[32]. Çok alanlı yanmanın avantajı tek bölgeli modele göre yanma parametrelerinin boyutsal çözümünü geliştiriyor olması ve bu sayede performans ve emisyon parametrelerinin daha iyi tahminini sağlıyor olmasıdır[15].

3.1.2 GT-Power’da dizel kestirimci yanma modeli

Dizel motorları için GT-Power iki özel kestirimci yanma modeli içerir. Bunlar DI-Jet ve DI-Pulse olarak adlandırılır. Her iki model de çok alanlı modellerdir, ancak DI-Pulse yeni geliştirilmiştir ve çözümleme süresinin daha uzun olması ile DI-Jet modelinin kesinliğini yakalaması ya da geçmesi beklenmektedir[32].

3.1.2.1 DI-Jet yanma modeli

Gamma Teknoloji tarafından geliştirilen DI-Jet yanma modeli çok alanlı ve çoklu püskürtmeli bir yanma modeli içerir ve amacı kestirimci yanma modellerini geliştirmektir[32]. Sanki boyutlu bir modeldir ve püskürtülen yakıt her biri beş adet radyal alan içeren belli bir sayıda eksenel parçalara bölünür. Her bir zaman aralığında yeni bir eksenel parça oluşturulur ve içerdiği yakıt kütlesi anlık püskürtme oranının tanımlı zaman aralığı üzerinden integraline dayanır[32]. Bununla birlikte, her bir parçanın içerdiği kütle beş adet radyal alana eşit şekilde bölünür. Bu alanların her biri daha sonra sıvı yakıt, yakıt buharı-hava karışımı ve yanmış gaz içeren alt alanlara bölünür (Şekil 3.1).



Şekil 3.1: DI Jet modelinin gösterimi.[33]

Yakıt alt-alanı zamanla geliştikçe, hava ile karışmaya başlar ve sonuçta Şekil 3.1’de gösterildiği gibi yakıt kütlesi yanmamış alt alana doğru kayar. Sonrasındaki yanma reaksiyonu mevcut sıcaklığa, basınca ve yanmamış alt-alandaki karışımın hava

fazlalık katsayısına bağlıdır ve yanmış ürünler yanmış alt-alana transfer edilirler. NO_x ve partikül atıklar her bir alan için alanın koşullarına göre bağımsız olarak hesaplanır ve daha sonrasında tüm yanma reaksiyonu çıktıları elde etmek üzere değerlendirilir[32]. Bu çok bölgeli yaklaşım bu sayede motor emisyonları ile ilgili daha iyi sistem tahminlerinin yapılmasını sağlar. Çünkü emisyon ürünleri tek bölgeli yanma modelinde olan tüm alanın koşullarının tümü (basınç, sıcaklık) yerine her bir alanın kendi koşullarına göre hesaplanır.

3.1.2.2 DI-Pulse yanma modeli

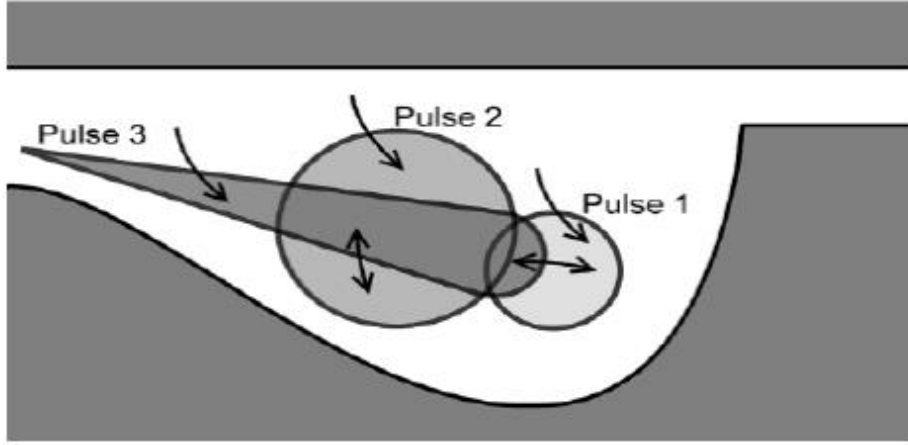
DI-Pulse Gamma Teknoloji tarafından geliştirilen fenomenolojik bir çok alanlı yanma modelidir. Amacı tek yada çok aşamalı püskürtme kullanan direkt püskürtmeli dizel motorlarında silindir içi yanma ve emisyon ile ilgili parametrelerin hesaplanmasıdır. Yanma oranı basınç, sıcaklık profili, emme valfi kapanışındaki karışım içeriği ve püskürtme oranı profiline göre hesaplanır[32,14]. Ortalama hesaplama süresi sabit parametrelili yanma modellerine göre %5 daha fazladır ve yerine geçmek üzere geliştirilen DI-Jet modeline göre çok daha hızlıdır[14]. Model her bir yakıt püskürtmesini ayrı şekilde inceler ve buharlaşma, gaz ile karışma ve yanma olaylarını takip eder. Bu sayede püskürtme oranı profilini modelde girdi olarak kullanarak yüksek oranda kesinliğe ulaşır.

DI-Pulse üç alanlı bir yanma modelidir. Bunu silindir hacmini her birinin kendi sıcaklığı ve yoğunluğu olan üç ayrı termodinamik alana bölerek sağlar. İlk alana asıl yanmamış alan denir ve emme valfi kapanışındaki sıkışmış kütleleri içerir. İkinci alana sprey yanmamış alan denir ve püskürtme esnasında karışmış yakıt ve gazların karışımını içerir. Üçüncü alan ise sprey yanmış alan olarak isimlendirilir ve yanma ürünlerini içerir[32]. Bununla beraber, karışım, tutuşma gecikmesi, ön karışımli yanma oranı ve difüzyonlu yanma oranı da modeli kalibre etmekte kullanılabilir.

GT-Power yanmanın farklı fazları için farklı modeller kullanır. Her bir fazın ve modelin detayları aşağıda belirtilmiştir.

1. Yakıt püskürtmesi

DI-Pulse tek veya çoklu püskürtmeyi adet sınırlaması olmaksızın destekler. Her bir püskürtme ayrı olarak incelenir ve Şekil 2.9' da gösterildiği gibi sprey yanmamış alana eklenir. Bu sayede enjektör modeli için yüksek bir kesinlik gereklidir.



Şekil 3.2: Çoklu püskürtmeli GT-Power modeli. [32]

Püskürtme sonrası bir adet “t” zamanındaki demet nüfus derinliği “S” parçalanma öncesi, denklem 3.1 ile, parçalanma sonrası denklem 3.2 ile hesaplanır[14];

$$S = u_{inj} \cdot t \cdot \left[1 - \frac{1}{16} \left(\frac{t}{t_b} \right)^8 \right] ; \quad \frac{t}{t_b} \leq 1 \quad (3.1)$$

$$S = u_{inj} \cdot t_b \cdot \frac{15}{16} \left(\frac{t}{t_b} \right)^5 ; \quad \frac{t}{t_b} \geq 1 \quad (3.2)$$

u_{inj} : Nozul ucundaki püskürtme hızı

t_b : Spreyin parçalanma süresi

t_b ve u_{inj} sırasıyla aşağıdaki denklemler ile hesaplanır;

$$t_b = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_t}{\rho_g}} \cdot \frac{d_n}{C_d \cdot u_{inj}} \quad (3.3)$$

ρ_g : Gazın yoğunluğu

ρ_i : Sıvı yakıtın yoğunluğu

C_d : Enjektör nozulunun püskürtme katsayısı

d_n : Nozul çapı

$$u_{inj} = C_d \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_t}} \quad (3.4)$$

Δp : Enjektör nozulu boyunca basınç farkı

2. Karışım modeli

Yakıt silindir ortamına enjekte edildikçe taze hava, kalıntı gazlar ve diğer püskürtmelerden kalan yakıt ile karışır. Karışım modellenmesi momentumun korunumuna dayanır[14]. Denklem 3.5’te gösterilmektedir.

İlk sprey momentumu = Son karışım momentumu

$$m_{inj} \cdot u_{inj} = (m_{inj} + m_{air-entrained}) \cdot u; \quad u = \frac{dS}{dt} \quad (3.5)$$

m_{inj} : İlk püskürtülen yakıt paketinin kütlesi

$m_{air-entrained}$: Pakete karışan yakıtın kütlesi

u : Karışan hava-yakıt karışımının son hızı

Görüldüğü gibi, karışan havanın kütlesi püskürtme hızına bağlıdır, denklem 3.6;

$$m_{air-entrained} = \frac{m_{inj} \cdot u_{inj}}{u} \quad (3.6)$$

Karışan yakıt-gaz karışımının oranı aşağıdaki şekilde modellenir, denklem 3.7;

$$\frac{dm}{dt} = -c_{ent} \cdot m_{inj} \cdot u_{inj} \cdot \frac{du}{dt} \quad (3.7)$$

C_{ent} : Karışma katsayısı (model kalibrasyonu için kullanılabilir)

3. Buharlaşma

Modelleme zincirindeki bir sonraki adım karışım içindeki yakıtın buharlaşmasıdır. Parçacık çevresinde bir kontrol hacmi kabulü yapılır ve enerji dengesi denklemi uygulanır. Bu denklem 3.8’ de belirtilmiştir. Taneciğin iç enerjisindeki değişim sıcak gaz karışımından iletilen ısı transferi ile kendi buharlaşmasının sonucunda ortaya çıkan enerjinin toplamıdır[14].

$$m_d \cdot c_{pd} \cdot \frac{dT}{dt} = \frac{dQ_c}{dt} + \frac{dQ_e}{dt} \quad (3.8)$$

m_d : Damlacık kütlesi

c_{pd} : Damlacığın ısı kapasitansı

İletilen ısı transferinin oranı denklem 3.9 ile tanımlanır.

$$\frac{dQ_c}{dt} = h \cdot \pi \cdot d_d^2 \cdot (T_g - T_d) \quad (3.9)$$

dQ_c/dt : Konveksiyon ile iletilen ısı transferi oranı

d_d : Damlacık çapı

T_g: Gaz sıcaklığı

T_d: Damlacık sıcaklığı

Entalpi değişimi sebebiyle koontrol hacminde absorbe edilen ısı miktarı denklem 3.10' da belirtilmiştir.

$$\frac{dQ_e}{dt} = -\frac{dm_d}{dt} \cdot \Delta H_{vd} \quad (3.10)$$

ΔH_{vd} : Damlacık buharlaşmasının ısısı

dm_d/dt : Damlacık buharlaşma oranı

4. Tutuşma Gecikmesi

Püskürtme başlangıcı ile yanma başlangıcı arasında kalan zamandır. Tutuşma gecikmesi her bir püskürtme için EGR, silindir sıcaklığı ve yakıtın cetane sayısı parametrelerinin bir fonksiyonu olarak denklem 3.11' de görüldüğü üzere ayrı modellenir. C_{ign} katsayısı modeli kalibre etmede kullanılabilir.

$$t_{ign} = C_{ign} \cdot \rho^{c_{igns}} \cdot e^{\frac{c_{igns}}{T}} \cdot f(EGR) \quad (3.11)$$

Sıcaklık ve basıncın krank açısının bir fonksiyonu olarak sürekli değişmesinden dolayı, tutuşma gecikmesi aşağıdaki ilişki ile değerlendirilir[35];

$$\int_{t_{soi}}^{t_{soi}+t_{id}} \frac{dt}{t(p,T)} = 1 \quad (3.12)$$

5. Ön karışımli yanma

Ön karışımli yanma silindir içinde ateşleme koşullarına erişildiğinde gerçekleşir. Tutuşma gecikmesi sürecinin sonunda gelişen hava-yakıt karışımı yanmanın ön karışım fazında kullanılır. Ayrıca sıcaklık, hava-yakıt oranı, EGR miktarı ve kinetik oran sabitine de bağlıdır. C_{pm} katsayısı modeli kalibre etmek için kullanılabilir. Ön karışım fazını modellemekte kullanılan denklem denklem 3.13 olarak gösterilmiştir[14];

$$\frac{dm}{dt} = C_{pm} \cdot m_b \cdot (t - t_{ign}) \cdot f(k, T, \lambda, EGR) \quad (3.13)$$

t: Püskürtme sonrası geçen zaman

t_{ign}: Tutuşma gecikmesi

k: Yanma reaksiyonu için kinetik oran sabiti

m_b : Tutuşma gecikmesi fazında oluşan hava-yakıt karışımı kütlesi

6. Difüzyonlu yanma

Ön karışım fazı tamamlandıktan sonra, reaksiyon hızı hava ve yakıt karışımının miktarına bağlı hız ile kontrol edilir. Difüzyon kontrollü yanmada yanan karışımın hızı EGR seviyesine, oksijen yoğunluğuna, silindir hacmine ve karışım kütlesine bağlıdır. Difüzyonlu yanma katsayısı, C_{df} , modeli kalibre etmede kullanılabilir. Difüzyonlu fazı modellemede kullanılan denklem, denklem 3.14' de gösterilmiştir[14].

$$\frac{dm}{dt} = D_{df} \cdot m \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V_{cyl}}} \cdot f(EGR, [O_2]) \quad (3.14)$$

V_{cyl} : Silindir hacmi

m : Mevcut hava-yakıt karışımının kütlesi

3.1.3 Enjektör modellemesi

Güvenilir bir yanma model kalibrasyonu elde etmek için gerekli olan en kritik parametrelerden biri püskürtme hızı ve zamanlamasıdır[14]. Bu nedenle bu parametreler yüksek doğrulukla modellenmelidir. Daha önce de bahsedildiği gibi CRDI sisteminin avantajı motorun tüm çalışma anlarında püskürtme basıncını sabit tutmasıdır. Ancak gerçekte, verimliliği ve emisyonları optimize etmek için motor farklı püskürtme basınçlarında çalışır. Ek olarak, enjektörlerin içindeki basınç sabit değildir. Basınç dalgalanmaları yüksek basınç pompasının ve püskürtme prosesinin sonucunda oluşur. CRDI bu dalgalanmaları belli bir noktaya kadar sönümler[22]. Ayrıca, çoklu püskürtme stratejilerine başvurulduğunda, her bir püskürtme bir önceki püskürtmenin basınç dalgalanmalarından etkilenir ve iki püskürtme arası boşluk çok az olduğunda bu etki daha da artar[35].

GT-Suite'te yakıt sistemini modellerken, basınç dalgalanmalarını da hesaba katmak gereklidir. Bunu yapabilmek için, tüm yakıt sistemi özellikle yüksek basınç komponentleri yüksek doğrulukla modellenmelidir. Ancak, bu modelin karmaşıklığını ve simulasyon süresini arttırır. Genelde yüksek basınç pompası ve common rail modelleri basitleştirilir ve yalnızca enjektör detaylıca modellenir[36]. Ama bu sistemde hatalara neden olabilir.

3.2 Temel Parametrelerin Hesaplanması

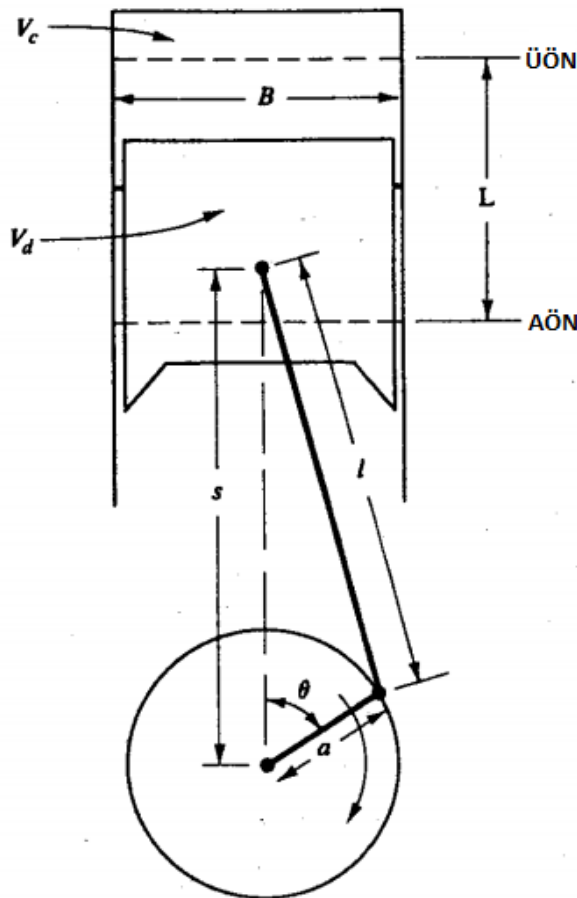
Yapılan yeni tasarımda içten yanmalı motorlarda kullanılan bazı geometrik parametrelere bağlı kalınmıştır ve hesaplamalar bu parametreler baz alınarak yapılmıştır. Buna göre Şekil 3.3'e göre, bu tez için temel tasarım parametresi olan sıkıştırma oranı (ε):

$$\varepsilon = \frac{\text{maximum silindir hacmi}}{\text{minimum silindir hacmi}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (3.15)$$

Burada V_d ile belirtilen süpürme hacmi, V_c ile belirtilen ise sıkıştırma hacmidir. Sıkıştırma oranı benzinli motorlarda 8 ile 12 arasında, dizel motorlarda ise 12 ile 24 aralığındadır[8].

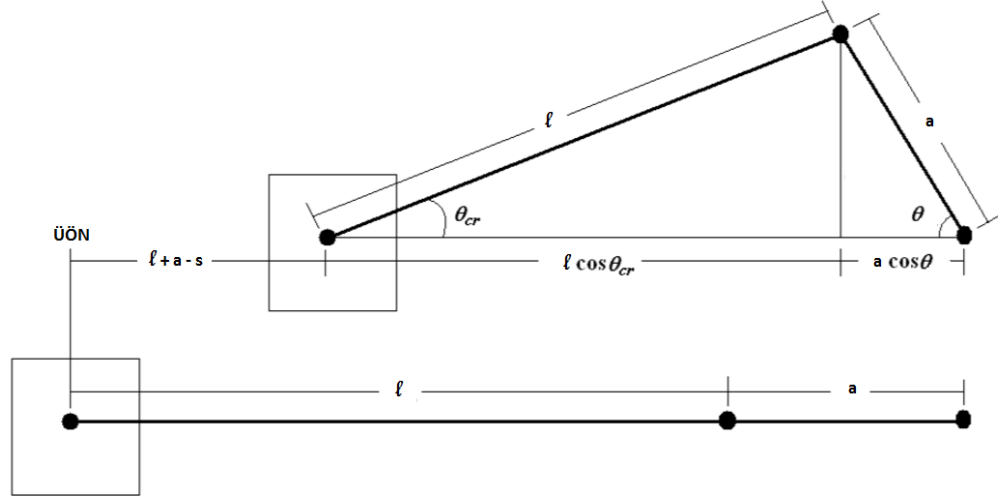
Silindir hacmini (V) herhangi bir krank açısına (Θ) göre yazacak olursak:

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s) \quad (3.16)$$



Şekil 3.3: Silindir, krank mili ve bağlantıların şematik gösterimi.[8]

Yukarıdaki şekle göre B silindir iç çapı, L strok boyu, l biyel kolu uzunluğu, a krank mili yarıçapı, θ krank mili açısıdır. “s” ile belirtilen uzunluk krank mili merkezi ile piston pimi merkezi arasındaki mesafedir. Krank mili açısına göre değişmektedir[8].



Şekil 3.4: Piston hareketi sırasında mesafelerin şematik gösterimi.

$$s = a \cdot \cos\theta + (l^2 - a^2 \cdot \sin^2\theta)^{1/2} \quad (3.17)$$

“l + a - s” işleminin sonucu pistonun üst ölü noktaya olan uzaklığını vermektedir. Buradan hareketle, krank mili açısına göre hacim değişimi hesaplanabilmektedir. Hacmin krank mili açısına göre değişimi bir excel dosyasında hesaplanmıştır. Krank mili açısına göre hacim bilgileri GT-Power modelinde kullanılmıştır. Bu bilgilere göre değişik sıkıştırma oranlarında hesaplamalar yapılmıştır. Ayrıca yine aynı excel dosyasında piston hızları ve ivmeleri de hesaplanmıştır. Yapılan hız hesaplarında kullanılan formül[8]:

$$S_p = \frac{ds}{dt} \quad (3.18)$$

Buna göre piston hızı başlangıçta 0 olmakta, ardından strok ortası yakınlarında maksimuma ulaşmakta ve strok sonunda tekrar 0’a düşmektedir. Ortalama piston hızı ise[8]:

$$\bar{S}_p = 2 \cdot L \cdot N \quad (3.19)$$

şeklinde belirtilmiştir. Burada N ile belirtilen parametre krank milinin dönme hızını (d/san) ifade eder.

Tüm bu hesaplamalar yukarıda da belirtildiği üzere, hacim değişimlerinden yola çıkarak farklı sıkıştırma oranlarında farklı faz açılarında ana piston ve yardımcı

pistonun konumlarını, krank milinin ve yardımcı krank milinin pozisyonunu doğru şekilde hesaplamamızı sağlamaktadır.

Ayrıca, motor performansını değerlendirmede kullanılan bazı parametreler de aşağıda başlıklar halinde kısaca tanımlanmıştır.

- Ortalama efektif basıncı

Taşıtların motor performanslarının karşılaştırılmasında kullanılan önemli ölçütlerden biri de ortalama efektif basınçtır (p_{me}). Motorun volümetrik verimini ifade eden p_{me} , motor hacmi, devir sayısı ve motorun gücü arasındaki korelasyonu ortaya çıkarır. Ortalama efektif basınç (p_{me}), en genel anlamda silindir içindeki ortalama gaz basıncıdır. Motor ne kadar fazla hava-yakıt karışımını silindir içine alabilirse pistonu aşağı iten kuvvet o kadar büyük olur. Bunun hangi devirlerde gerçekleştiği motorun performansının tanımlanmasında önemli bir parametredir. Yüksek ortalama efektif basıncı değerleri düşük devir, düşük hacim, yüksek güç kombinasyonunda gerçekleşebilir[37].

- Ortalama indike basınç

Ortalama indike basınç, kısaca çevrim sırasında yanma odasında yaratılan ortalama basınç olarak tanımlanabilir. Teorik olarak sürtünme hesaba katılmadan üretilen indike gücün ifadesidir. Ortalama efektif basınç (p_{mi}) ve ortalama sürtünme basıncı toplamına eşittir[37].

$$p_{mi} = p_{me} + p_m \quad (3.20)$$

- Özgül yakıt tüketimi

Özgül yakıt tüketimi (b_e) gram/saniye cinsinden olan yakıt debisinin (G) güce (P) bölünmesiyle elde edilir[8].

$$b_e = G/P \text{ (g/J) veya } b_e = G/P \cdot 3,6.106 \text{ (g/(kWh))} \quad (3.21)$$

- Döndürme momenti

Moment olarak da literatürde kullanılan bu parametre, bir moment koluna etkiyen kuvvetin etkisi olarak tarif edilebilir ve motorun iş yapabilme yeteneğinin bir göstergesidir[8].

$$T = p_{me} \cdot V_H / (2 \cdot \pi \cdot i) \quad (3.22)$$

T = Döndürme Momenti

p_{me} = Ortalama Efektif Basınç

V_H = Strok Hacmi

i = Bir çevrimin tamamlanması için gereken dönüş sayısı (4 stroklu bir motorda $i=2$, 2 stroklu bir motorda $i=1$)

- Güç

Güç motor döndürme momentinin motor hızı ile çarpımıdır[8].

$$P = T(Nm) \cdot \omega(rad/s) \quad (3.23)$$

P : Güç

T : Döndürme Momenti

ω : Açısal Hız

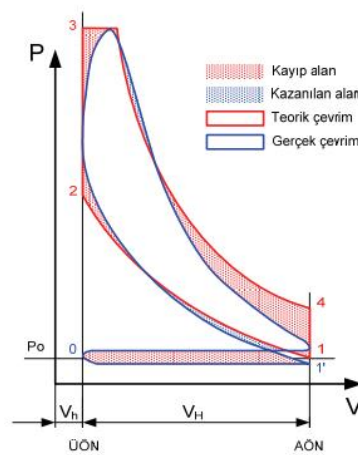
- İndike Verim

Teorik çevrimin ısı verimi ile gerçek çevrimin ısı verimi arasında kayıplardan dolayı bir fark vardır (Şekil 3.5)[37]. Gerçek motor çevrim verimine indike verim (η_i) adı verilir ve kayıplardan dolayı ideal çevrimden daha düşük bir değere sahiptir.

$$\eta_{th} \cdot \eta_g = \eta_i \quad (3.24)$$

η_g : Motorun iyilik derecesi

η_{th} : Standart hava (teorik) çevrimin ısı verimi



Şekil 3.5: Gerçek çevrim ve teorik çevrim gösterildiği p-V diyagramı.[37]

- Volumetrik verim

Volumetrik verim, basitçe motorun nefes alma kabiliyetidir. Silindire alınan hava miktarının pistonun toplam süpürdüğü hacme oranıdır. Emme zamanında silindirlere giren havanın yoğunluğunun herhangi bir nedenle azalması volumetrik verimi önemli ölçüde azaltır. Motor gücüne ve momentine etki eden nedenlerin başında gelir. Bu verim artarsa, motor gücü ve döndürme momenti de artar. Volumetrik verim emme supabı düzenleniş şekline, havanın ve motorun sıcaklığına, atmosferik basınca, motor devrine ve gaz kelebeği açıklık miktarına bağlıdır[37].



4. DEĞİŞKEN SIKIŞTIRMA ORANLI MOTOR MODELLEMESİ

4.1 Tasarım ve Simülasyon

Giriş bölümünde anlatılan konsept dizaynlara baktığımızda, yakıt ekonomisi, emisyon ve performans açısından daha kabiliyetli motor tasarımları olduklarını görmekteyiz. Bu tez çalışması, İsveçli Alvar Gustavsson' un tasarımının çalışma prensibinde geometrisi değiştirilmiş benzer bir tasarımın simülasyon çalışmalarını konu edinmiştir.

Daha önce de belirtildiği gibi sıkıştırma oranının değişken olması ile şu kazanımlar amaçlanmaktadır:

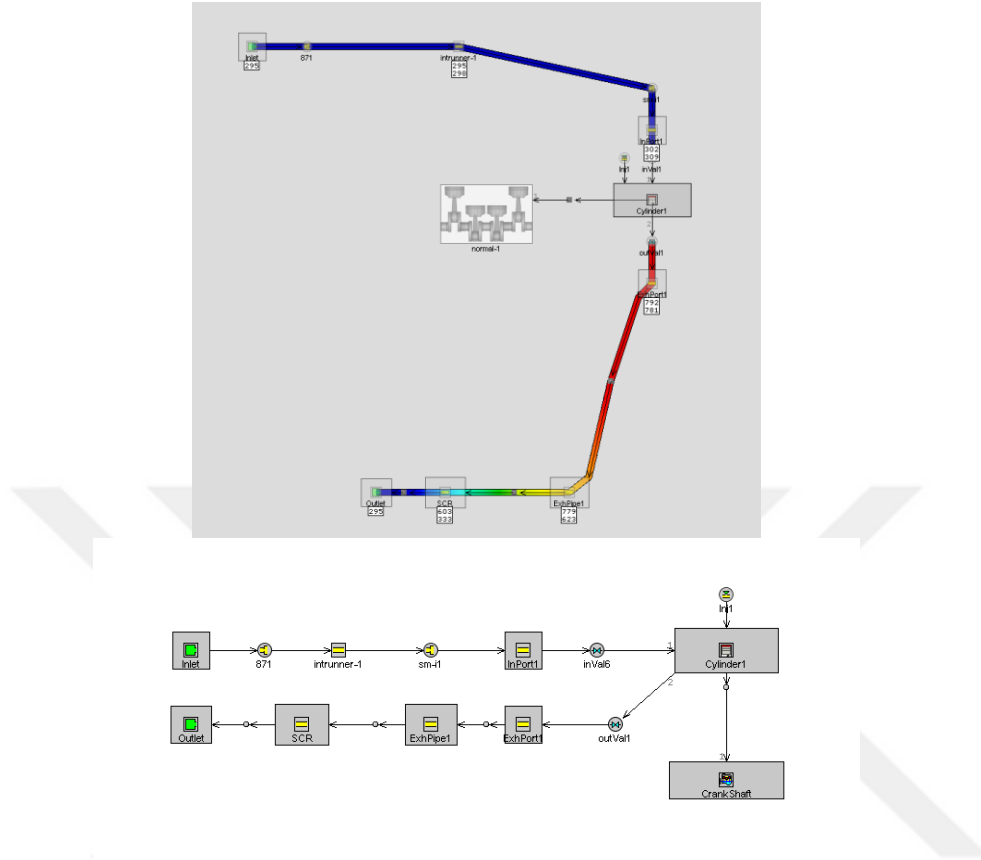
- Kısmi yüklerde sıkıştırma oranını arttırarak yanma verimini arttırmak.
- Sıkıştırma oranını düşürerek turbo besleme basıncını arttırmak ve dolayısıyla güç yoğunluğunu arttırmak.
- Yakıt setan sayısına göre sıkıştırma oranını ayarlayarak emisyonları optimize etmek.

Yukarıda maddeler halinde belirtilen bu avantajları sağlamak için sıkıştırma oranının, yüke ve yakıt özelliğine bağlı olarak değişmesi gerekmektedir.

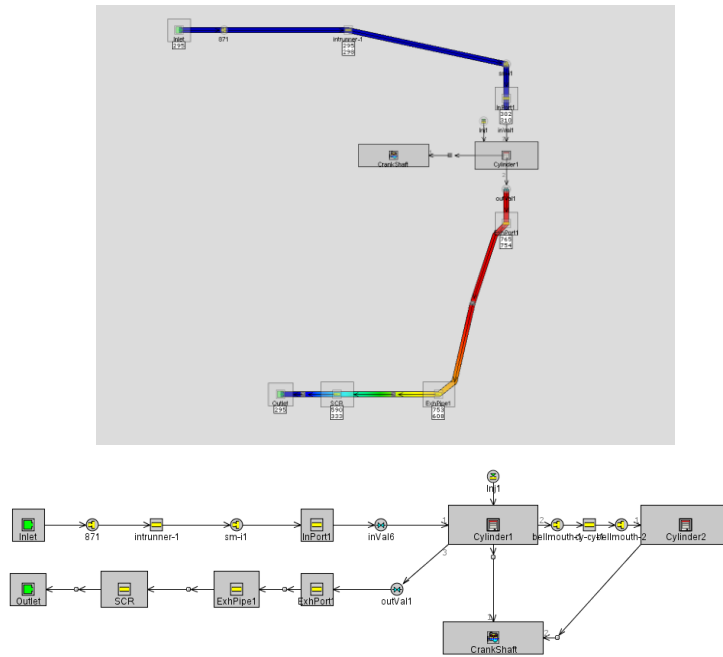
Geliştirilen ve modellenen tasarım, Alvar motorundan farklı olarak yardımcı silindirin ana silindire paralel yerleştirilerek faz açısının değiştirilmesi suretiyle sıkıştırma oranının ayarlanmasını sağlamaktadır. Ana ve yardımcı silindir arasında silindirlik bir hacme sahip bağlantı kanalı mevcuttur. Ana krank mili ile yardımcı krank mili birbirine 2'ye 1 oranında bağlıdır. Yani yardımcı pistonun hızı ana pistonun hızının yarısı kadardır. Kabul edilen faz açısı ise ana piston üst ölü noktada iken krank mili pozisyonuna göre yardımcı krank milinin açısıdır.

Tez çalışması iki aşamalıdır. Tasarıma Volvo D13, 6 silindirli motoru baz alınarak başlanmıştır. Birinci aşamada, bu motorun GT-Power programında bir silindirli modeli oluşturulmuş ve verileri gerçek performans değerleri ile doğrulanmıştır. İkinci aşamada, bir silindirli model üzerinden tasarım değişiklikleri yapılmış,

yardımcı silindir eklenmiştir. Koşullar aynı olacak şekilde emme manifoldu ve egzoz manifoldu modellenmiştir, çalışma koşulları belirlenmiştir (Şekil 4.1 ve Şekil 4.2).



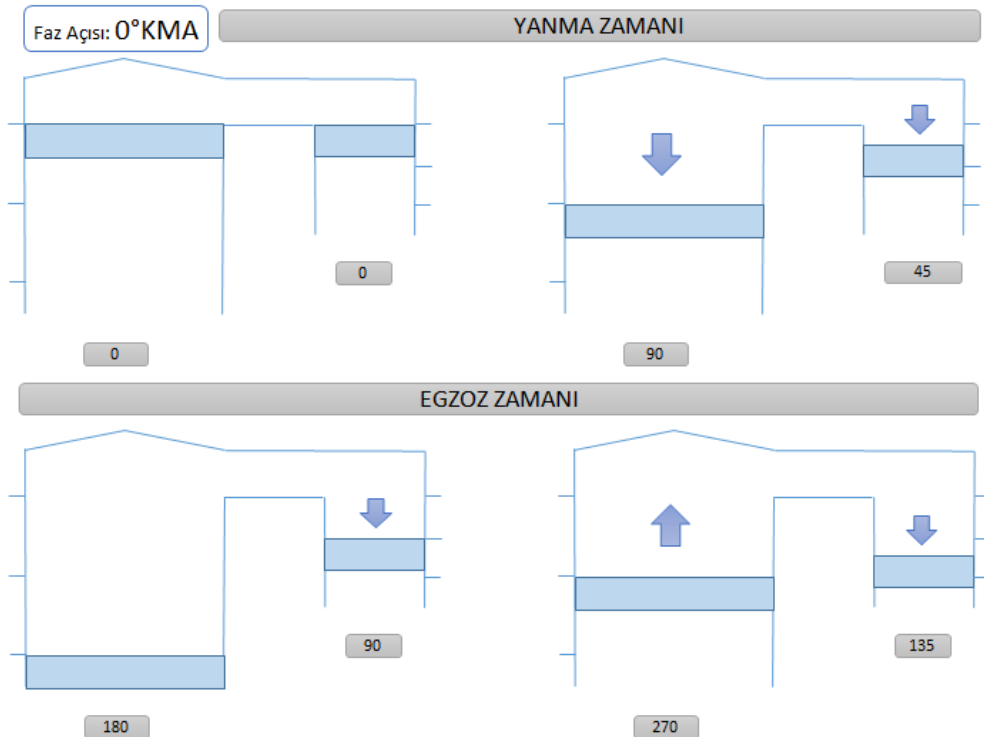
Şekil 4.1: Normal bir silindirli motor GT-Power modeli.



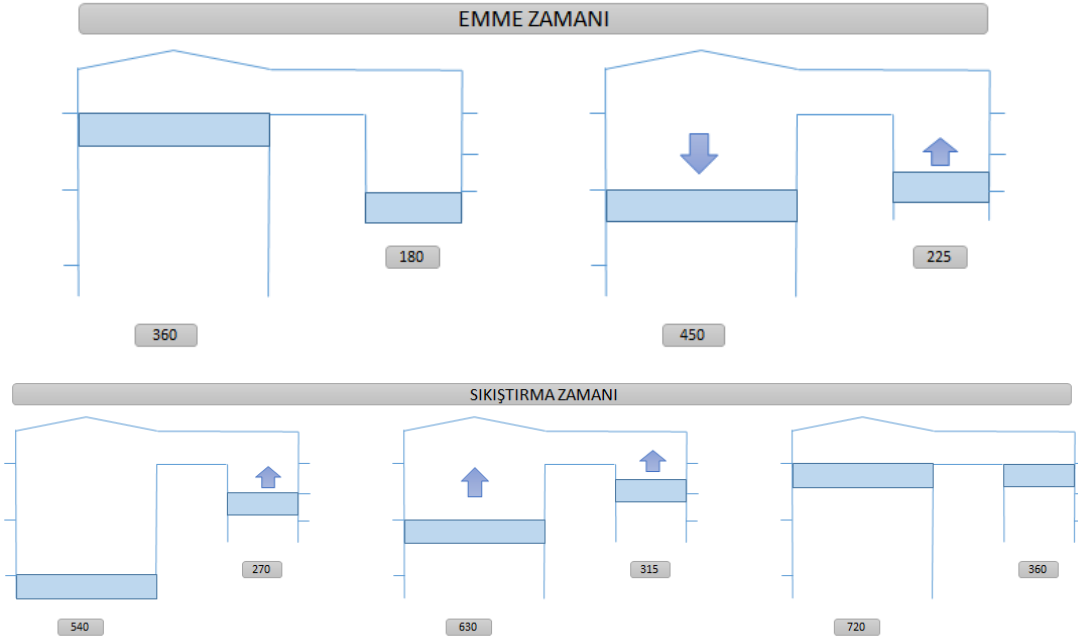
Şekil 4.2: Sıkıştırma oranı değişebilen bir silindirli motor GT-Power modeli.

Tasarımın eskiz çizimleri Şekil 4.3, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te farklı faz açılarında ana krank milinin 720° krank mili açısı boyunca belirtilmiştir.

Şekil 4.3' te gösterilen, faz açısının 0° KMA olma durumudur. Kısmi yüklerde tercih edilmekte olan bu durumda ana piston ve yardımcı piston aynı anda üst ölü noktadan harekete başlarlar. Ana krank mili ile yardımcı krank milinin açısal hız oranı 2'ye 1 olduğundan, Şekil 4.3' te görüldüğü üzere, ana piston alt ölü noktaya ulaştığında, yardımcı piston strok boyunun yarısını biraz geçmiştir. Yani ana piston 4 strok tamamladığında, yardımcı piston henüz 2 strok tamamlamış olacaktır. Böylece sıkıştırma oranı daha yüksek olacaktır. 0° KMA faz farkı uygulandığında, yanma strokunda iki piston da ÜÖN' da AÖN' ya doğru harekete başlar. Ana piston AÖN' ya ulaşır ve egzoz strokuna başladığında, yardımcı piston AÖN' ya doğru hareketine devam etmektedir. Egzoz stroku sonunda ana piston ÜÖN' ya ulaştığında yardımcı piston AÖN' ya gelir ve emme strokunda ÜÖN' ya doğru harekete başlar. Bu hareket silindir içinde bir miktar egzoz gazı bırakacaktır ve emme stroku sırasında taze hava ile bir karışım oluşacaktır ve bir nevi silindir içi egzoz gazı geri dönüşümü uygulanmış olacaktır. Sıkıştırma strokunda ise iki piston da ÜÖN' ya doğru hareket eder ve sıkıştırma sonunda iki piston da ÜÖN' da hizalanır. Böylelikle çevrim tamamlanır.

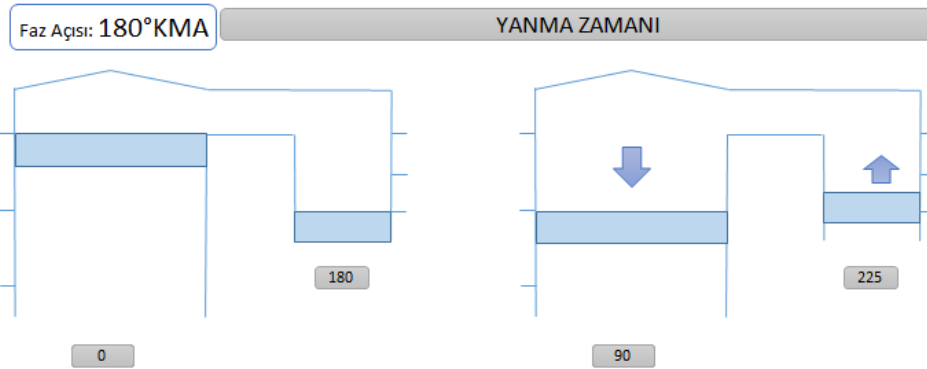


Şekil 4.3: 180° KMA faz farkında tasarlanan modelin çalışma prensibi.

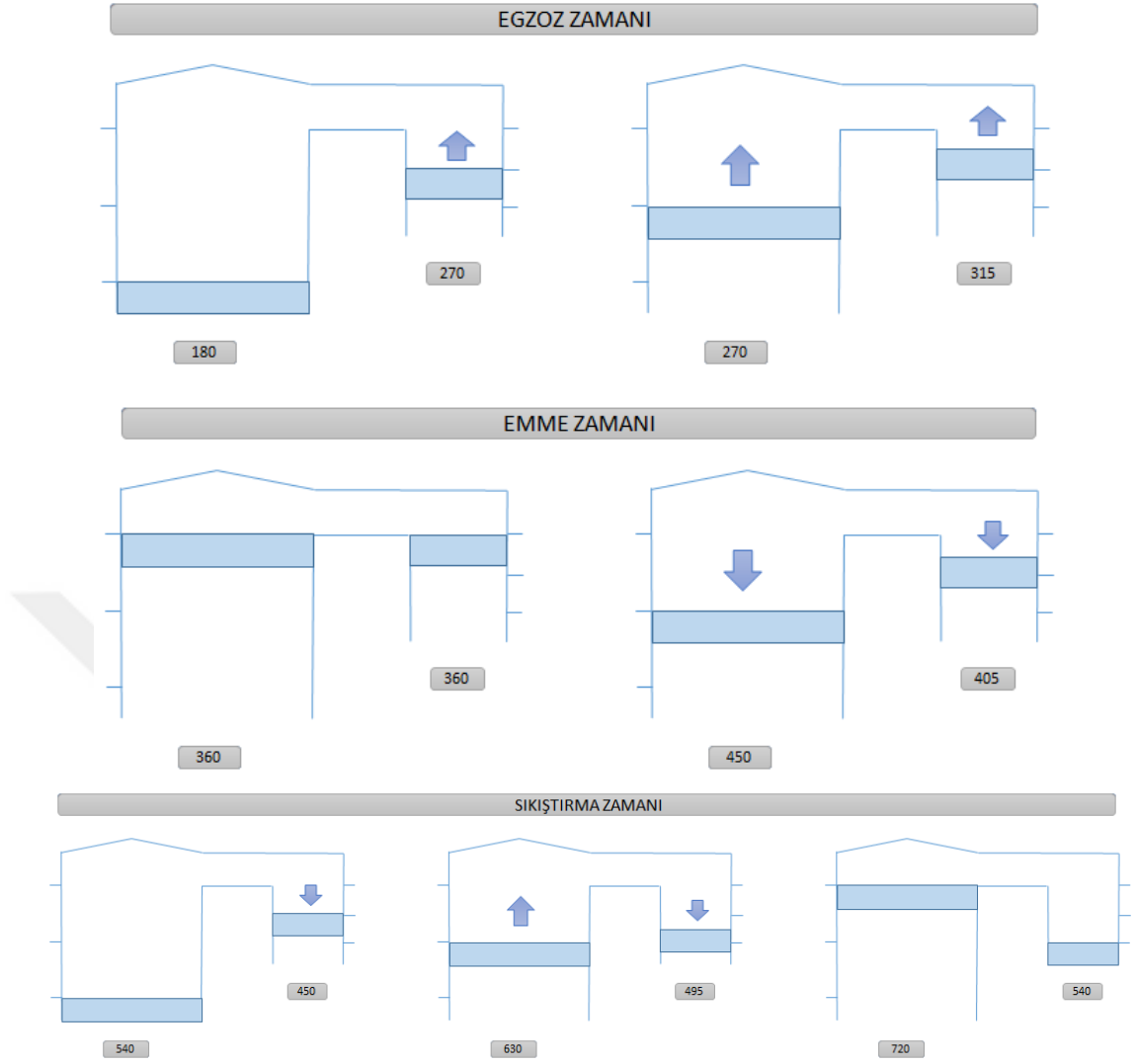


Şekil 4.3 (Devam): 180° KMA faz farkında tasarlanan modelin çalışma prensibi.

Şekil 4.4' te ise 180° KMA bir faz farkı görülmektedir. Bu konumlandırma ise tam yüklerde tercih edilmektedir. Böylece sıkıştırma oranı daha düşük olacaktır. Krank mili açısal hızlarındaki 2'ye 1 orandan dolayı ana piston alt ölü noktaya ulaştığında yardımcı piston üst ölü noktaya doğru hareket etmeye devam etmektedir. Faz farkının 180° KMA olduğu bu durumda, ana piston ÜÖN' da iken yardımcı piston AÖN' dan harekete başlar. Ana piston AÖN' ya ulaşıp egzoz strokuna başladığında, yardımcı piston ÜÖN' ya doğru hareketine devam etmektedir. Egzoz stroku sonunda ana piston ÜÖN' ya ulaştığında yardımcı piston da ÜÖN' ya gelir ve emme strokunda AÖN' ya doğru harekete başlar. Bu hareket silindir içinde 0° KMA faz farkında çalışmadaki gibi bir miktar egzoz gazı bırakmayacaktır. Sıkıştırma strokunda ise ana piston da ÜÖN' ya doğru hareket ederken yardımcı piston AÖN' ya doğru hareket eder ve bu noktalara ulaştıklarında çevrim tamamlanır.

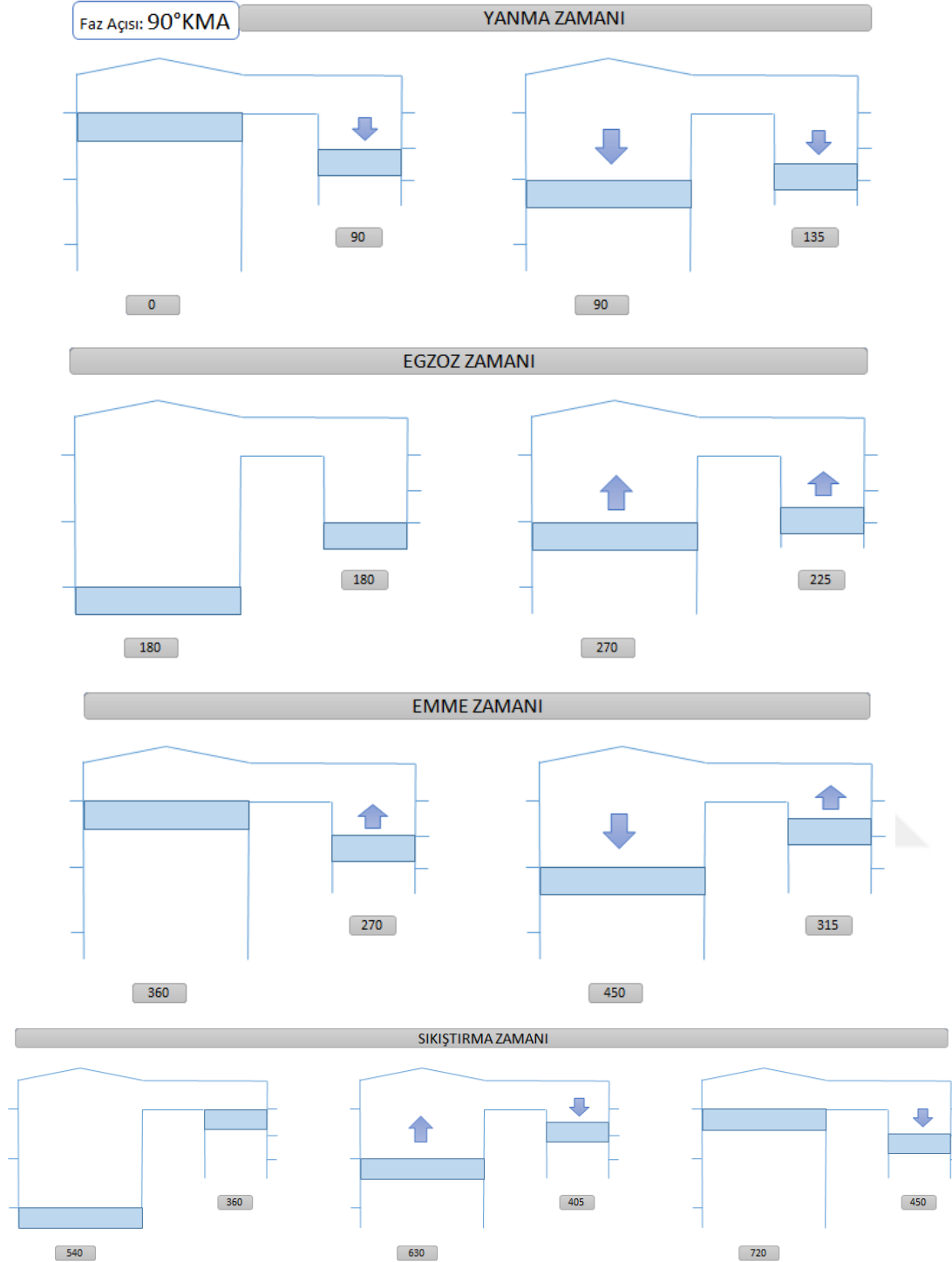


Şekil 4.4: 0° KMA faz farkında tasarlanan modelin çalışma prensibi.



Şekil 4.4 (Devam): 0° KMA faz farkında tasarlanan modelin çalışma prensibi.

Şekil 4.5' te ise 90° KMA faz farkı durumu belirtilmiştir. Bu konumlandırma da tam yüklerde simüle edilerek kıyaslanmıştır. Faz farkının 90° KMA olduğu bu durumda, yanma stroku başlangıcında ana piston ÜÖN' da iken yardımcı piston silindirin ortaları civarındadır ve iki piston da AÖN' ya doğru hareket eder. Ana piston AÖN' ya ulaştığında yardımcı piston da AÖN' ya ulaşmış olur ve hizalanırlar. Egzoz strokuna başladığında iki piston da ÜÖN' ya doğru hareket eder. Egzoz stroku sonunda ana piston ÜÖN' ya ulaştığında yardımcı piston da ÜÖN' ya doğru hareket halindedir. Emme strokunda ise ana piston AÖN' ya doğru harekete geçerken yardımcı piston ÜÖN' ya doğru hareket etmektedir. Bu hareket silindir içinde 0° KMA faz farkında çalışmadaki gibi bir miktar egzoz gazı kalmasını sağlayacaktır. Sıkıştırma strokunda ise ana piston ÜÖN' ya doğru hareket ederken, yardımcı piston AÖN' ya doğru hareket eder, çevrim tamamlanır.



Şekil 4.5: 90° KMA faz farkında tasarlanan modelin çalışma prensibi.

Tez çalışması olarak yapılan simülasyon bir silindirli normal motor modeli ve bir silindirli sıkıştırma oranı değişken motor modelleri için aynı koşullarda 1200, 1500 ve 1800 d/d'da faz açısı ve yükler değiştirilerek yapılmıştır. Yapılan simülasyonlarda silindirler arasındaki kanalın çapı 1 mm artırılarak testler tekrarlanmıştır. Çizelge 1.1 ve Çizelge 2.2'de simülasyon tablosu veriler ile birlikte verilmiştir.

Çizelge 4.1: %100 yük koşullarında yapılan simülasyon bilgileri.

<i>%100 Yük Koşullarında Yapılan Simülasyonlar</i>	<i>Silindirler Arası Ara Kanal Çapı (mm)</i>	<i>Motor Çalışma Devri (d/d)</i>	<i>Sıkıştırma Oranı (ε)</i>	<i>Yakıt Kütlesi (mg)</i>	<i>Faz Farkı Açısı (°KMA)</i>	<i>Püskürtme Zamanlaması (°KMA)</i>
1	30	1200	13.68	240	180	-6
2	31	1200	13.47	240	180	-6
3	32	1200	13.26	240	180	-6
4	33	1200	13.06	240	180	-6
5	34	1200	12.85	240	180	-6
6	35	1200	12.64	240	180	-6
7	30	1500	13.68	264.4	180	-7.1
8	31	1500	13.47	264.4	180	-7.1
9	32	1500	13.26	264.4	180	-7.1
10	33	1500	13.06	264.4	180	-7.1
11	34	1500	12.85	264.4	180	-7.1
12	35	1500	12.64	264.4	180	-7.1
13	30	1800	13.68	227.27	180	-11.8
14	31	1800	13.47	227.27	180	-11.8
15	32	1800	13.26	227.27	180	-11.8
16	33	1800	13.06	227.27	180	-11.8
17	34	1800	12.85	227.27	180	-11.8
18	35	1800	12.64	227.27	180	-11.8
19	35	1200	19.5	273	45	-6
20	35	1500	19.5	332.8	45	-7.1
21	35	1800	19.5	273	45	-11.8
22	35	1200	15.26	273	90	-6
23	35	1500	15.26	332.8	90	-7.1
24	35	1800	15.26	273	90	-11.8

Çizelge 4.2: %25 yük koşullarında yapılan simülasyon bilgileri.

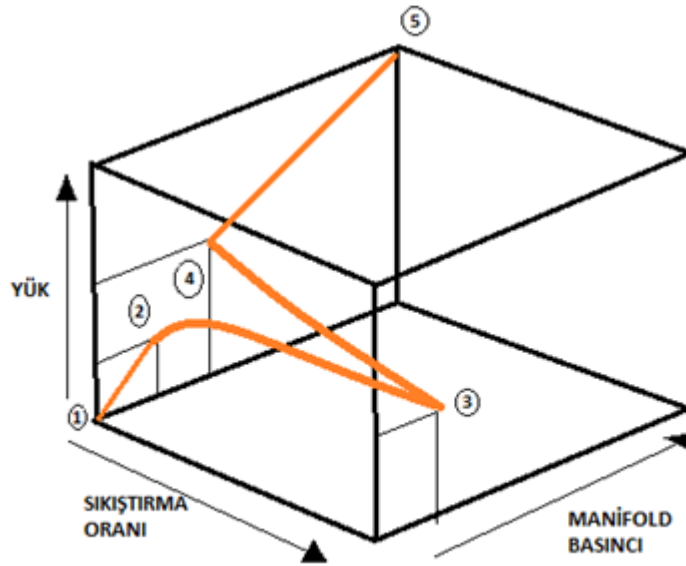
<i>%25 Yük Koşullarında Yapılan Simülasyonlar</i>	<i>Silindirler Arası Ara Kanal Çapı (mm)</i>	<i>Motor Çalışma Devri (d/d)</i>	<i>Sıkıştırma Oranı (ϵ)</i>	<i>Yakıt Kütlesi (mg)</i>	<i>Faz Farkı Açısı ($^{\circ}$KMA)</i>	<i>Püskürtme Zamanlaması ($^{\circ}$KMA)</i>
1	30	1200	26.33	75.93	0	0.5
2	31	1200	25.54	75.93	0	0.5
3	32	1200	24.77	75.93	0	0.5
4	33	1200	24.02	75.93	0	0.5
5	34	1200	23.3	75.93	0	0.5
6	35	1200	22.61	75.93	0	0.5
7	30	1500	26.33	76.23	0	-3
8	31	1500	25.54	76.23	0	-3
9	32	1500	24.77	76.23	0	-3
10	33	1500	24.02	76.23	0	-3
11	34	1500	23.3	76.23	0	-3
12	35	1500	22.61	76.23	0	-3
13	30	1800	26.33	69.24	0	-5.5
14	31	1800	25.54	69.24	0	-5.5
15	32	1800	24.77	69.24	0	-5.5
16	33	1800	24.02	69.24	0	-5.5
17	34	1800	23.3	69.24	0	-5.5
18	35	1800	22.61	69.24	0	-5.5

4.1.1 Kontrol stratejisi

Şekil 4.6' da genel kontrol algoritması tasvir edilmiştir. Buna göre 1, 2, 4 ve 5 numaralı noktalar düşük sıkıştırma oranında bulunmaktadır. 3 numaralı nokta ise yüksek sıkıştırma oranına sahiptir. 1 numaralı noktada motor düşük sıkıştırma oranında ve sıfır manifold basıncındadır. Sürücü, aracı hızlandırmaya başladığında, yük ve manifold basıncı artarak 2 numaralı noktaya ulaşır. Sürücü, düşük yükte seyir haline uygun noktaya geldiğinde (2 numaralı nokta), yük ve manifold basıncı azalır ve sıkıştırma oranı artar. Bu noktadan sonra püskürtülen yakıt arttığında, sıkıştırma

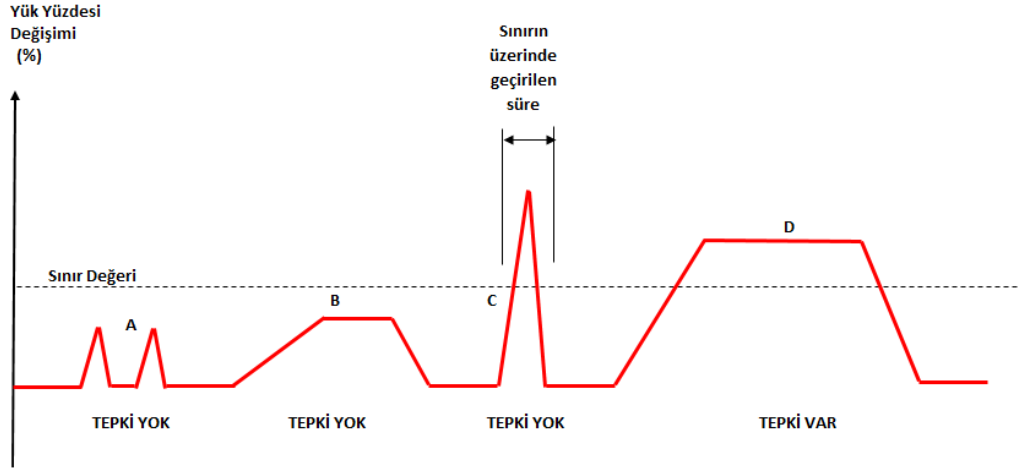
oranı düşürülür, manifold basıncı ve yük artar(4 numaralı nokta). Tam yükte ise 5 numaralı noktaya ulaşılır.

- 1 MOTORUN ÇALIŞTIRILMASI
(DÜŞÜK SIKIŞTIRMA ORANI, DÜŞÜK MANİFOLD BASINCI)
- 2 İVMELENME
(DÜŞÜK SIKIŞTIRMA ORANI, YÜKSELEN MANİFOLD BASINCI VE YÜK)
- 3 DÜŞÜK YÜKTE SEYİR
(YÜKSEK SIKIŞTIRMA ORANI, DÜŞÜK MANİFOLD BASINCI)
- 4 YÜK ARTIŞI
(DÜŞÜK SIKIŞTIRMA ORANI, YÜKSELEN MANİFOLD BASINCI)
- 5 TAM YÜK
(MİNİMUM SIKIŞTIRMA ORANI, MAKSİMUM MANİFOLD BASINCI)



Şekil 4.6: Genel kontrol algoritması.

Sıkıştırma oranını değiştirmek için benzinli motorlarda gaz pedalı pozisyonu referans alınır. Dizel motorlarda ise bu, yüke ve buna bağlı püskürtülen yakıta bağlıdır. Buna göre bir sınır belirlenmiştir ve değişikliğin yapılabilmesi için belli bir süre bu sınırın üzerinde kalınması gerekmektedir. Bu sayede sıkıştırma oranının ani tepkilerde değiştirilmesinin önüne geçilmekte ve sistemin ömrünün uzaması sağlanmaktadır. Şekil 4.7’ de de görüleceği üzere anlık değişikliklerde ve sınır değer altındaki isteklerde tepki verilmemekte ve sıkıştırma oranı değiştirilmemektedir. Talep süresi anlık olmayan ve sınır değer üzerindeki taleplerde ise tepki verilmekte ve sıkıştırma oranı değiştirilmektedir.



Şekil 4.7: Yüke göre sıkıştırma oranı tepkisi.

4.2 Kabuller

Simülasyonlarda kullanılan motor modellemesine ait kabuller ve boyutlar Çizelge 4.3' te verilmiştir.

Çizelge 4.3: Modelleme kabulleri.

Ana Piston Çapı:	131 mm
Ana Piston Biyel Uzunluğu:	267,5 mm
Ana Piston Strok Uzunluğu:	158 mm
Yardımcı Piston Çapı:	38 mm
Yardımcı Piston Biyel Uzunluğu:	120 mm
Yardımcı Piston Strok Uzunluğu:	70 mm
Faz Açısı (%100 Yükte):	180°KMA / 90°KMA
Faz Açısı (%25 Yükte):	0°KMA
Motor Çalışma Hızı:	1200/1500/1800 d/d
Minimum piston kafa yüksekliği:	2 mm
Ara Kanal Çapı:	30 / 31 / 32 / 33 / 34 / 35 mm
Ara Kanal Boyu:	58 mm

Çizelge 4.3 (Devam): Modelleme kabulleri

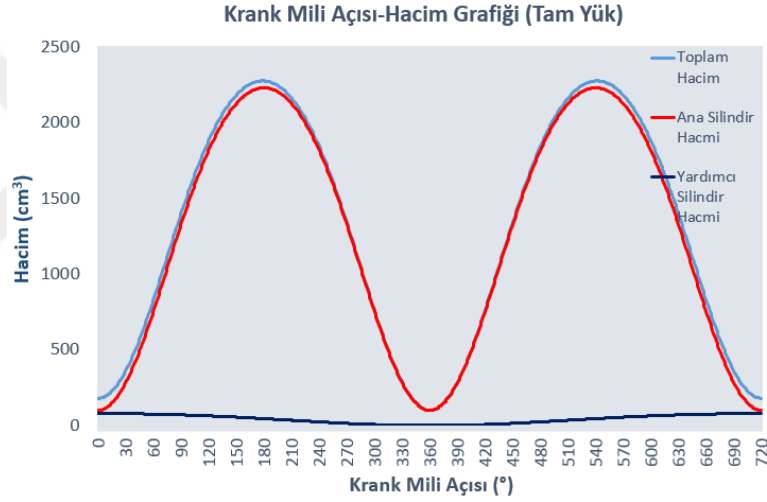
Sıkıştırma Oranı (%100 Yükte):	12,64 (Ara Kanal Çapı 35 mm kabulü ile)
Sıkıştırma Oranı (%25 Yükte):	22,61 (Ara Kanal Çapı 35 mm kabulü ile)
Taze Hava Silindir Girişi Ortalama Basıncı:	3,28 bar (Turbodoldurucu ile)



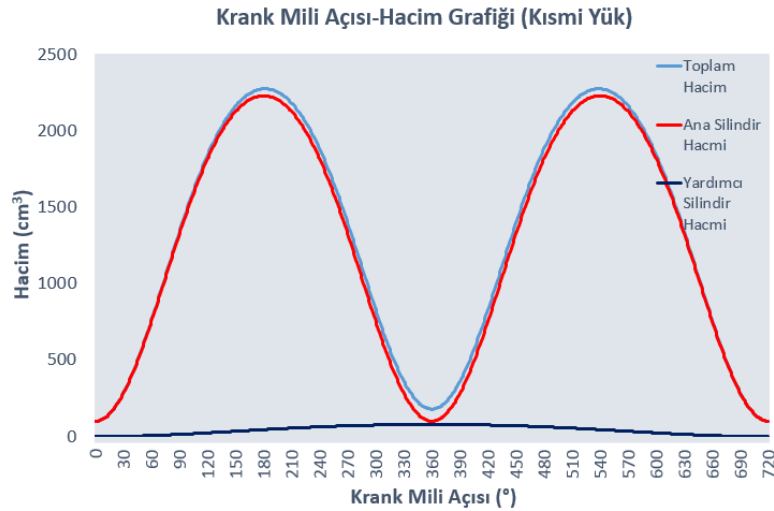
5 SONUÇLAR

5.1 Modelleme Sonuçları

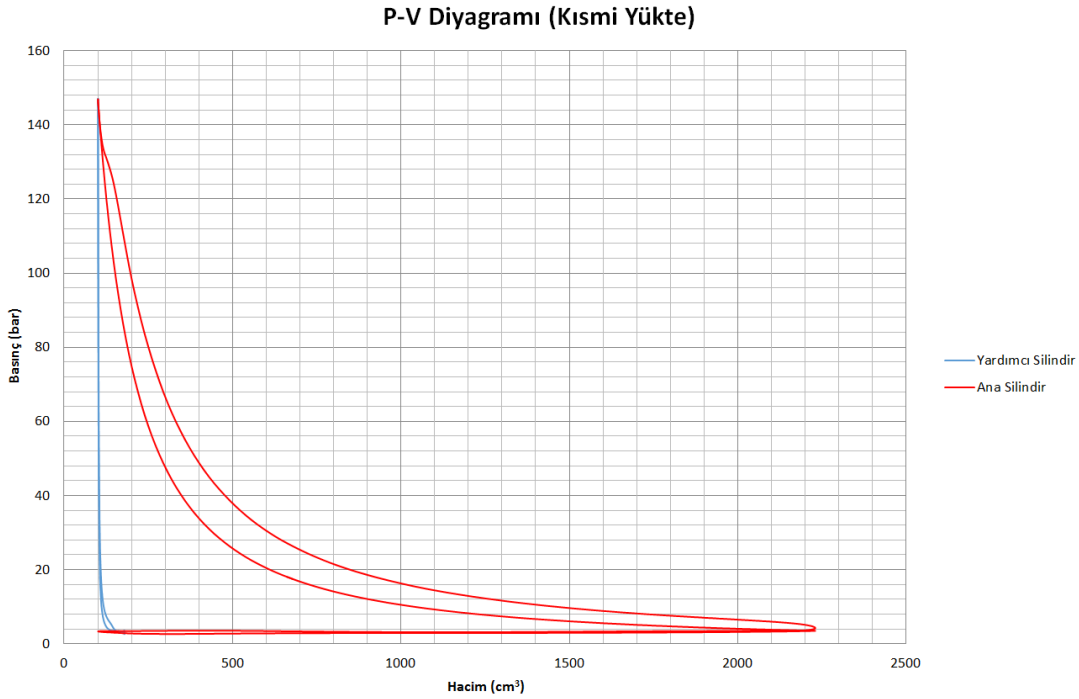
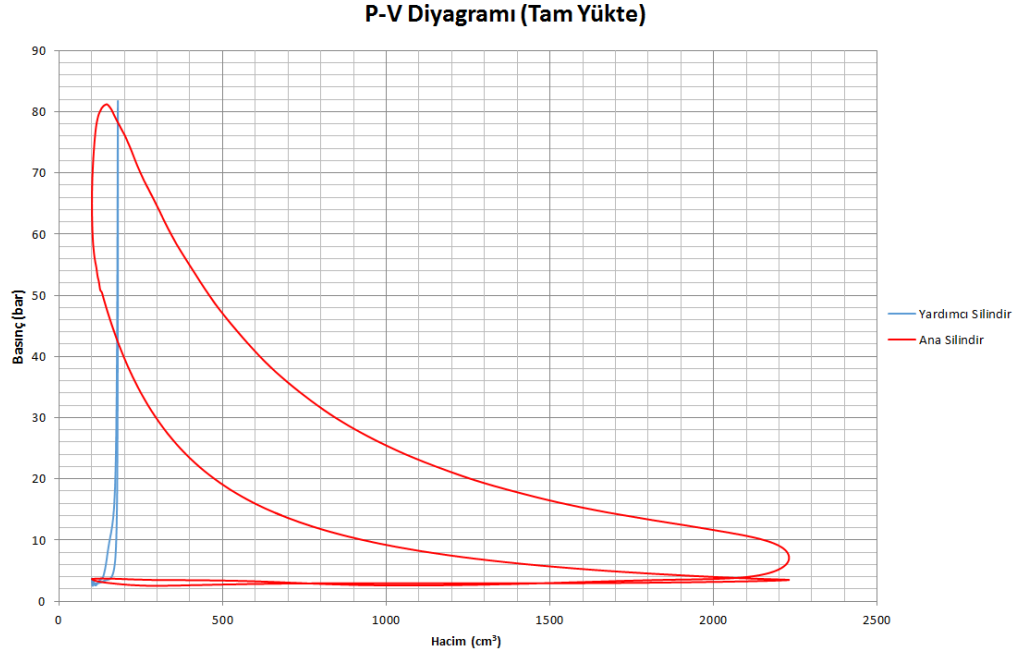
Motor tasarımlarına uygun olarak yapılan modellerin tam yükte(faz farkı 180° KMA) ve kısmi yükte(faz farkı 0° KMA) krank mili açısına bağlı hacim değişim (V -°KMA) eğrileri Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’de, silindir içi basınç değişim (p - V) eğrileri ise Şekil 5.3 ve Şekil 5.4’te verilmiştir. Grafiklerde yardımcı silindir, ana silindir ve toplam hacim değişim eğrileri ayrı ayrı belirtilmiştir.



Şekil 5.1: 1800 d/d’ da %100 yükte krank mili açısı hacim grafiği.



Şekil 5.2: 1800 d/d’ da %25 yükte krank mili açısı hacim grafiği.

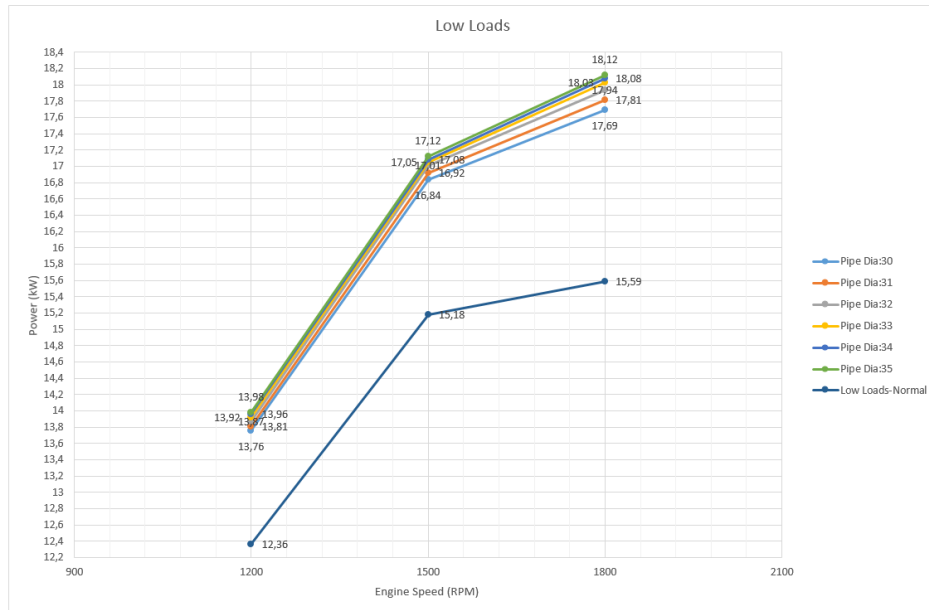


Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te gösterildiği üzere yardımcı silindirdeki çevrim kısmi yüklerde pozitif etki yaratırken tam yüklerde bunun tam tersi etki yaratmaktadır. Kısmi yükte, p-V diyagramındaki yardımcı silindirin yarattığı pozitif iş alanı (çevrim saat yönünde), çevrim başına mavi ile gösterilen kapalı alan kadar ek iş artışına sebep olmaktadır. Ayrıca değişken sıkıştırma oranından dolayı, kısmi yüklerde düşmesi beklenen basınç değeri aksine yükselmektedir. Tam yükte ise p-V

diyagramındaki yardımcı silindirin yarattığı negatif iş alanı (çevrim saat yönünün tersine), çevrim başına mavi ile gösterilen alan kadar motorun üretilen toplam işinde azalmaya sebep olmaktadır.

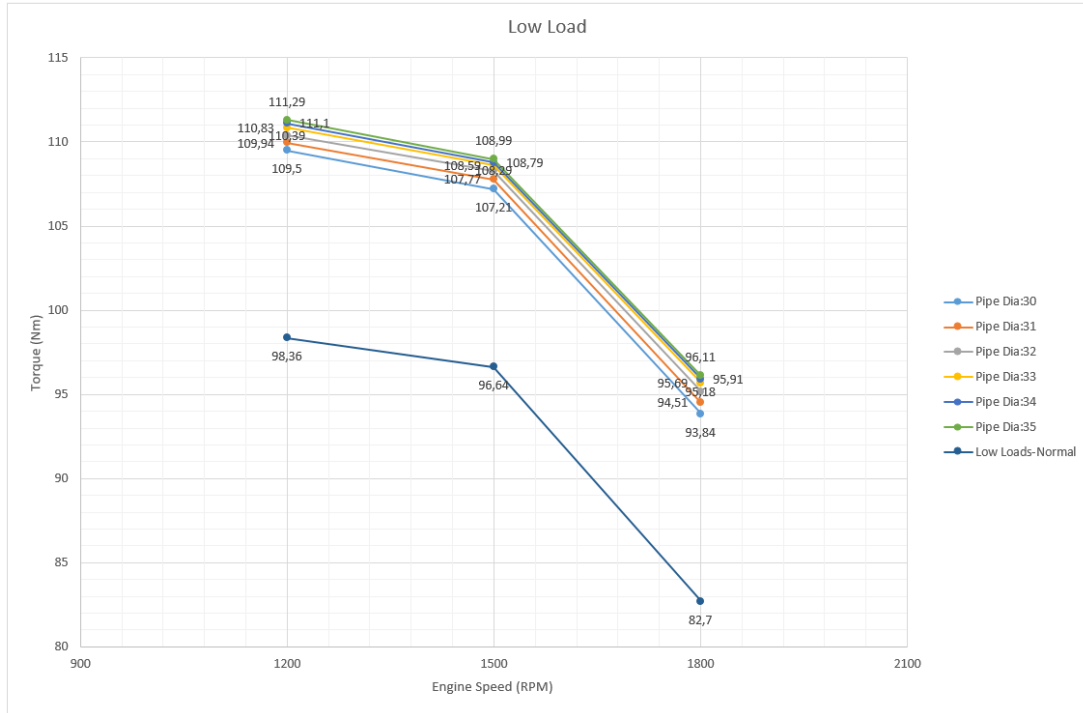
Yapılan simülasyonlar sonucunda derlenen teorik sonuçlar aşağıdaki grafikler aracılığıyla belirtilmiştir. Simülasyonlarda, daha önce de belirtildiği üzere ara kanal çapı değiştirilerek 1200, 1500 ve 1800 d/d değerlerinde model tam yükte ve kısmi yükte çalıştırılmıştır. Ara kanal, ana silindir ile yardımcı silindiri birbirine bağlayan silindirik bir kanaldır. Yapılan simülasyonlar sonucunda ara kanal çapının 30 mm'nin üzerinde olması daha iyi sonuçlar vermiştir. Silindir kafası konstrüksiyon kısıtlarından dolayı da 35 mm üst sınıra kadar çıkılabilmektedir. Bu tez çalışmasında ara kanal çapı 30 mm'den itibaren birer milimetre arttırılarak 35 mm'ye kadar çıkarılarak testler tekrarlanmıştır.

Kısmi yüklerde güç verileri, değişken sıkıştırma oranlı tek silindirli model ve değişiklik yapılmamış tek silindirli model için Şekil 5.5'te verilmiştir. Bu verilere göre %25 yük koşullarında değişken sıkıştırma hacimli tek silindirli motor modeli, normal tek silindirli motor modeline göre 30 mm ara kanal çapında 1200 d/d' de yaklaşık %11,3, 1500 d/d' de yaklaşık %10,9, 1800 d/d' de ise yaklaşık %13,4 daha fazla güç elde edilmiştir. Ara kanal çapı 35 mm'ye çıkarıldığında ise bu güç artışları aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %13,1; %12,8 ve %16,2 olarak daha yüksek değerlerde olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.5: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor gücü (kW) karşılaştırması.

Kısmi yüklerde döndürme momenti değişimleri, değişken sıkıştırma oranlı ve değişiklik yapılmamış tek silindirli modeller için Şekil 5.6’ da verilmiştir. Sonuçlara göre %25 yük koşullarında değişken sıkıştırma hacmi prensibi ile çalışan sistem ara kanal çapı 30 mm iken döndürme momenti 1200 d/d’ da yaklaşık %11,3, 1500 d/d’ da yaklaşık %10,9, 1800 d/d’ da yaklaşık %13,5 daha fazladır. Ara kanal çapı 35 mm’ye çıkarıldığında ise döndürme momenti aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %13,1; %12,7 ve %16,2 oranlarında artmaktadır.

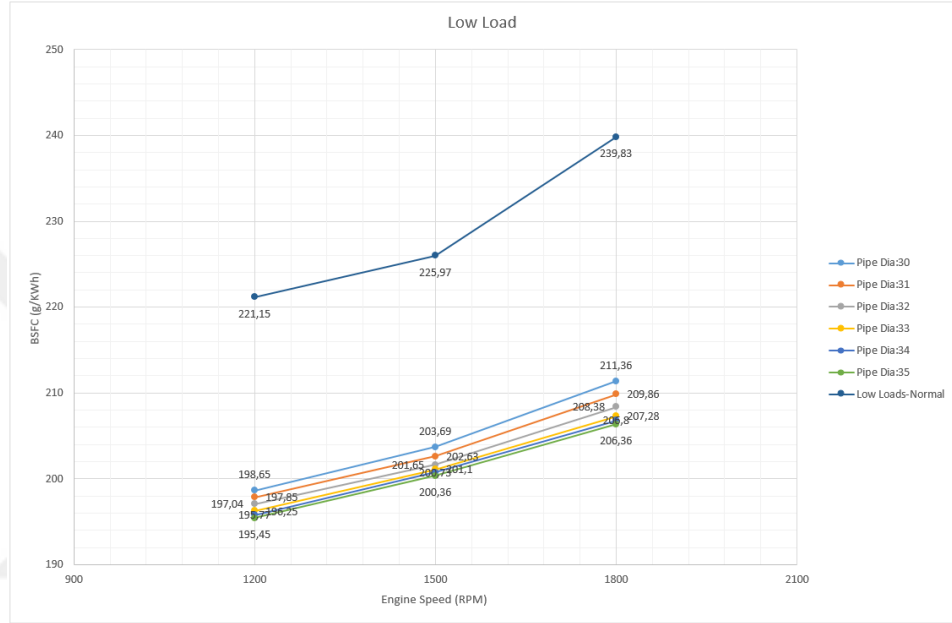


Şekil 5.6: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor döndürme momenti (Nm) karşılaştırması.

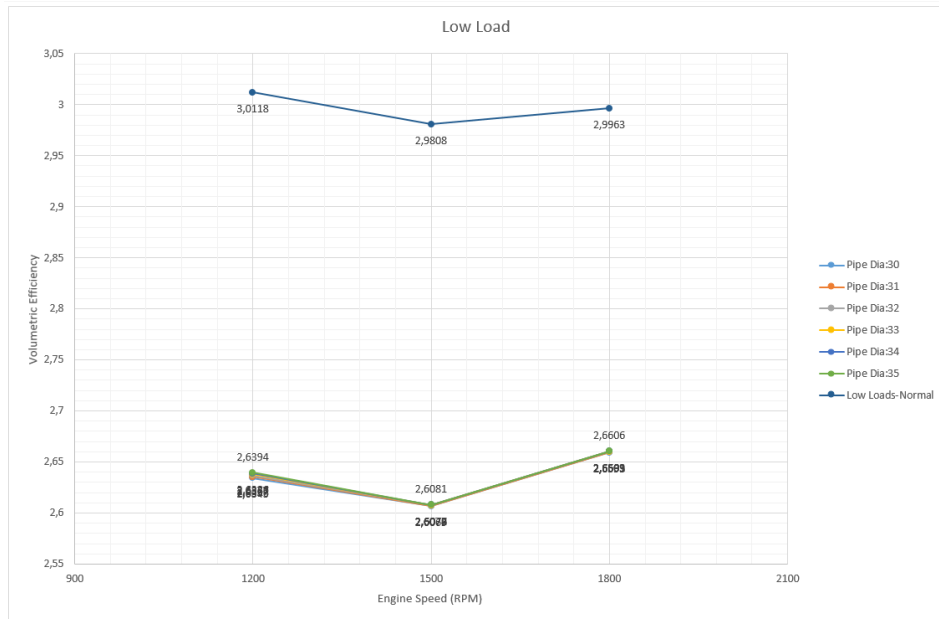
Özgül yakıt tüketimi, %25 kısmi yük koşullarında 30 mm ara kanal çapında, sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinde 1200 d/d’ da yaklaşık %10,2, 1500 d/d’ da yaklaşık %10, 1800 d/d’ da yaklaşık %11,9 daha düşük olduğu gözlenmiştir. Ayrıca yine silindirler arası kanal çapı 35 mm olduğunda, aynı devir sayılarında bu düşüş oranları sırasıyla yaklaşık %11,7; %11,4 ve %14 olmaktadır (Şekil 5.7). Performans ve özgül yakıt tüketimindeki bu iyileşmelerin termodinamik, aerodinamik ve ısı etkileşimlerin neticesinde ortaya çıktığı düşünülmektedir.

Volumetrik verim, daha önce de bahsedildiği üzere, silindire alınan taze hava miktarının toplam süpürme hacmine oranıdır. Volumetrik verim, emme sürecinde silindire alınan taze havanın yoğunluğunu (miktarını), bu da motor gücü ve döndürme momentini belirlemektedir. Kısmi yüklerde, güç ve döndürme momenti

ihtiyacı tam yükte çalışmaya göre daha düşük olacağından, volumetrik verimin de düşük olması beklenir. Volumetrik verim, sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modeli ile normal bir silindirli motor modeli kısmi yüklerde 30 mm ara kanal çapı için kıyaslandığında 1200 d/d' da yaklaşık %12,5, 1500 d/d' da yaklaşık %12,6, 1800 d/d' da yaklaşık %11,3 daha azdır. 35 mm ara kanal çapı için kıyaslandığında ise volumetrik verim aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %12,4; %11,6 ve %11,3 daha azdır (Şekil 5.8).

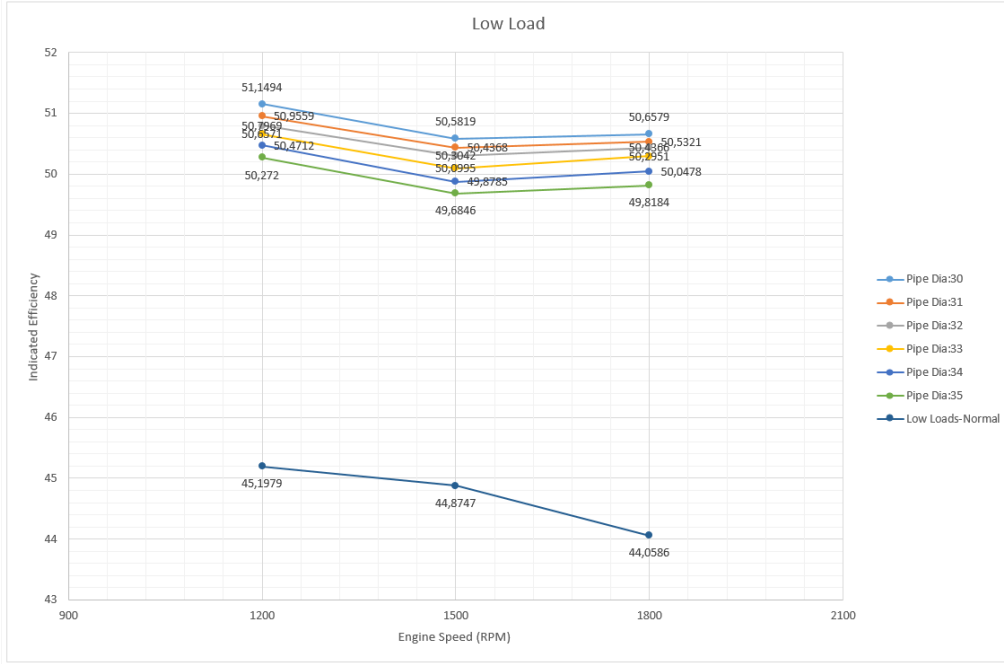


Şekil 5.7: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor özgül yakıt tüketimi (g/kWh) karşılaştırması.



Şekil 5.8: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor volumetrik verim karşılaştırması.

Standart hava çevriminin ısı verimi ile gerçek motor çevrimi arasında fark vardır. Gerçek motor çevrim verimi olan indike verim değerlerinin farklı devir sayılarında ve kanal çapı değiştirilerek yapılan simülasyon sonuçları Şekil 5.9’ da belirtilmiştir. Buna göre indike verimin, kısmi (%25) yükte 30 mm ara kanal çapında 1200 d/d’ da yaklaşık %13,1, 1500 d/d’ da yaklaşık %12,7, 1800 d/d’ da yaklaşık %14,9 daha yüksek olduğu görülmüştür. 35 mm ara kanal çapında ise aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %11,2; %10,7 ve %13 daha yüksek olduğu görülmüştür.

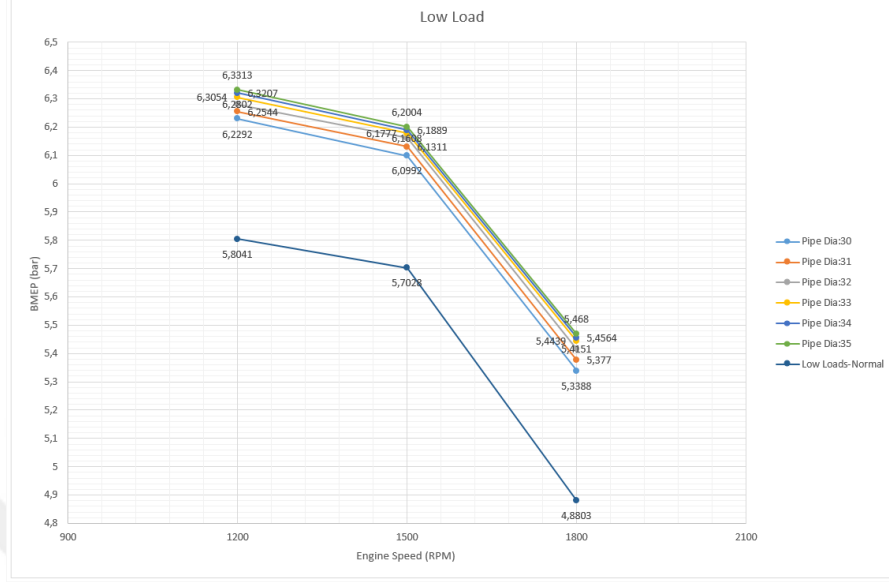


Şekil 5.9: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor indike verim karşılaştırması.

Fren ortalama efektif basıncı (p_{me}) değerleri, kısmi yükte ve 30 mm ara kanal çapında karşılaştırıldığında, sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin normal bir silindirli motor modeline göre 1200 d/d’ da yaklaşık %7,3, 1500 d/d’ da yaklaşık %6,9, 1800 d/d’ da yaklaşık %9,3 daha yüksek olduğu görülmektedir. 35 mm ara kanal çapında ise sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin p_{me} değerlerinin aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %9; %8,7 ve %12 oranında daha yüksek olduğu görülmektedir (Şekil 5.10).

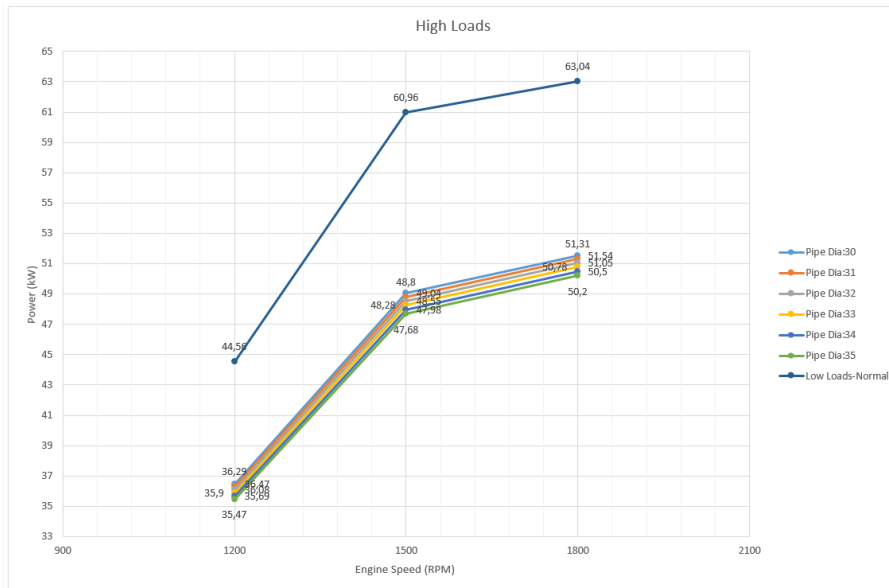
Tam yükte, faz açısı 180° KMA iken simüle edilmiş güç değerleri, değişken sıkıştırma oranlı tek silindirli model ve değişiklik yapılmamış tek silindirli model için Şekil 5.11’de verilmiştir. Bu verilere göre %100 yük koşullarında değişken sıkıştırma hacimli tek silindirli motor modeli, normal tek silindirli motor modeline göre 30 mm ara kanal çapında 1200 d/d’ da yaklaşık %18,6, 1500 d/d’ da yaklaşık

%20, 1800 d/d' da yaklaşık %18,2 oranında daha az güç üretmektedir. Ara kanal çapı 35 mm olduğunda ise güç değerleri aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %18,6; %21,8 ve %20,4 oranında daha azdır.

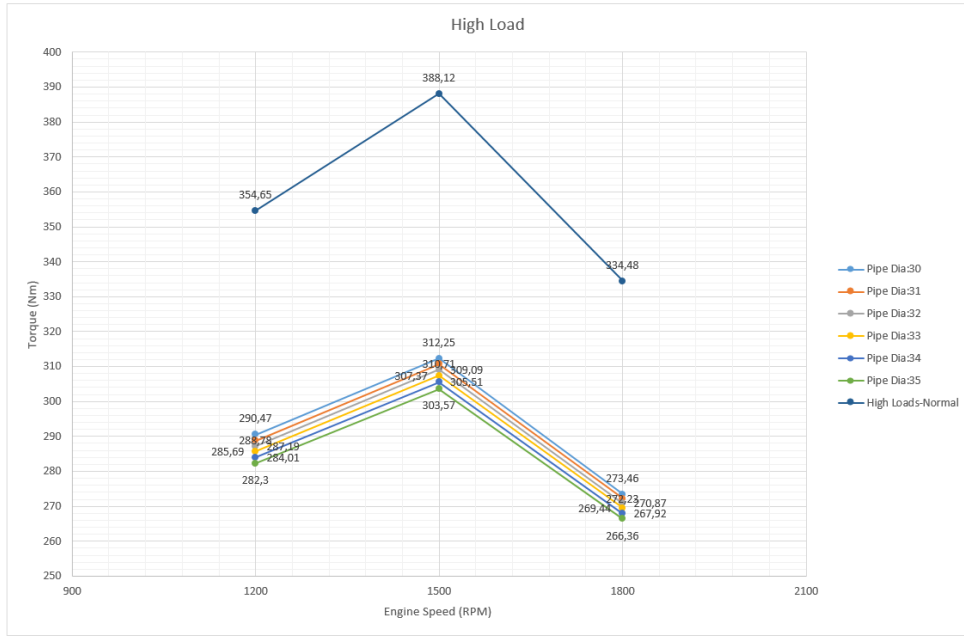


Şekil 5.10: %25 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor BMEP karşılaştırması.

Benzer şekilde döndürme momenti değerleri de normal bir silindirli motor modeline göre 30 mm ara kanal çapında 1200 d/d' da yaklaşık %18,1, 1500 d/d' da yaklaşık %19,6, 1800 d/d' da yaklaşık %18,3 oranında daha düşüktür. Ara kanal çapı 35 mm olduğunda ise döndürme momenti değerleri aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %20,5; %21,8 ve %20,4 oranında daha düşüktür (Şekil 5.12).



Şekil 5.11: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor gücü (kW) karşılaştırması.

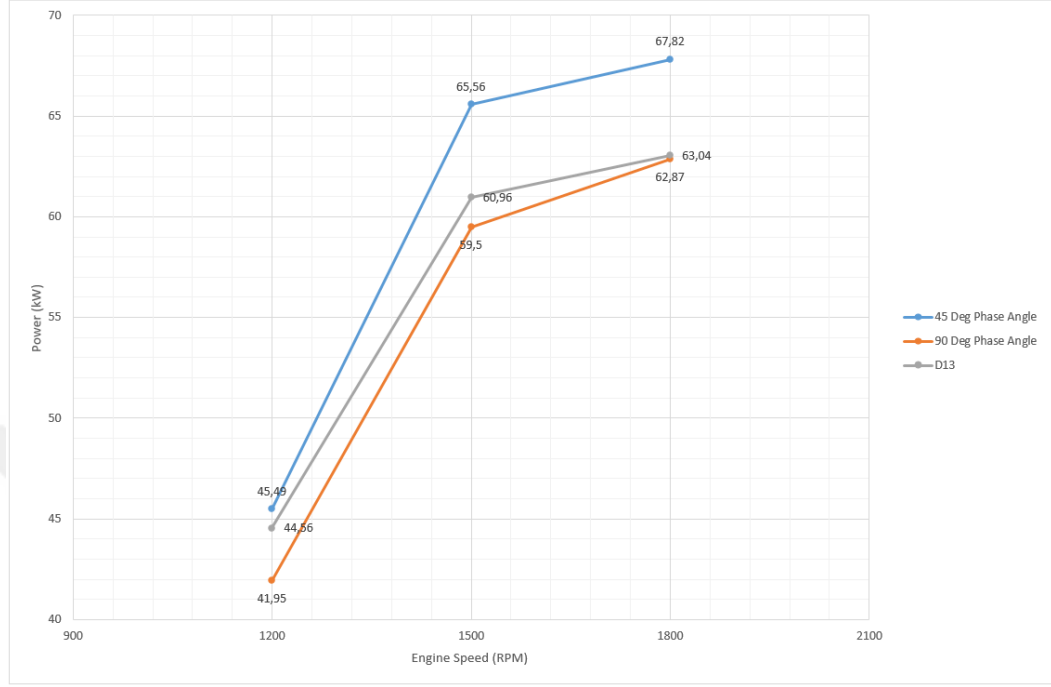


Şekil 5.12: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor döndürme momenti (Nm) karşılaştırması.

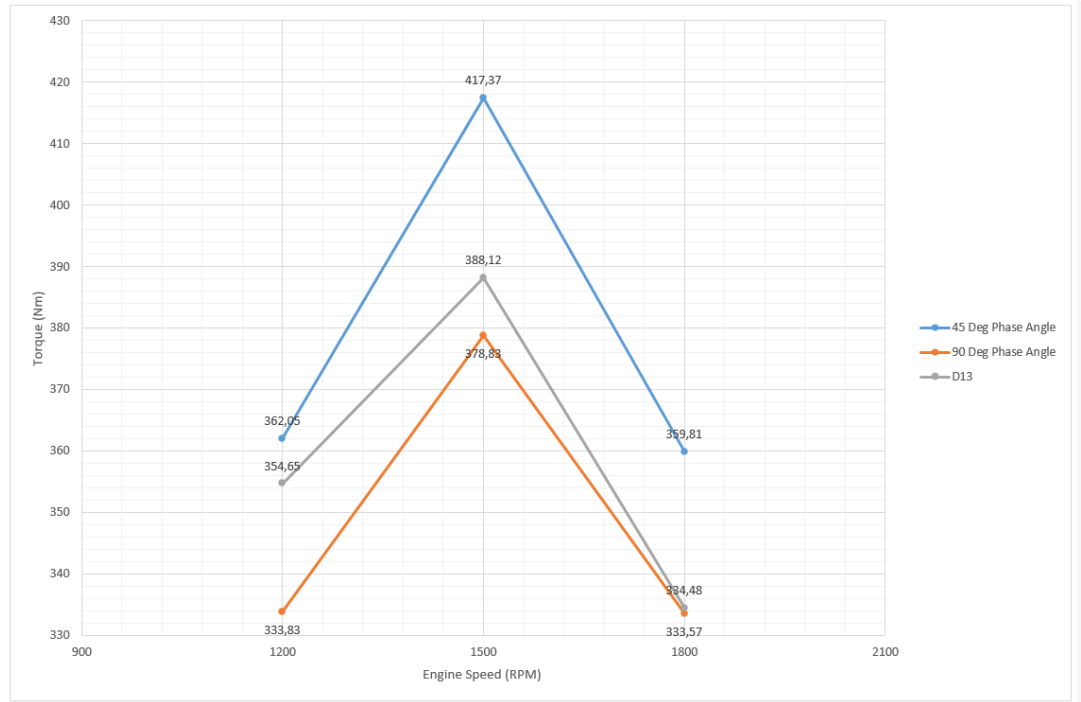
Tam yükte, faz açısı değiştirilerek simülasyonlar tekrarlandığında güç ve döndürme momenti değerlerinin optimize edilebileceği noktalar gözlemlenmiştir. Bu simülasyonların sonuçları Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'te belirtilmiştir. Sonuçlara göre, 35 mm ara kanal çapında tam yükte 45°KMA faz açısı uygulandığında sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinde normal bir silindirli motor modeline göre 1200 d/d da yaklaşık %2, 1500 d/d da yaklaşık %8, 1800 d/d da yaklaşık %7,5 oranında daha fazla güç elde edilebildiği gözlemlenmiştir. Hız sabit iken oluşan moment değişimi ile güç değişimi birbirine eşittir. Dolayısıyla benzer şekilde döndürme momenti verileri de kıyaslandığında sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinde 1200 d/d' da yaklaşık %2, 1500 d/d' da yaklaşık %7,5 ve 1800 d/d' da yaklaşık %7,7 oranında daha büyük döndürme momenti elde etmek mümkün görünmektedir.

Tam yükte 90°KMA faz açısı uygulandığında ise 180°KMA faz açısı uygulanmış simülasyon sonuçlarına göre iyileşme söz konusudur. Ancak, normal bir silindirli motor modeli verileri ile kıyaslandığında güç ve döndürme momenti değerleri bir miktar düşük kalmaktadır. Devir sayısı yükseldikçe normal bir silindirli motor modeli sonuçlarına yaklaşıma gözlemlenmiştir. Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinde, 35 mm ara kanal çapında ve 90°KMA faz açısında güç değerleri normal bir silindirli motor modeline kıyasla 1200 d/d' da yaklaşık %5,9, 1500 d/d'

da yaklaşık %2, 1800 d/d' da yaklaşık %0,3 oranında daha düşüktür. Döndürme momenti değerleri ise aynı şartlarda 1200' d/d da yaklaşık %5,9, 1500 d/d' da yaklaşık %2,4, 1800 d/d' da yaklaşık %0,3 oranında daha azdır.

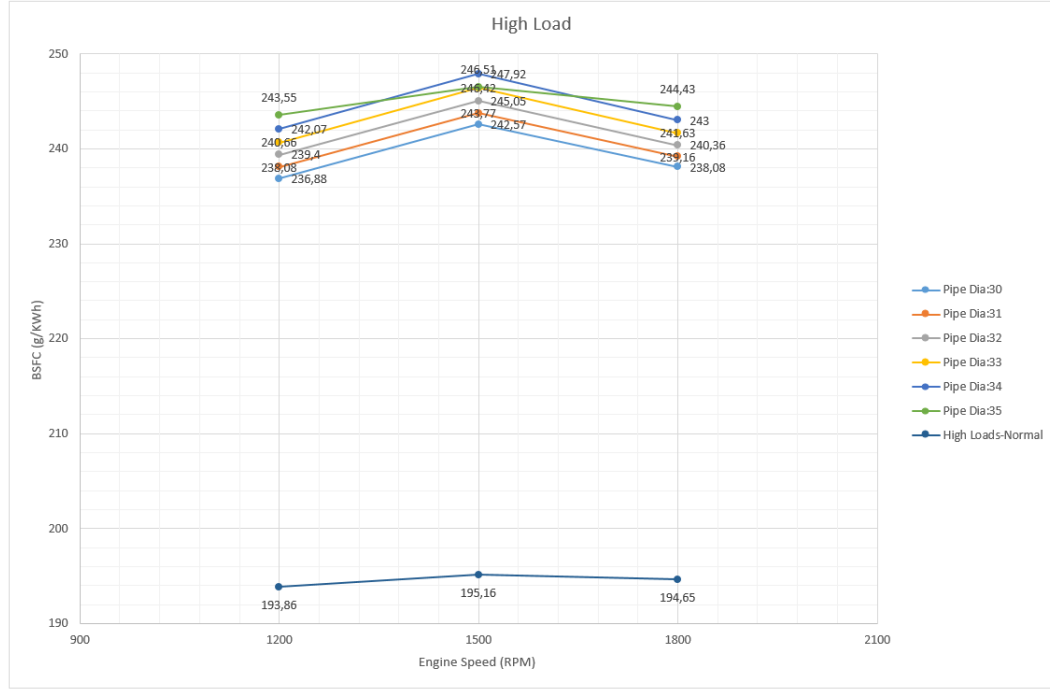


Şekil 5.13: %100 yük koşullarında farklı faz açılarında ve farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor gücü (kW) karşılaştırması.



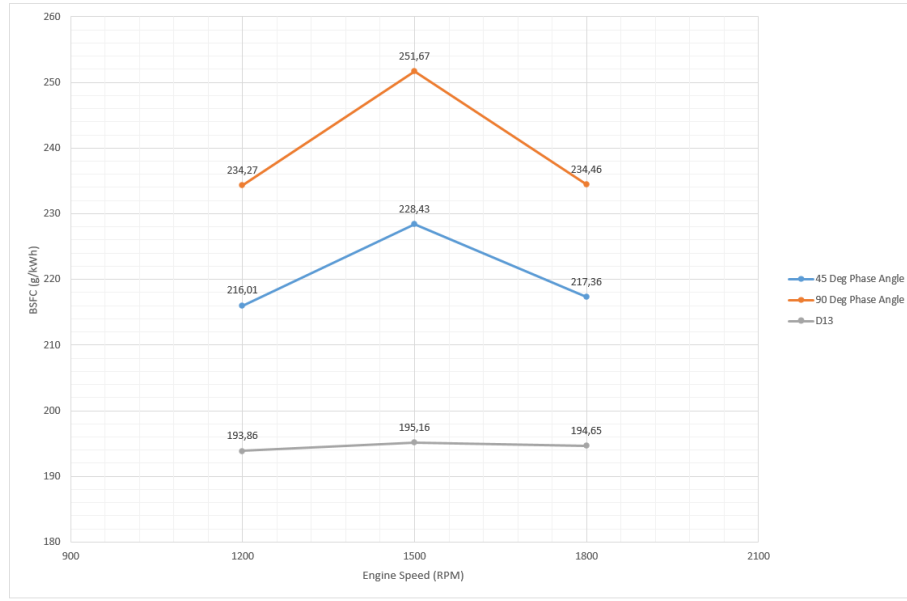
Şekil 5.14: %100 yük koşullarında farklı faz açılarında ve farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor döndürme momenti (Nm) karşılaştırması.

Tam yükte ve 30 mm ara kanal çapında, 180 derecelik faz açısı ile konumlu durumda iken sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modeline ait özgül yakıt tüketimi normal bir silindirli motor modeline göre 1200 d/d' da yaklaşık %22,1, 1500 d/d' da yaklaşık %24,2, 1800 d/d' da yaklaşık %22,3 oranında daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Ara kanal çapı 35 mm olduğunda ise bu oran aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %25,6; %26,2 ve %25,5 fazla olmaktadır (Şekil 5.15).



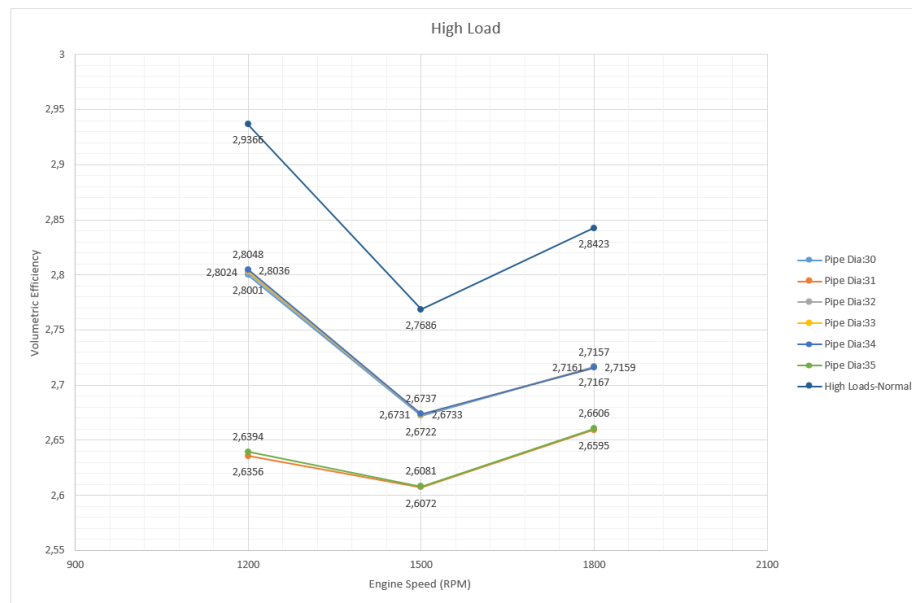
Şekil 5.15: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor özgül yakıt tüketimi (g/kWh) karşılaştırması.

Yine tam yükte, 45°KMA ve 90°KMA faz açıları değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli modele uygulandığında özgül yakıt tüketimi verileri Şekil 5.16' da gösterilmiştir. Sonuçlara göre 45°KMA faz farkı 35 mm ara kanal çapı ve tam yükte uygulandığında özgül yakıt tüketimi, normal bir silindirli motor modeline göre 1200 d/d' da yaklaşık %11,4, 1500 d/d' da yaklaşık %17, 1800 d/d' da yaklaşık %11,6 oranında daha fazla olmaktadır. Yine 35 mm ara kanal çapında 90 derecelik faz farkı tam yükte uygulandığında ise özgül yakıt tüketimi, normal bir silindirli motor modeline göre aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %20,8; %28,9 ve %20,4 oranında daha fazla olmaktadır. 45°KMA ve 90°KMA faz açısı uygulanmış sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modeli, 180°KMA faz açısı uygulanma durumuna göre daha verimli olmasına rağmen, özgül yakıt tüketimi tam yükte normal bir silindirli motor modeline göre daha yüksektir (Şekil 5.16).



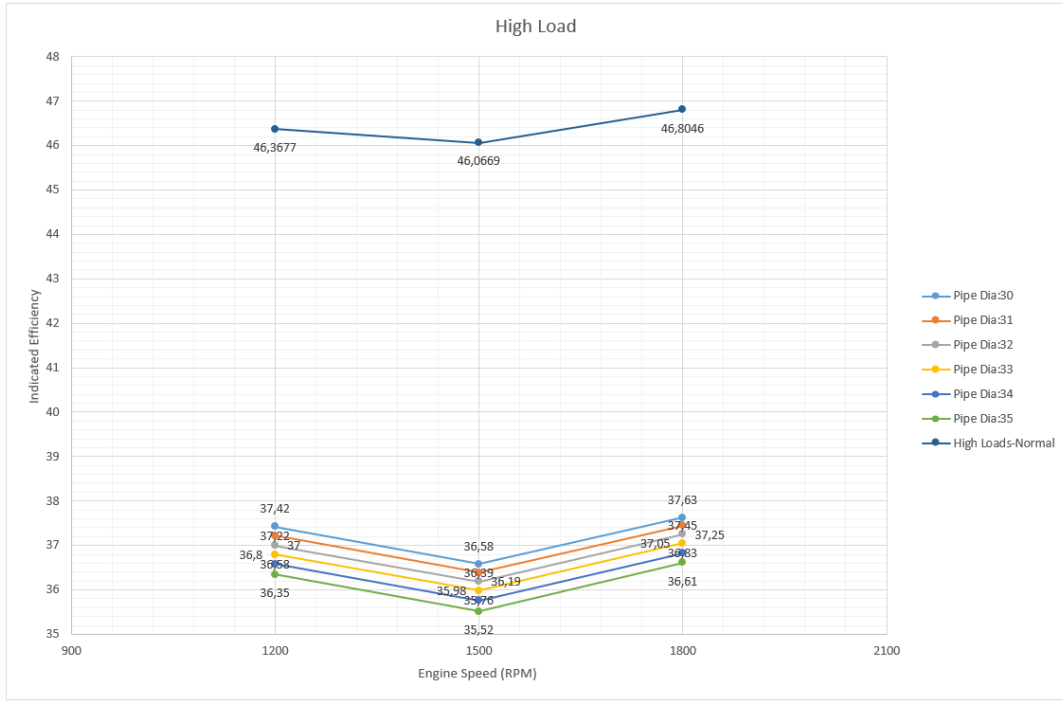
Şekil 5.16: %100 yük koşullarında farklı faz açılarında ve farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor özgül yakıt tüketimi (g/kWh) karşılaştırması.

Tam yükte, sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modeli ile normal bir silindirli motor modeli 30 mm ara kanal çapı için kıyaslandığında, volumetrik verimin 1200 d/d' da yaklaşık %4,5, 1500 d/d' da yaklaşık %3,5, 1800 d/d' da yaklaşık %4,5 oranında daha düşük olduğu görülmüştür. Aynı koşullarda 35 mm ara kanal çapında aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %10,2; %5,8 ve %6,4 oranında sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin az olduğu görülmektedir (Şekil 5.17).



Şekil 5.17: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor volumetrik verim karşılaştırması.

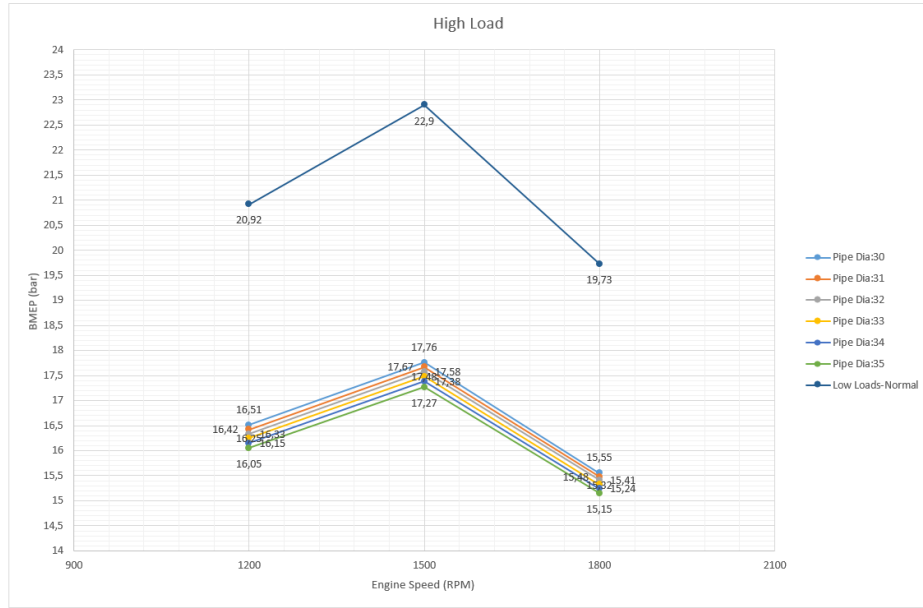
Benzer şekilde indike verim de normal bir silindirli motora kıyasla 30 mm ara kanal çapı için 1200 d/d' da yaklaşık %19,3, 1500 d/d' da yaklaşık %20,6, 1800 d/d' da yaklaşık %19,7 oranında daha düşüktür. Silindirler arası kanal çapı 35 mm olduğunda ise indike verim aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %21,7; %22,9 ve %21,8 oranında normal bir silindirli motor modeli verilerine kıyasla değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor modelinde daha düşüktür (Şekil 5.18).



Şekil 5.18: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor indike verim karşılaştırması.

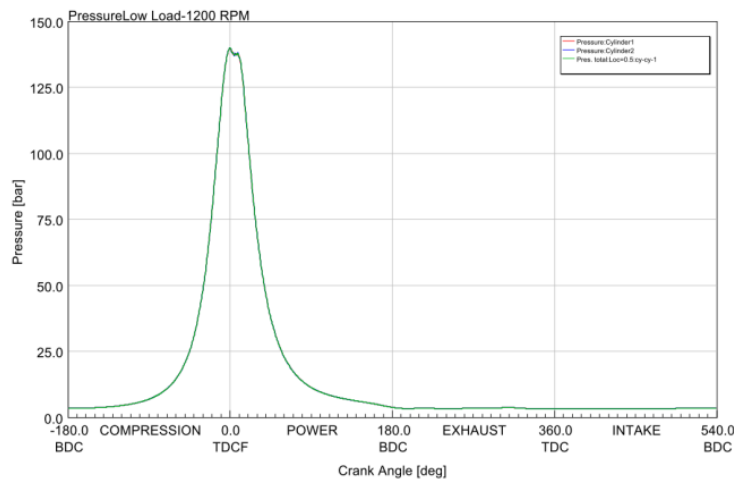
Ortalama efektif basınç (p_{me}) değerleri, tam yükte ve 30 mm ara kanal çapı için karşılaştırıldığında, sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin normal bir silindirli motor modeline göre 1200 d/d' da yaklaşık %21,1, 1500 d/d' da yaklaşık %22,5, 1800 d/d' da yaklaşık %21,2 oranında daha düşük olduğu görülmektedir. Ara kanal çapı 35 mm olduğunda ise bu oran normal bir silindirli motor modeline göre aynı devir sayılarında sırasıyla yaklaşık %23,3; %24,6 ve %23,3 oranında daha düşüktür (Şekil 5.19).

%25 yük koşullarında, ara kanal çapı 35 mm iken ve 1200 d/d' da, 1500 d/d' da ve 1800 d/d' da sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin krank mili açısına göre sıcaklık ve basınç değişimleri sırasıyla Şekil 5.20, Şekil 5.21 ve Şekil 5.22'de verilmiştir. Ayrıca ana silindir, yardımcı silindir ve silindirler arası kanal olarak ayrı ayrı gösterilmiştir.

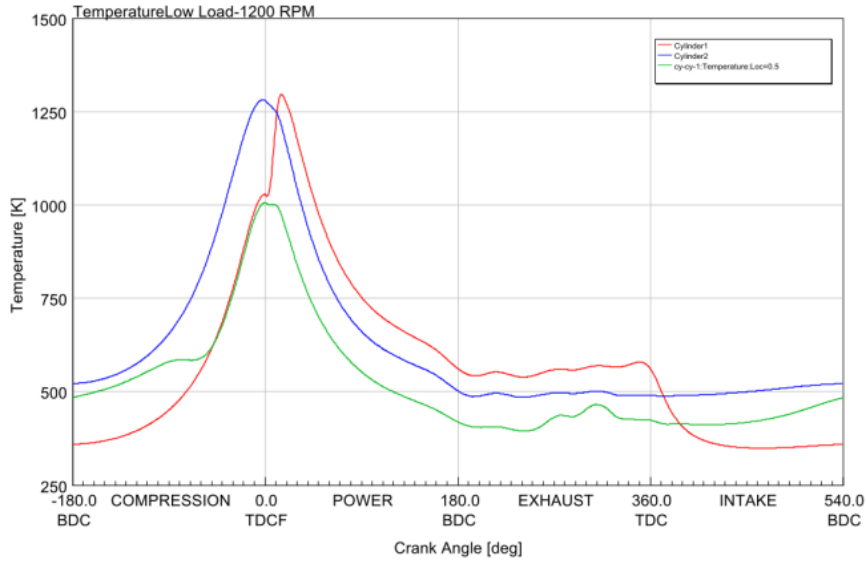


Şekil 5.19: %100 yük koşullarında farklı devirlerde normal ve değişken sıkıştırma oranlı bir silindirli motor modellerinin fren ortalama efektif basınç (pme) karşılaştırması.

Şekil 5.20 ve Şekil 5.21’ de sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin 1200 d/d için basınç değerlerinin ana silindir, yardımcı silindir ve ara kanalda aynı değerleri aldığı görülmektedir. Ana piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 135 bar civarında maksimuma ulaşmıştır. Ana piston ÜÖN’ da iken sıcaklık değerleri ise ana silindir ve yardımcı silindirde yaklaşık 1275°C civarında maksimuma ulaşmış, silindirler arası bağlantıyı sağlayan ara kanalda ise akış etkisinden dolayı 1000°C dolayında maksimum sıcaklığa ulaşmıştır. Bu noktada ana silindirin içindeki gaz sıcaklığı yardımcı silindir içindeki gaz sıcaklığına nazaran 3 ila 5°C kadar daha yüksektir.

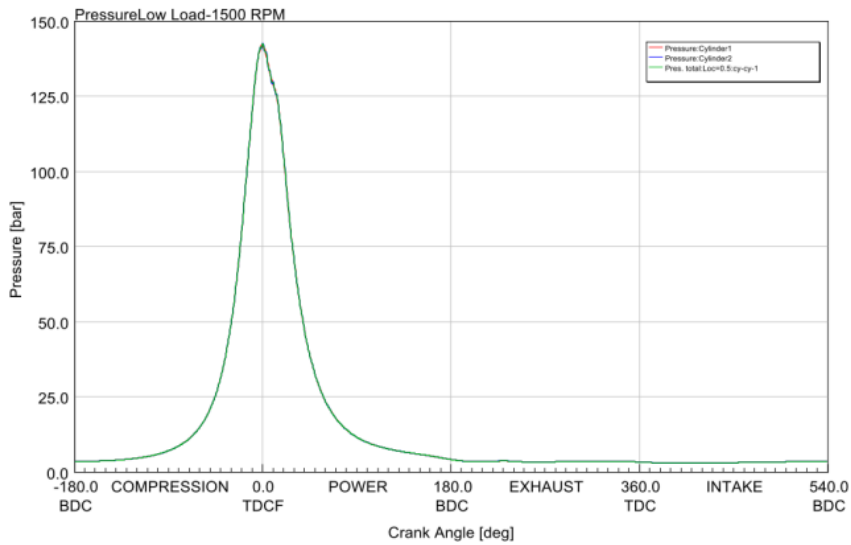


Şekil 5.20: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1200 d/d’ da silindir içi basınç değişimi.

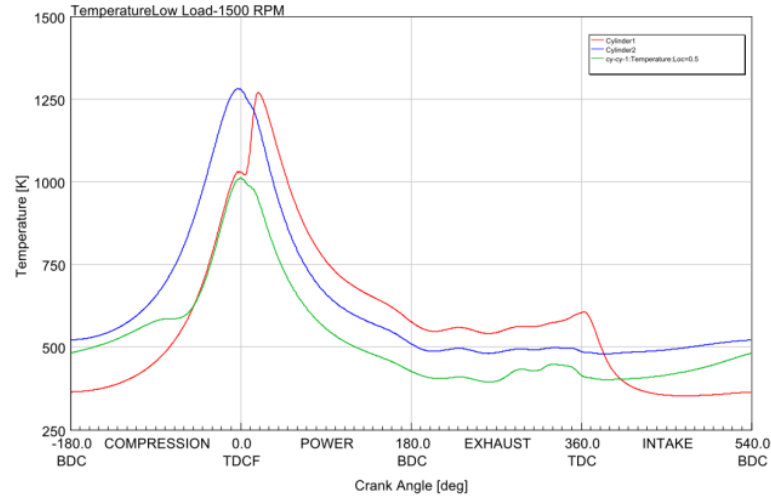


Şekil 5.21: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1200 d/d’ da silindir içi sıcaklık değişimi.

Şekil 5.22 ve Şekil 5.23’ te sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin 1500 d/d için basınç değerlerinin ana silindir, yardımcı silindir ve ara kanalda yine aynı değerleri aldığı görülmektedir. Ana piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 140 bar civarında maksimuma ulaşmıştır. Yine ana piston ÜÖN’ da iken sıcaklık değerleri ise ana silindir ve yardımcı silindirde yaklaşık 1275°C civarında maksimuma ulaşmıştır. Bu noktada ana silindirin içindeki gaz sıcaklığı yardımcı silindir içindeki gaz sıcaklığına nazaran 3 ila 5°C kadar daha düşüktür. Silindirler arası bağlantıyı sağlayan ara kanalda ise akış etkisinden dolayı 1000°C dolayında maksimum sıcaklığa ulaşmıştır.

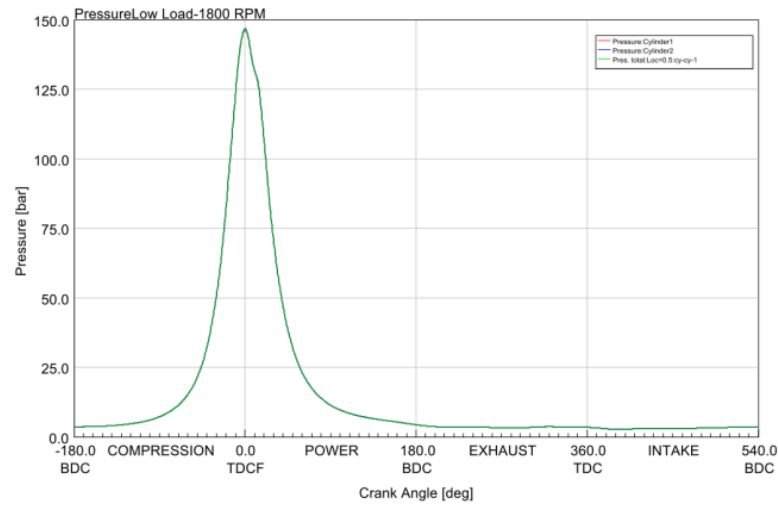


Şekil 5.22: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1500 d/d’ da silindir içi basınç değişimi.

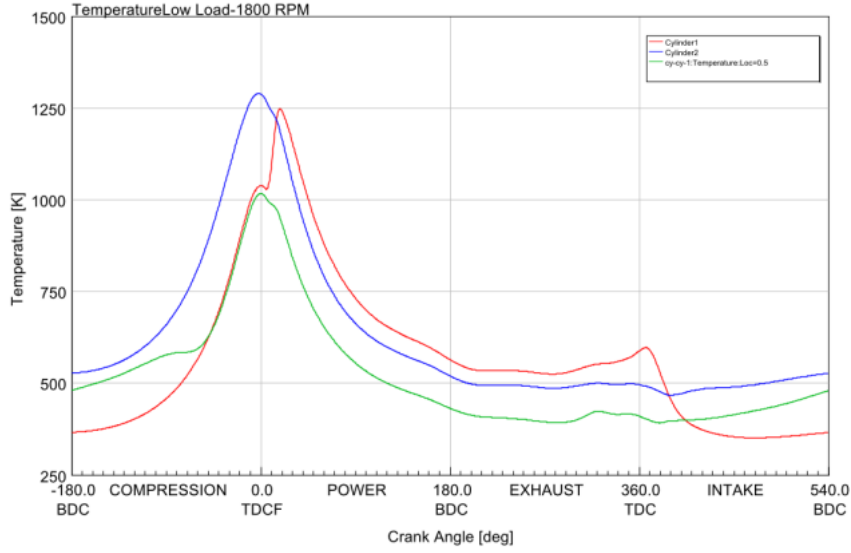


Şekil 5.23: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1500 d/d’ da silindir içi sıcaklık değişimi.

Şekil 5.24 ve Şekil 5.25’ te ise sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin 1800 d/d için basınç değerlerinin ana silindir, yardımcı silindir ve ara kanalda aynı değerleri aldığı görülmektedir. Ana piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 145 bar civarında maksimuma ulaşmıştır. Ana piston ÜÖN’ da iken sıcaklık değerleri, ana silindirde yaklaşık 1250°C ve yardımcı silindirde ise yaklaşık 1275°C civarında maksimuma ulaşmış, silindirler arası bağlantıyı sağlayan ara kanalda ise akış etkisinden dolayı 1000°C dolayında maksimum sıcaklığa ulaşmıştır. Bu noktada ana silindirin içindeki gaz sıcaklığı yardımcı silindir içindeki gaz sıcaklığına nazaran 20°C kadar daha düşüktür. Motor çalışma devri arttıkça yardımcı silindir ile ana silindir içindeki gaz sıcaklık farkının da küçük bir miktar arttığı görülmektedir.



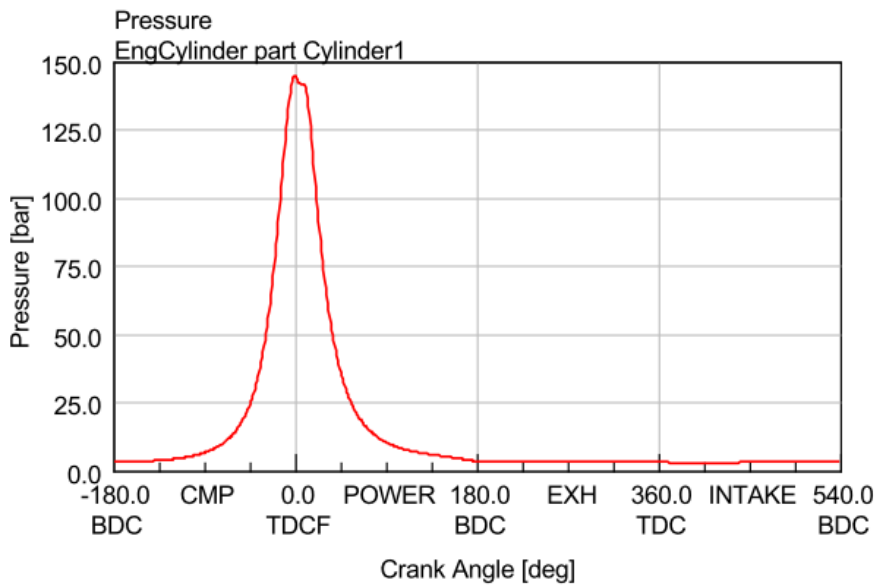
Şekil 5.24: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1800 d/d’ da silindir içi basınç değişimi.



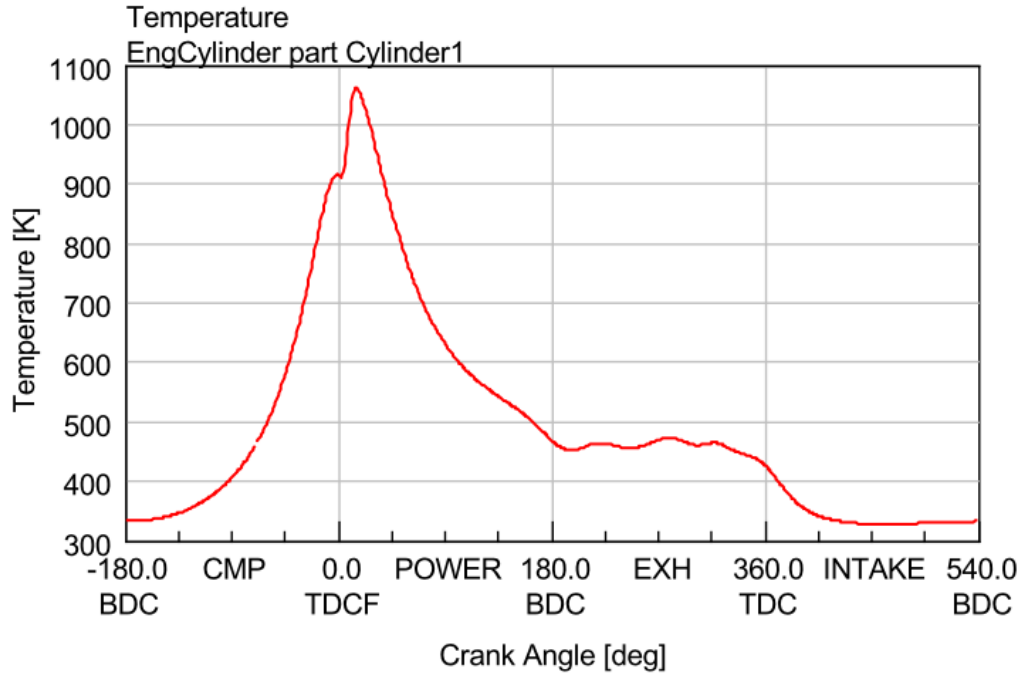
Şekil 5.25: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %25 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1800 d/d’ da silindir içi sıcaklık değişimi.

%25 yük koşullarında ve 1200 d/d’ da, 1500 d/d’ da ve 1800 d/d’ da normal bir silindirli motor modelinin krank mili açısına göre sıcaklık ve basınç değişimleri sırasıyla Şekil 5.26, Şekil 5.27, Şekil 5.28, Şekil 5.29, Şekil 5.30 ve Şekil 5.31’de verilmiştir.

Şekil 5.26 ve Şekil 5.27’ de normal bir silindirli motor modelinin 1200 d/d için basınç değerlerinin piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 145 bar civarında maksimuma ulaşmıştır. Piston ÜÖN’ da iken silindir içindeki sıcaklık değerleri ise yaklaşık 1070°C civarında maksimuma ulaşmıştır.

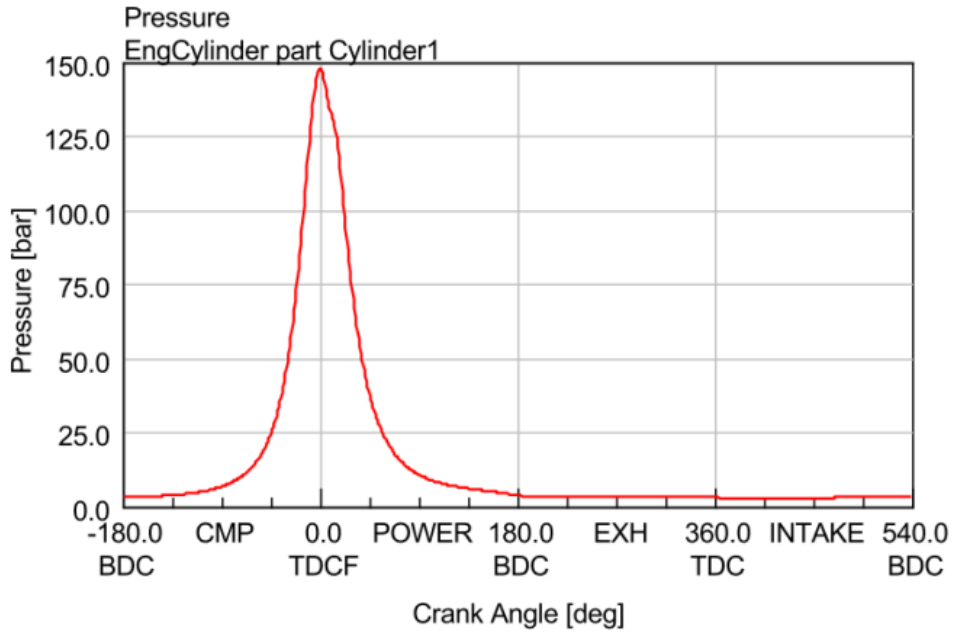


Şekil 5.26: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1200 d/d’ da sistemin silindir içi basınç değişimi.

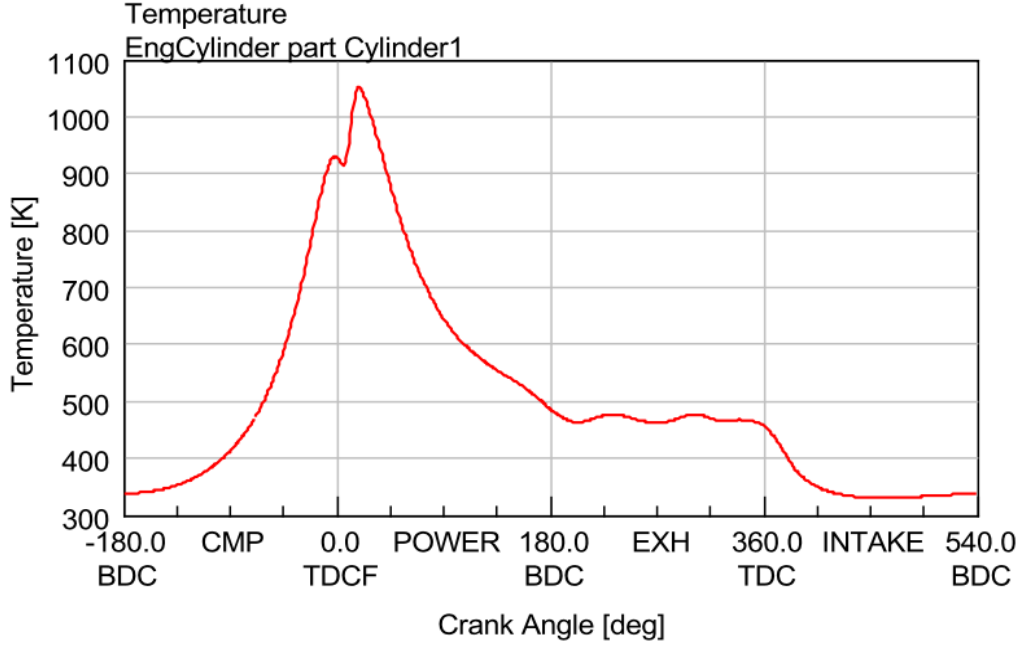


Şekil 5.27: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1200 d/d’ da sistemin silindir içi sıcaklık değişimi.

Şekil 5.28 ve Şekil 5.29’ da normal bir silindirli motor modelinin 1500 d/d için basınç değerlerinin piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 150 bar civarında maksimuma ulaşmıştır. Piston ÜÖN’ da iken silindir içindeki sıcaklık değerleri ise yaklaşık 1050°C civarında maksimuma ulaşmıştır.

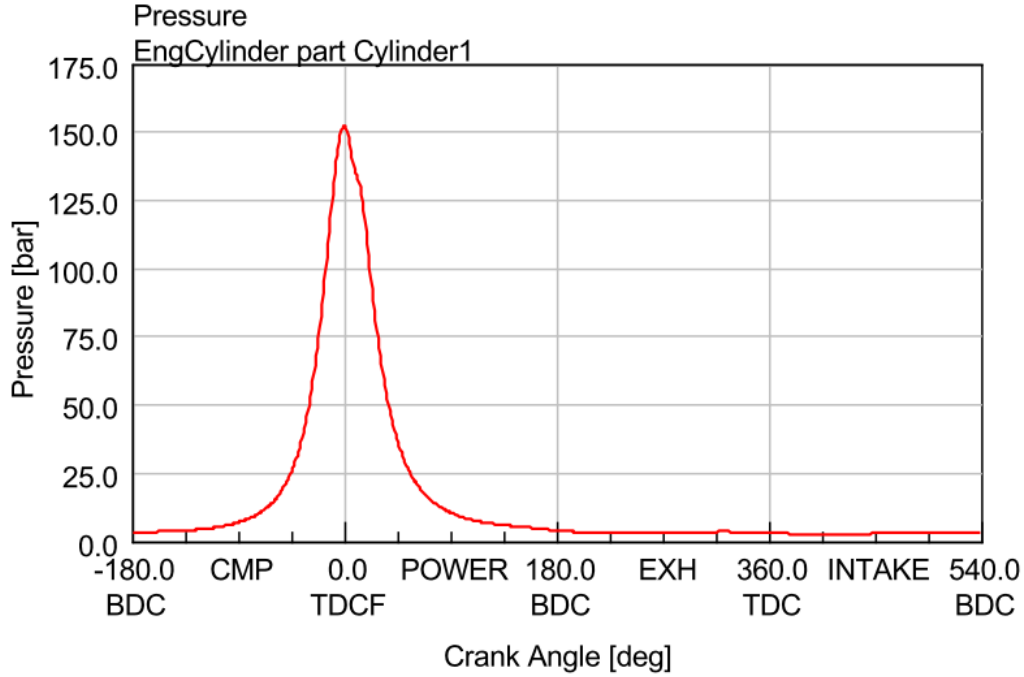


Şekil 5.28: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1500 d/d’ da sistemin silindir içi basınç değişimi.

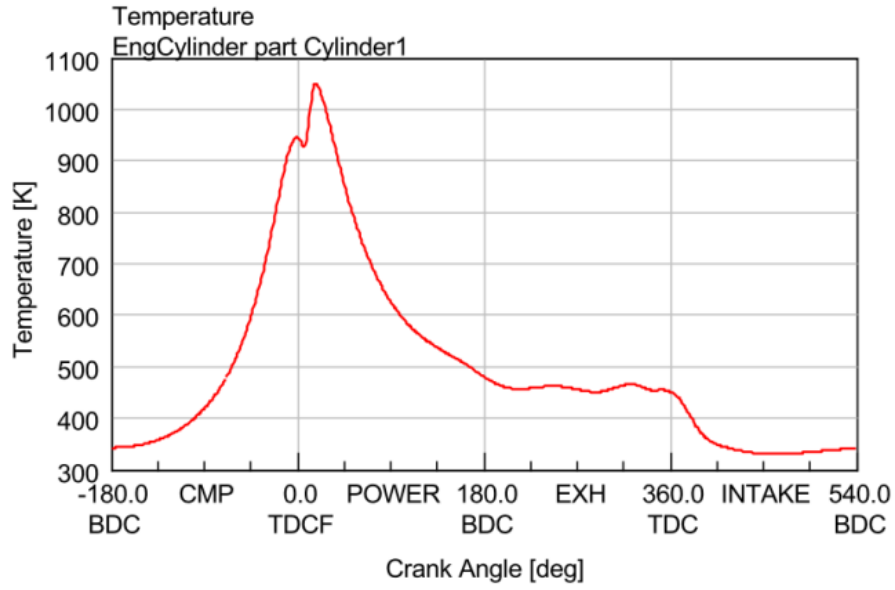


Şekil 5.29: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1500 d/d’ da sistemin silindir içi sıcaklık değişimi.

Şekil 5.30 ve Şekil 5.31’ de ise normal bir silindirli motor modelinin 1800 d/d için basınç değerlerinin, piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 155 bar civarında maksimuma ulaşmıştır. Piston ÜÖN’ da iken silindir içindeki sıcaklık değerleri ise yine yaklaşık 1050°C civarında maksimuma ulaşmıştır.



Şekil 5.30: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1800 d/d’ da sistemin silindir içi basınç değişimi.



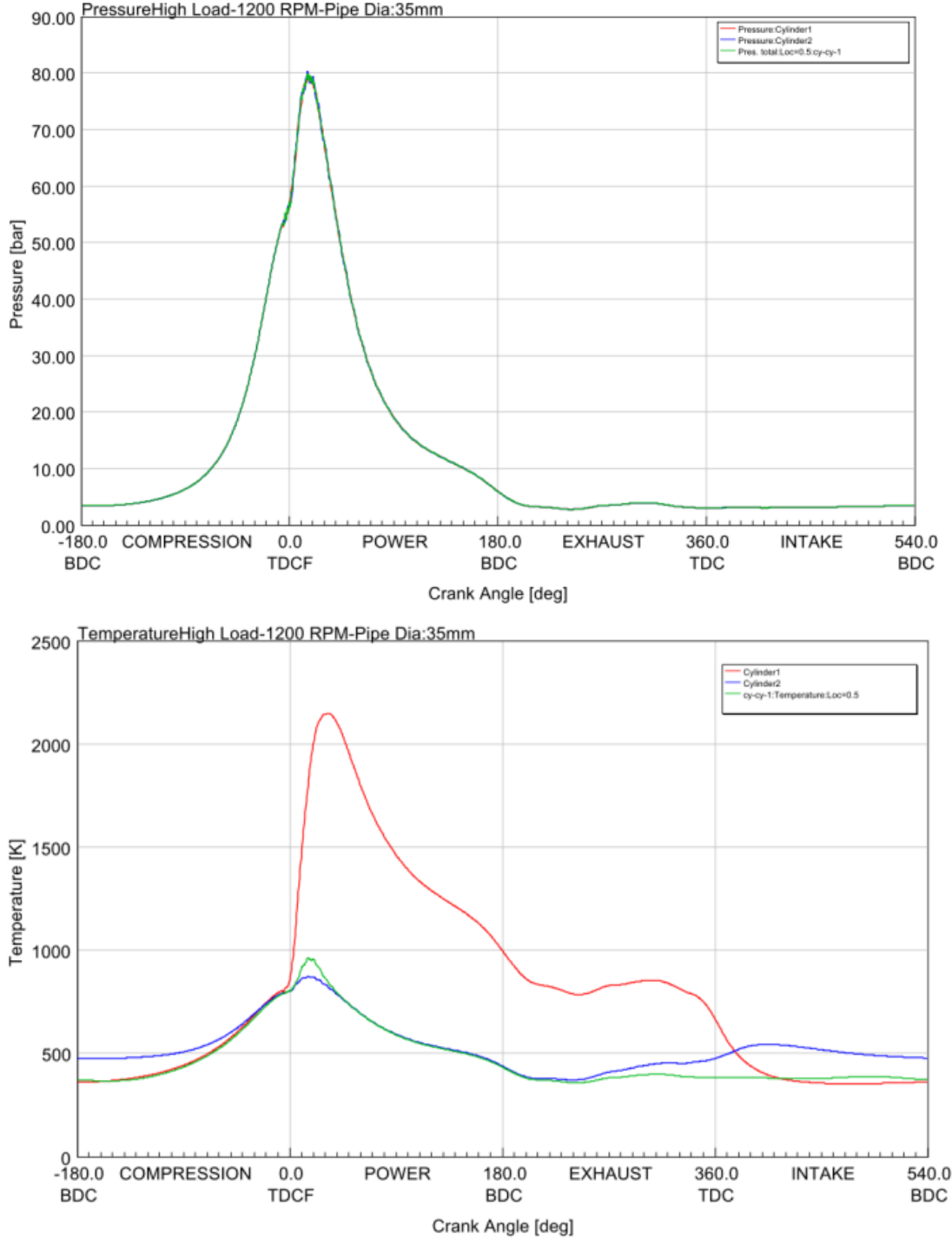
Şekil 5.31: Normal bir silindirli motor modelinin %25 yükte (0° KMA faz farkı) ve 1800 d/d’ da sistemin silindir içi sıcaklık değişimi.

%100 yük koşullarında, ara kanal çapı 35 mm iken ve 1200 d/d’ da, 1500 d/d’ da ve 1800 d/d’ da sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin krank mili açısına göre sıcaklık ve basınç değişimleri sırasıyla Şekil 5.32, Şekil 5.33 ve Şekil 5.34’ te verilmiştir. Ayrıca ana silindir, yardımcı silindir ve silindirler arası kanal olarak ayrı ayrı gösterilmiştir.

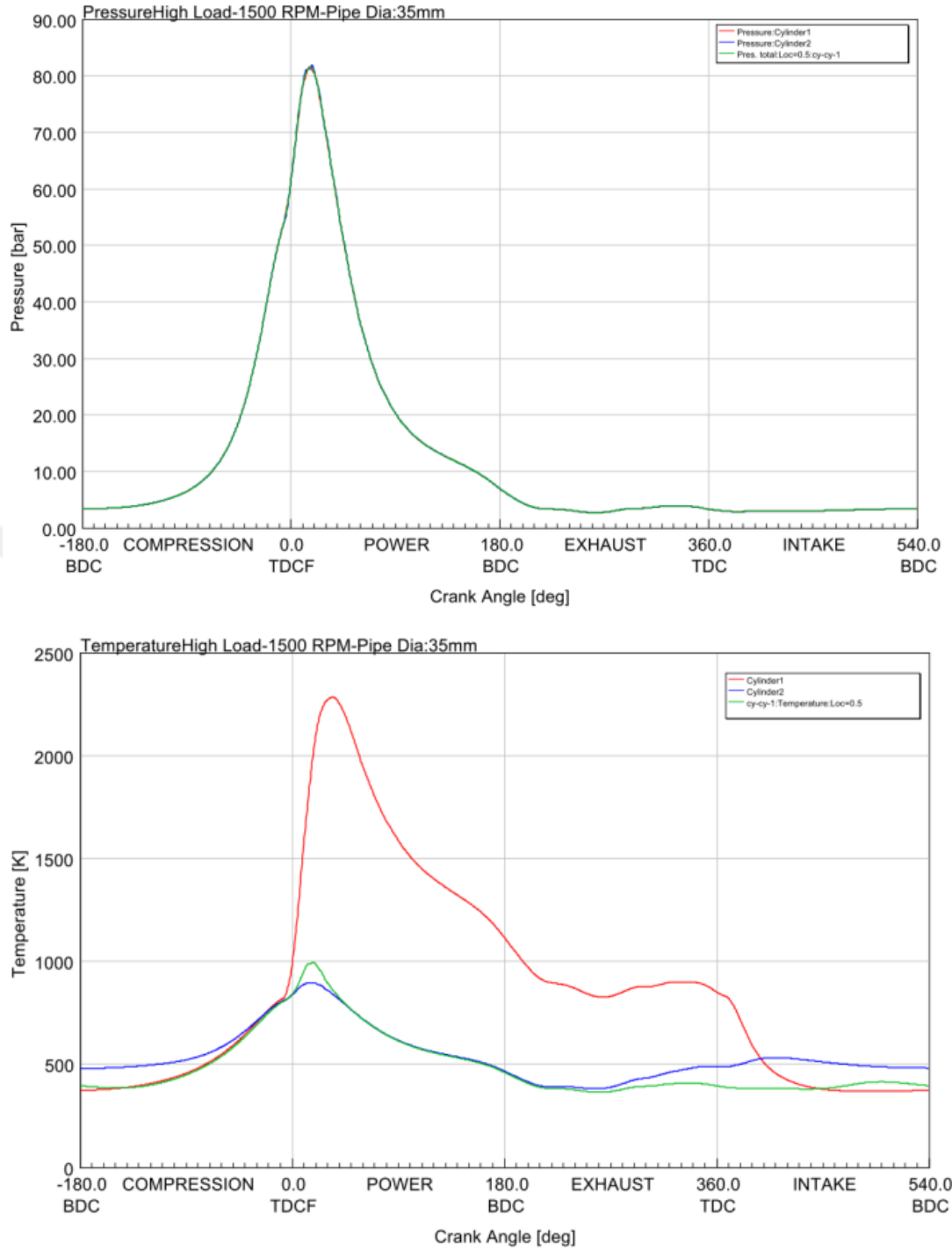
Şekil 5.32’ te sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin 1200 d/d için basınç değerlerinin ana silindir, yardımcı silindir ve ara kanalda aynı değerleri aldığı görülmektedir. Ana piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 80 bar civarında maksimuma ulaşmıştır. Ana piston ÜÖN’ da iken sıcaklık değerleri ise ana silindirde yaklaşık 2150°C ’ de, yardımcı silindirde yaklaşık 900°C civarında maksimuma ulaşmış, silindirler arası bağlantıyı sağlayan ara kanalda ise yaklaşık 980°C dolayında maksimum sıcaklığa ulaşmıştır. Bu sıcaklık farkının sebebi 180° KMA faz farkından dolayı ana piston ÜÖN’ da iken yardımcı silindirde emme strokunda silindir içerisine alınan taze havanın bulunmasıdır. Ara kanal sıcaklığı da bu akıştan dolayı daha düşük sıcaklıktadır.

Şekil 5.33’ de ise sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin 1500 d/d için basınç değerlerinin ana silindir, yardımcı silindir ve ara kanalda yine aynı değerleri aldığı görülmektedir. Ana piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 82 bar civarında maksimuma ulaşmıştır. Ana piston ÜÖN’ da iken sıcaklık değerleri ise ana

silindirde yaklaşık 2300°C’ de, yardımcı silindirde yaklaşık 950°C civarında maksimuma ulaşmış, silindirler arası bağlantıyı sağlayan ara kanalda ise yaklaşık 1000°C dolayında maksimum sıcaklığa ulaşmıştır.



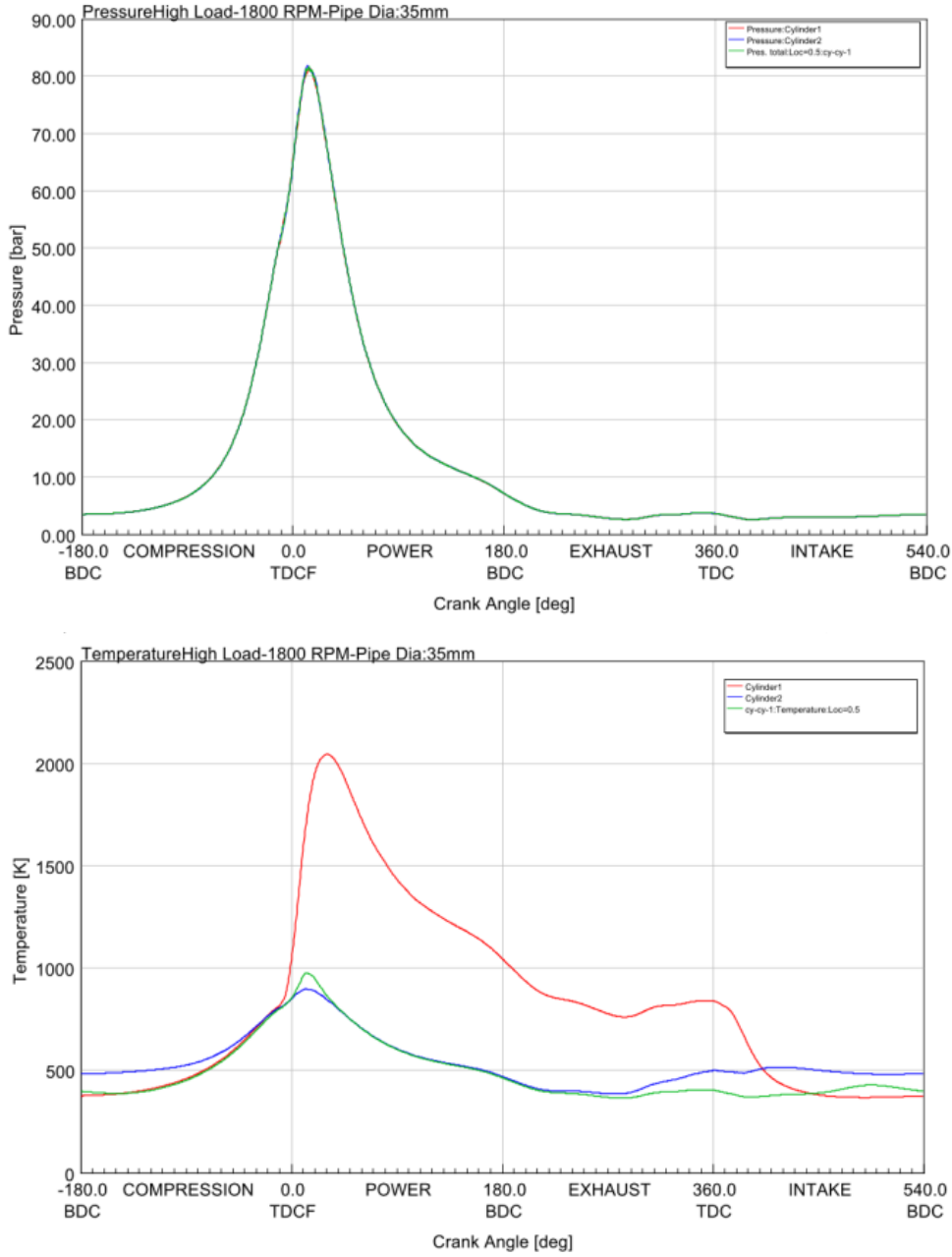
Şekil 5.32: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %100 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1200 d/d’ da silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.



Şekil 5.33: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %100 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1500 d/d’ da silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.

Şekil 5.34’ te sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin 1800 d/d için basınç değerlerinin ana silindir, yardımcı silindir ve ara kanalda aynı değerleri aldığı görülmektedir. Ana piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 1500 d/d’ya benzer şekilde 82 bar civarında maksimuma ulaşmıştır. Ana piston ÜÖN’ da iken sıcaklık değerleri ise ana silindirde yaklaşık 2050°C’ de, yardımcı silindirde yaklaşık 950°C civarında

maksimuma ulaşmış, silindirler arası bağlantıyı sağlayan ara kanalda ise yaklaşık 1000°C dolayında maksimum sıcaklığa ulaşmıştır.

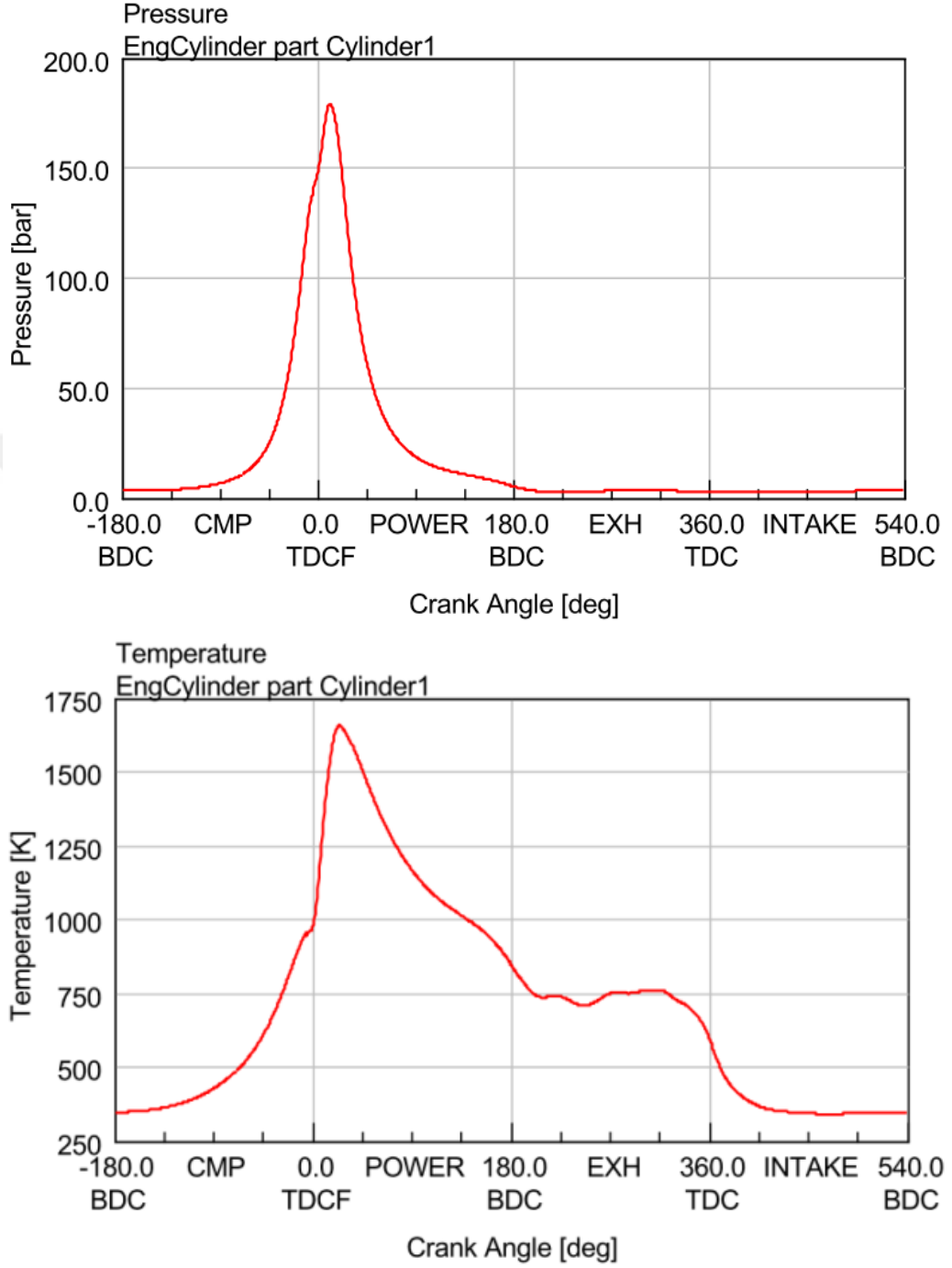


Şekil 5.34: Sıkıştırma oranı değişken bir silindirli motor modelinin %100 yükte (180°KMA faz farkı) ve 1800 d/d’ da silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.

%100 yük koşullarında ve 1200 d/d’ da, 1500 d/d’ da ve 1800 d/d’ da normal bir silindirli motor modelinin krank mili açısına göre sıcaklık ve basınç değişimleri aşağıda sırasıyla Şekil 5.35, Şekil 5.36 ve Şekil 5.37’de verilmiştir.

Şekil 5.35’ te normal bir silindirli motor modelinin 1200 d/d için basınç değerlerinin piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 180 bar civarında maksimuma ulaşmıştır. Piston

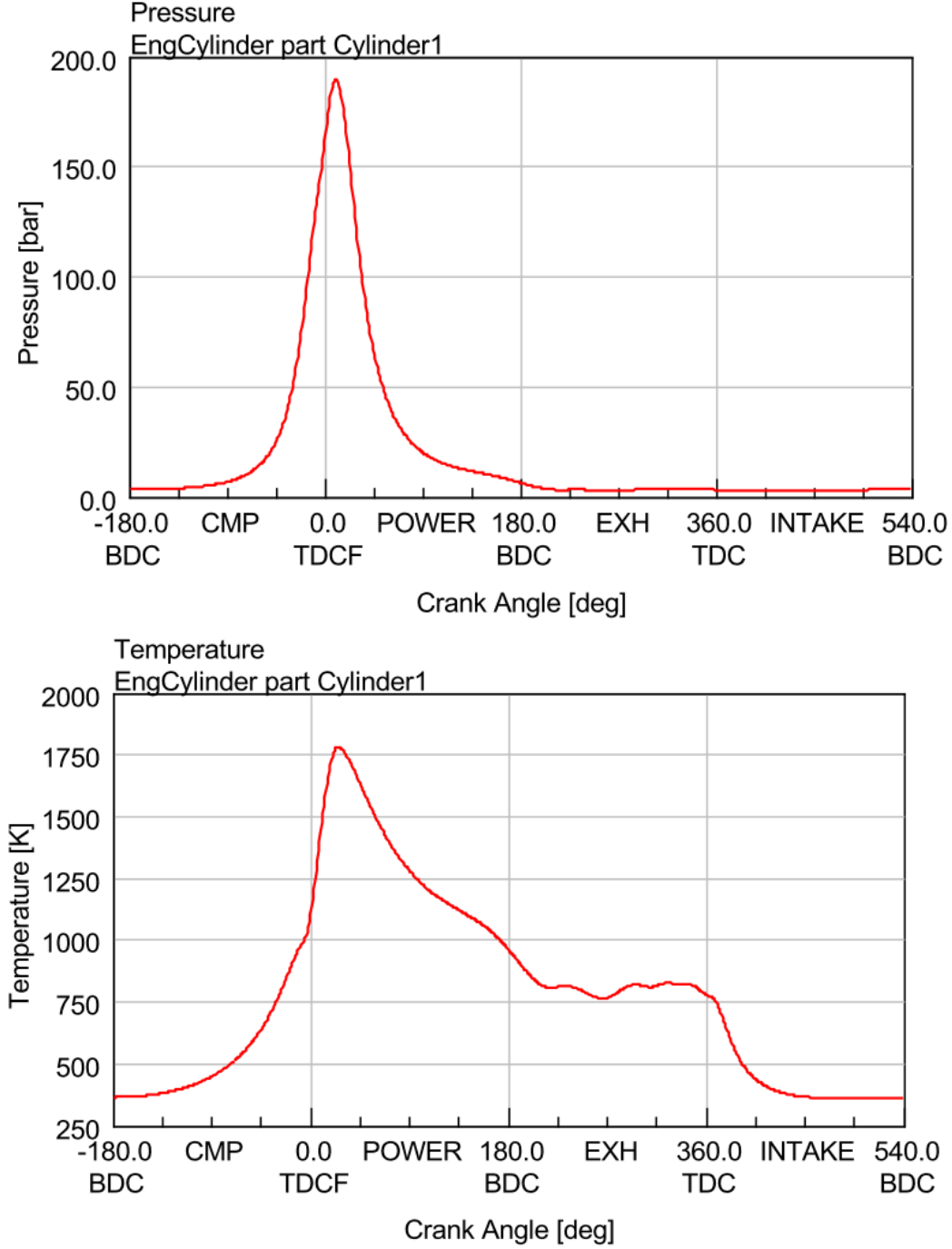
ÜÖN’ da iken silindir içindeki sıcaklık değerleri ise yaklaşık 1700°C civarında maksimuma ulaşmıştır.



Şekil 5.35: Normal bir silindirli motor modelinin %100 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1200 d/d’ da sistemin silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.

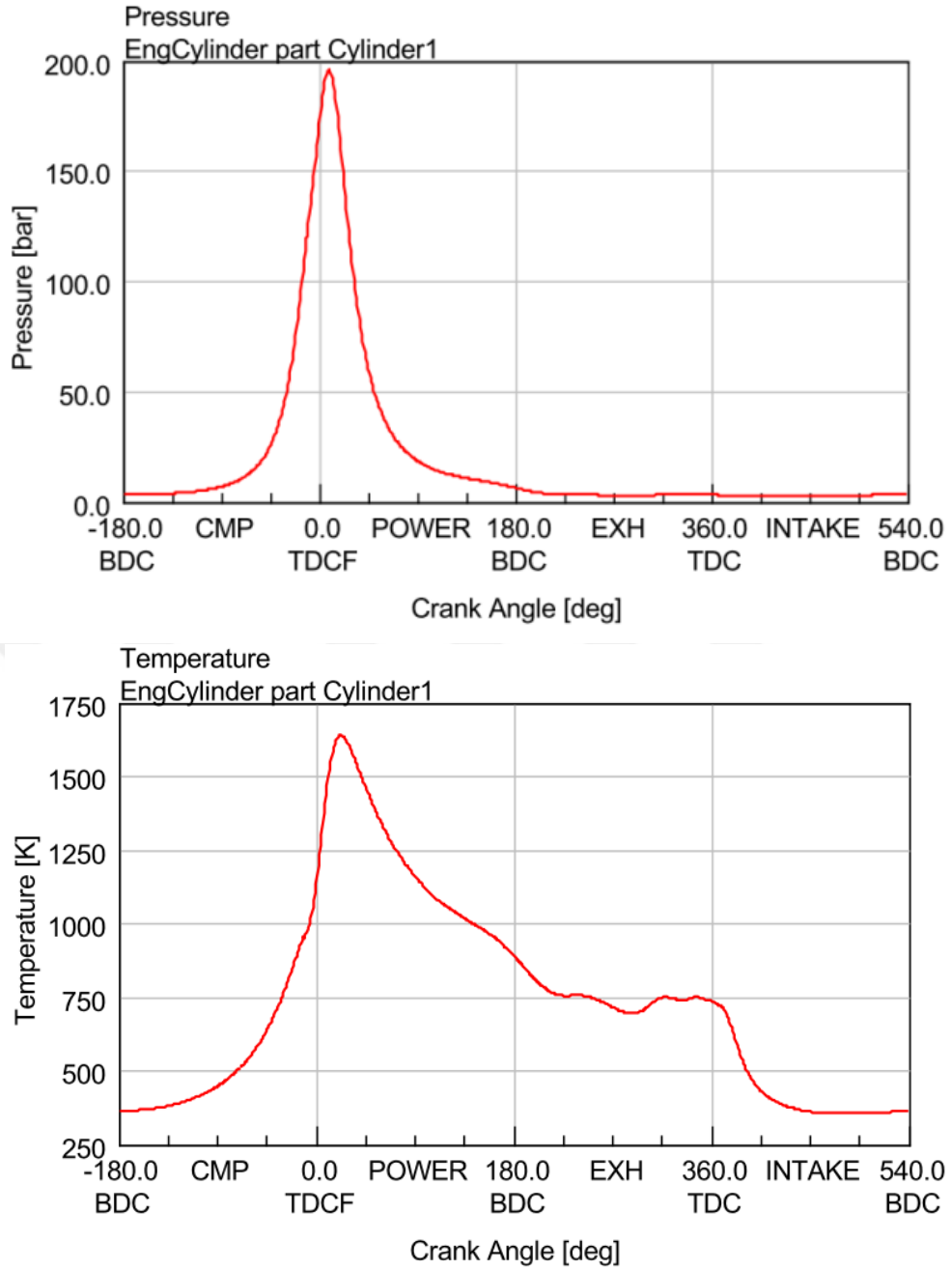
Şekil 5.36’ da ise normal bir silindirli motor modelinin 1500 d/d için basınç değerlerinin piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 190 bar civarında maksimuma

ulaşmıştır. Piston ÜÖN’ da iken silindir içindeki sıcaklık değerleri ise yaklaşık 1760°C civarında maksimuma ulaşmıştır.



Şekil 5.36: Normal bir silindirli motor modelinin %100 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1500 d/d’ da sistemin silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.

Şekil 5.37’ de normal bir silindirli motor modelinin 1800 d/d için basınç değerlerinin piston ÜÖN’ da iken basınç değeri 200 bar civarında maksimuma ulaşmıştır. Piston ÜÖN’ da iken silindir içindeki sıcaklık değerleri ise yaklaşık 1650°C civarında maksimuma ulaşmıştır.



Şekil 5.37: Normal bir silindirli motor modelinin %100 yükte (0°KMA faz farkı) ve 1800 d/d’ da sistemin silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.

5.2 Değerlendirme

Bu çalışmada ana silindire paralel yardımcı silindirli sıkıştırma oranı değiştirilebilir motor tasarımı ilk kez modellenmiş ve simüle edilerek ilk fizibilite sonuçları elde edilmiştir. Tüm bu sonuçlar değerlendirildiğinde, sıkıştırma oranı değişken motor modelinin özellikle şehir içi kullanımlarda, yani kısmi yüklerde, daha avantajlı olduğu görülmektedir. Sıkıştırma oranı değişken motor modeli kısmi yüklerde yaklaşık %16 gibi ciddi bir oranda daha fazla güç ve döndürme momenti üretirken

yaklaşık %14 oranında daha az yakıt tüketimine sahip olduğu görülmüştür. Motor hacmi büyüdükçe bu avantajın artacağı öngörülmektedir. Bu uygulamanın, özellikle ticari araçlarda yakıt ekonomisi sağlaması açısından tercih edilebilecek bir alternatif olması mümkündür. Tam yüklerde, değişken sıkıştırma oranlı motor modeli normal modele %20 oranında daha az güç ve döndürme momenti üretmektedir. Yakıt tüketiminde ise %25 oranında dezavantajlıdır. Ancak tam yüklerde, kısmi yüklerle göre bu avantajının azalması faz açısı değiştirilerek optimize edilebilmektedir. Diğer taraftan üretimi, kontrolü ve maliyeti sebebiyle bir dezavantaja sahip olabilir. Bu çalışmanın devamında, ayrıntılı prototip motor tasarımı ve üretimi yapılarak deneysel çalışmalarla desteklenmesi ve simülasyonlarla korelasyonu sonucu daha kesin fizibilite sonuçlarına ulaşılabilir.



KAYNAKLAR

- [1] **Denny, M.J.** (2014). *Potential Future Engine Cycles for Improved Thermal Efficiency*. (Yüksek lisans tezi). Chalmers University of Technology, Combustion Division, Göteborg.
- [2] **Indian Institute of Technology Guwahati, Department of Mechanical Engineering.** (2010). *Internal Combustion Engines: Variable Compression Ratio Engines* Lecture-32 [PowerPoint slides].
- [3] **Wong, V.W., Erlandsson, O., Lundholm, G., Söderberg, F., Johansson, B.** (1998). Demonstrating the Performance and Emission Characteristics of a Variable Compression Ratio, Alvar-Cycle. *SAE Technical Paper Series*, 982682.
- [4] **Wong, V.W, Stewart, M., Lundholm, G., Höglund, A.** Increased Power Density via Variable Compression/Displacement And Turbocharging Using The Alvar-Cycle Engine, SAE 981027.
- [5] **Url-1** <<http://infinitinews.com/en-US/infiniti/usa/releases/infiniti-vc-turbo-the-world-s-first-production-ready-variable-compression-ratio-engine>>, erişim tarihi 25.12.2016.
- [6] **Sundararajan** (2015). Gas Power cycles. [online] NPTEL IIT Madras. Retrieved from: nptel.ac.in/courses/IIT-MADRAS/Applied_Thermodynamics/Module_4/6_Asd.pdf
- [7] **Taylor, C.** (1966). *The internal-combustion engine in theory and practice*. Cambridge, Mass.: M.I.T. Press, p.33.
- [8] **Heywood, J.** (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill.
- [9] **Url-2** <<http://www.carsdirect.com/car-buying/diesel-fuel-vs-unleaded-gasoline-understand-the-pros-and-cons>>, erişim tarihi 20.8.2016.
- [10] **Rajput, R.** (2007). *Internal combustion engines*. Bangalore, India: Laxmi Publications, pp.226-230.
- [11] **Sharma, B.** (2014). *Air Pollution*. Krishna's, pp.336-350.
- [12] **Url-3** <<http://www.epa.gov/oaqps001/nitrogenoxides/health.html>>, erişim tarihi: 20.8.2016
- [13] **Southernfs,** (2015). Soot in Diesel engines. From: <<http://www.southernfs.com/energy/Documents/Soot%20in%20Diesel%20Engines.pdf>>
- [14] **Wang, R.** (2014). *Predictive Combustion Modeling*. Gamma Technologies.
- [15] **Jung, D. ve N. Assanis, D.** (2001). *Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle*. SAE International.

- [16] **Dec, J. E.** (1997). A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser Sheet Imaging. SAE Paper.
- [17] **Zhao, H.** (2010). Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Boca Raton: CRC Press, p.223.
- [18] **Anitescu, G.** (2012), Green Car Congress. From: <<http://www.greencarcongress.com/2012/05/anitescu-0120504.html>>
- [19] **Khair, K. M. ve Jääskeläinen, H.** (2014). Exhaust Gas Recirculation. From: <[https:// www.dieselnet.com/tech/engine_egr.php](https://www.dieselnet.com/tech/engine_egr.php)>
- [20] **Reifarth, S.** (2010). EGR-Systems for Diesel Engines. (Yüksek lisans tezi). KTH Royal Institute of Technology, Stockholm.
- [21] **Schäfer, F. and Van Basshuysen, R.** (1995). Reduced emissions and fuel consumption automobile engines. Wien: Springer-Verlag.
- [22] **Kitchen, T.** (2015). Common Rail Diesel Fuel System. From: < [https:// personel.omu.edu.tr/docs/ders_dokumanlari/894_52413_1913.pdf](https://personel.omu.edu.tr/docs/ders_dokumanlari/894_52413_1913.pdf).>
- [23] **Diesel net,** (2013). Denso announces 2500 bar common rail injection system. From: <<https://www.dieselnet.com/news/2013/06denso.php>>
- [24] **Badami, M., Mallamo, F., Millo, F. and E E., R.** (2002). Influence of Multiple Injection Strategies on Emissions, Combustion Noise and BSFC of a DI Common Rail Diesel Engine. SAE International.
- [25] **Asad, U., Zheng, M., Han, X., T. Reader, G. and Wang, M.** (2008). Fuel Injection Strategies to Improve Emissions and Efficiency of High Compression Ratio Diesel Engines. SAE International.
- [26] **Rosli, N.** (2011). Effects of split injection and exhaust gas recirculation strategies on combustion and emissions characteristics in a modern V6 diesel engine. (Doktora tezi). University of Birmingham.
- [27] **Venkateshmohan, V. ve Kumar, M.** (2015). Predictive Diesel Combustion Using DI-Pulse in GT-Power. (Yüksek lisans tezi). Chalmers University of Technology, Department of Applied Mechanics, Göteborg.
- [28] **Payri, F., Olmeda, P., Martin, J., & Garcia, A.** (2011). A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines. Applied Energy, 88(12), pp. 4632-4641.
- [29] **Barba, C., Burkhardt, C., Boulouchos, K., & Bargende, M.** (2000). A Phenomenological Combustion Model For Heat Release Rate Prediction In High-Speed DI Diesel Engines With Common Rail Injection.
- [30] **Colin, O., Benkenida, A. and Angelberger, C.** (2003). 3D Modeling of Mixing, Ignition and Combustion Phenomena in Highly Stratified Gasoline Engines. Oil & Gas Science and Technology, 58(1), pp.47-62.
- [31] **Url-4** <http://www.gtisoft.com/applications/a_Engine_Performance.php> , erişim tarihi: 14/11/2016
- [32] **GT-Suite.** (2013), Engine Performance Application Manual, v 7.4.

- [33] **H.Hiroyasu, T.Kadota, M.Arai** (1983), Development and use of a spray combustion modelling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions. Bulletin of JSME 01/1983.
- [34] **Livengood, J., Wu, P.** (1955). Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines. Symposium (International) On Combustion, 5(1), pp. 347-356.
- [35] **Li, P., Zhang, Y., Li, T. and Xie, L.** (2015). Elimination of fuel pressure fluctuation and multi-injection fuel mass deviation of high pressure common-rail fuel injection system. Chinese Journal of Mechanical Engineering.
- [36] **Ozama, J. (2014).** Denso injector GT suite model operation manual.
- [37] **Deniz, O.** (2008). İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları. Yıldız Teknik Üniversitesi, Dep. Of Mechanical Eng. Automotive Sciences Subdivision. İstanbul.

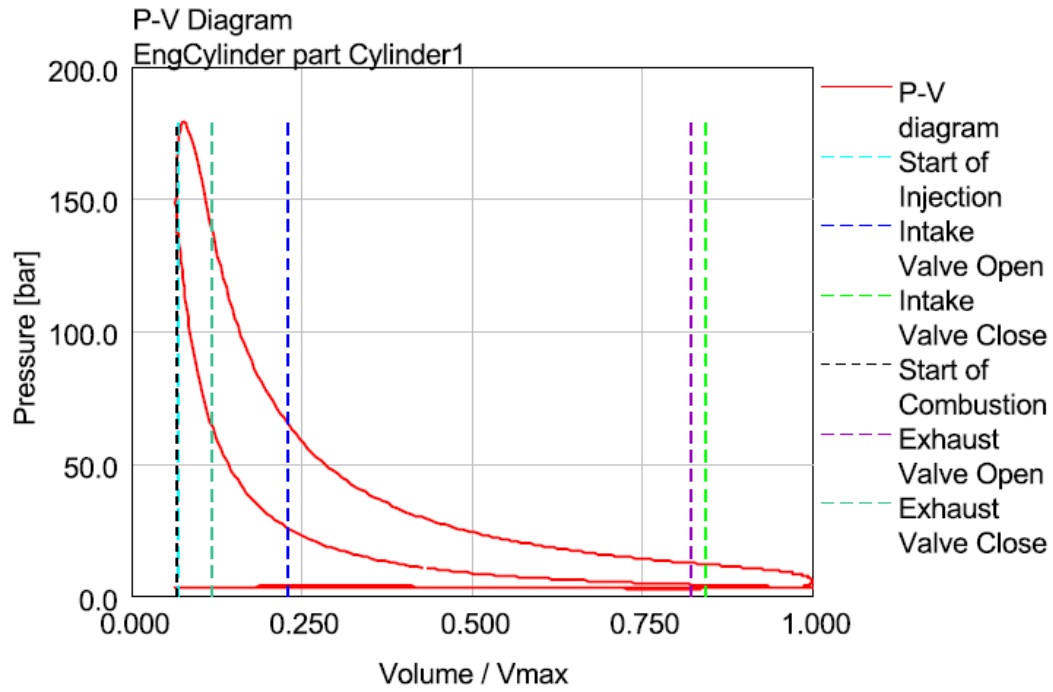


EKLER

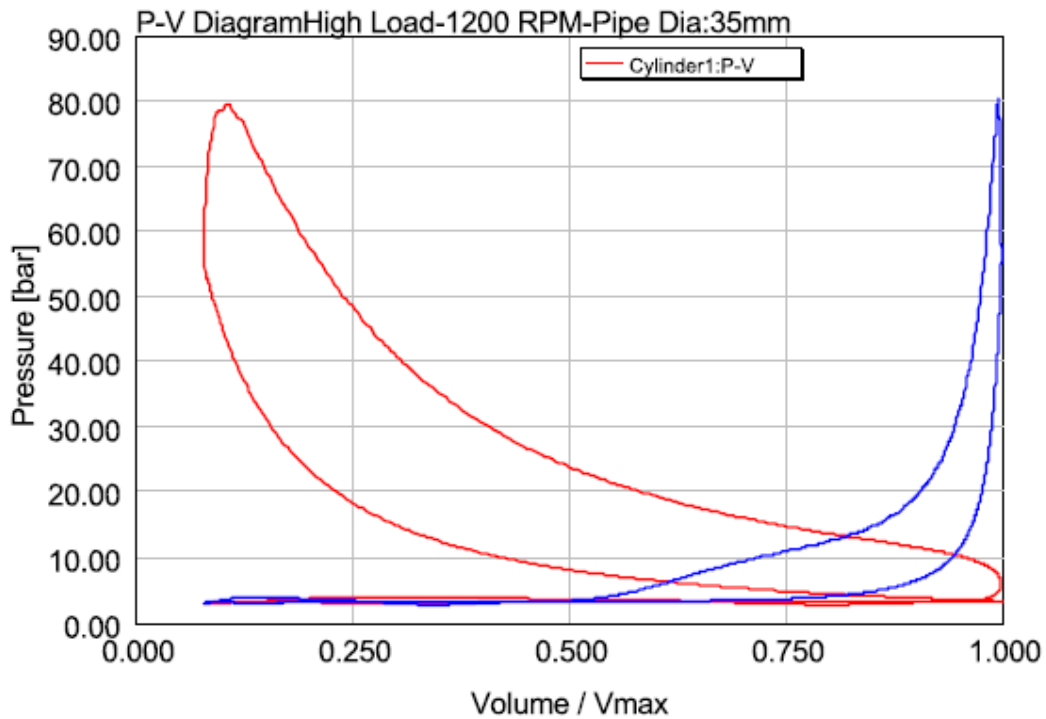
EK A: 1200, 1500 ve 1800 d/d için tam yükte ve %25 yükte sıkıştırma oranı değişken ve normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramları



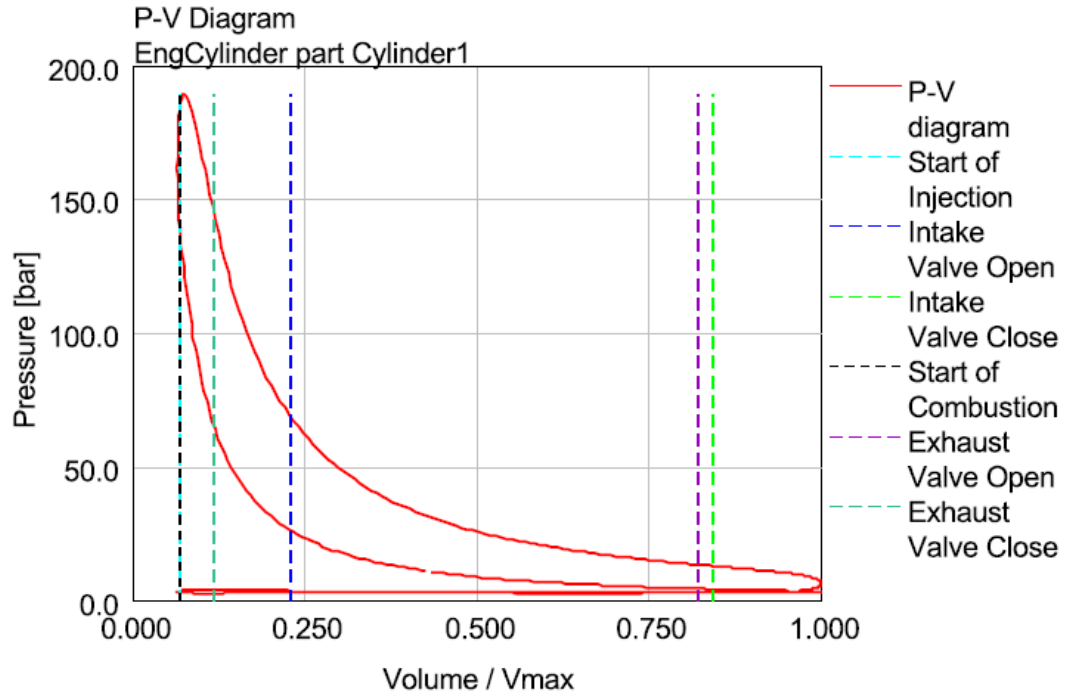
EK A



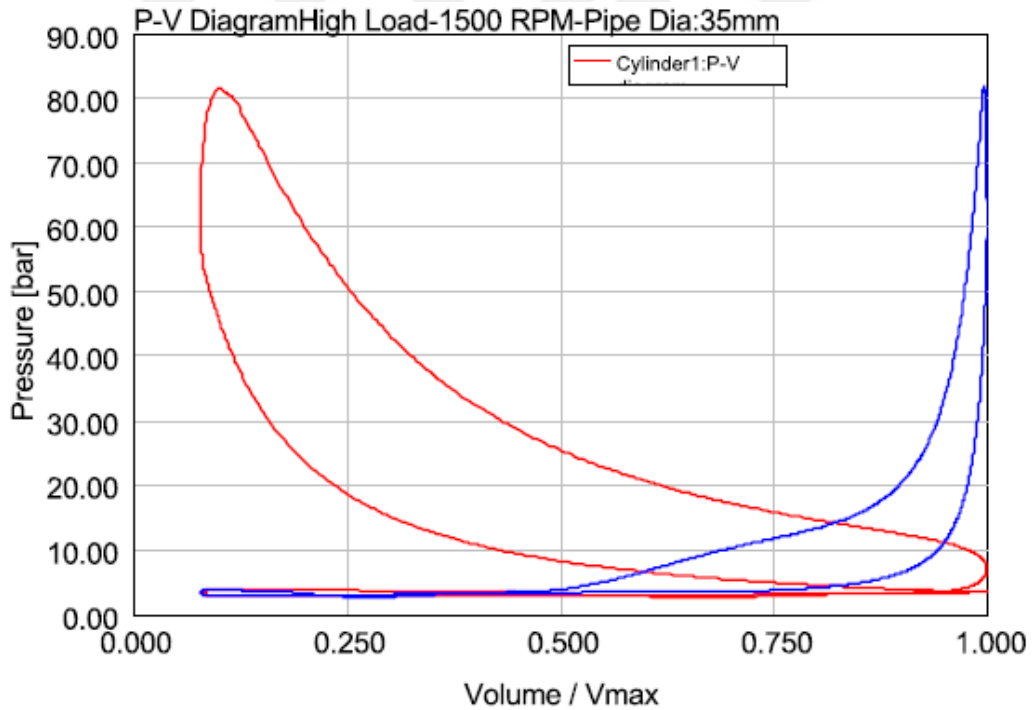
Şekil A.0.1: 1200 d/d'da %100 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.



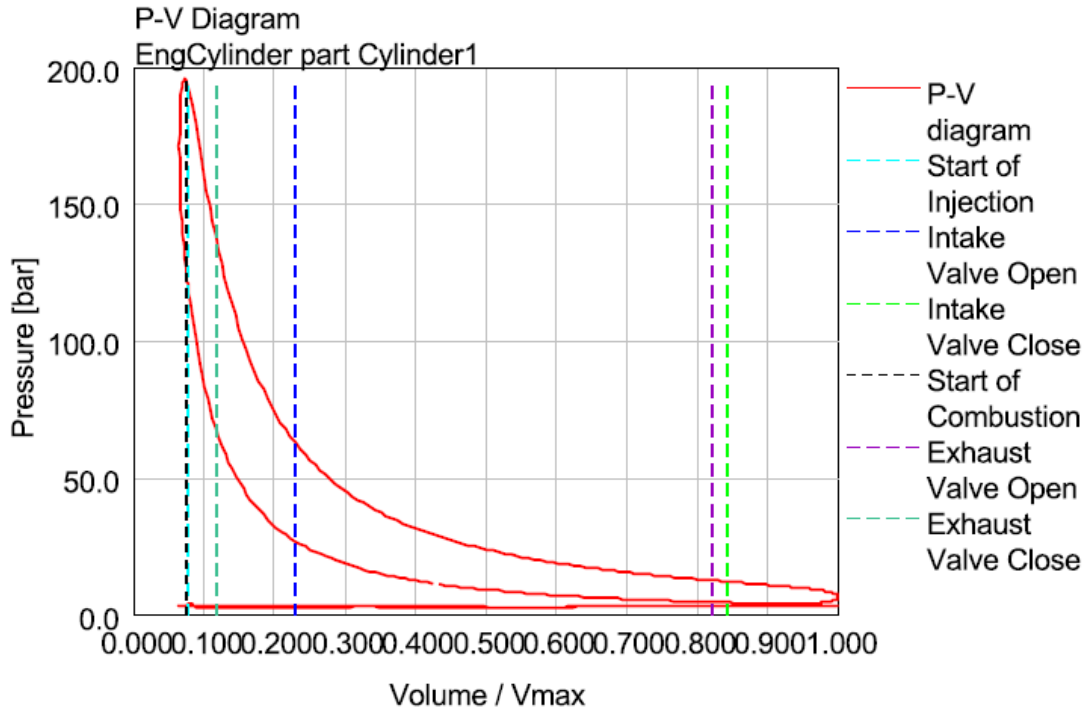
Şekil A.0.2: 1200 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %100 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.



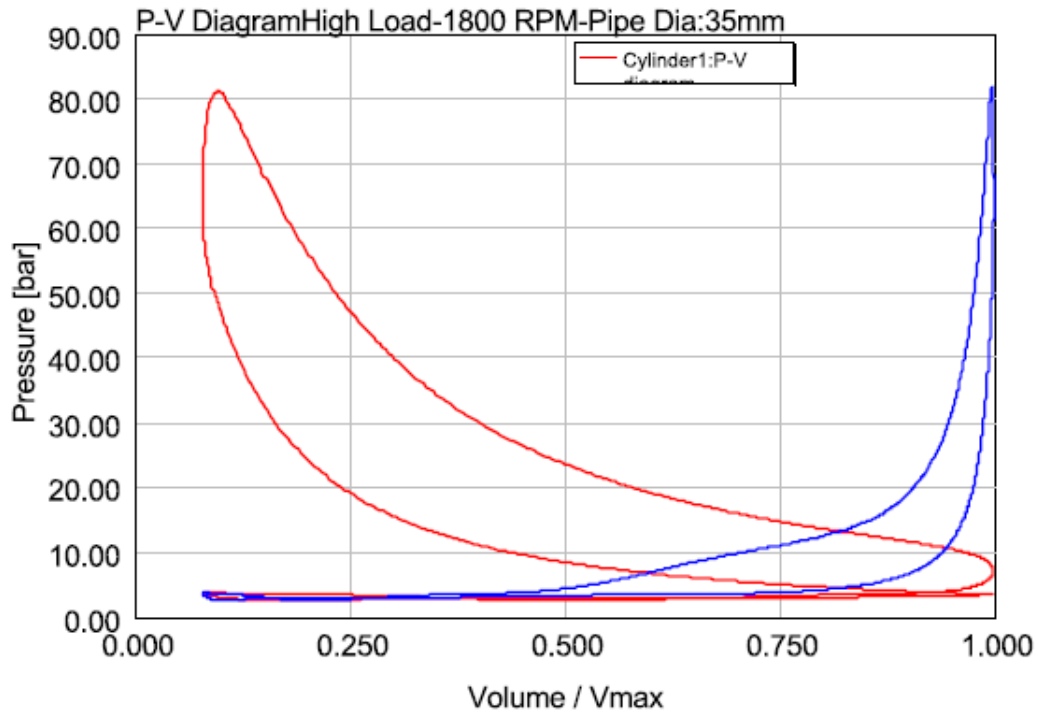
Şekil A.0.3: 1500 d/d'da %100 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.



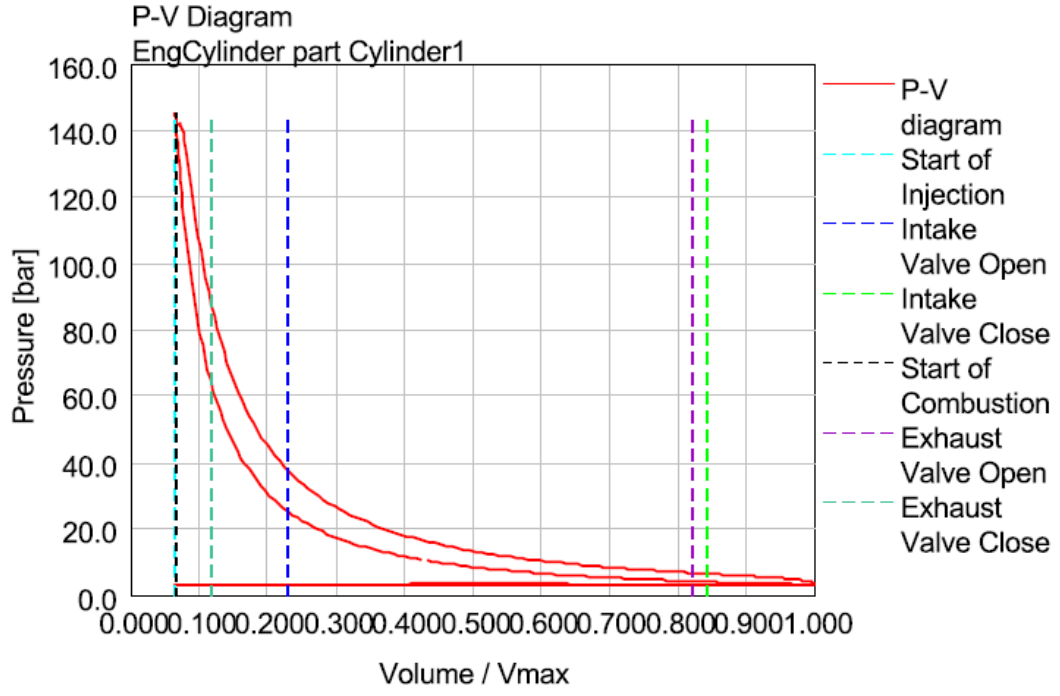
Şekil A.0.4: 1500 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %100 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.



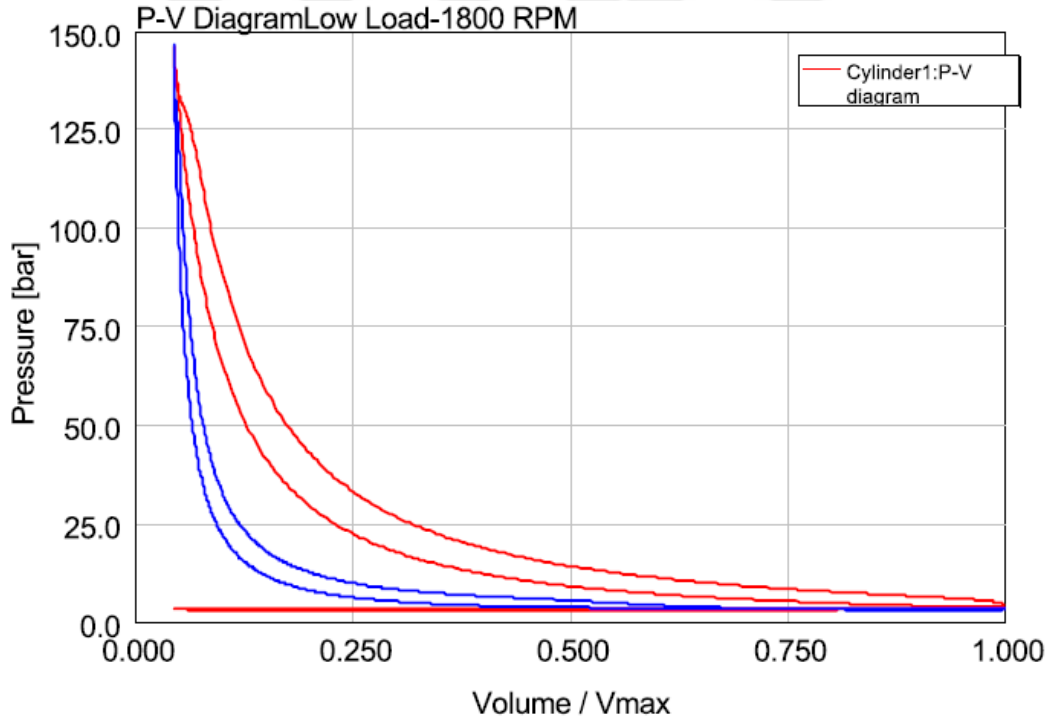
Şekil A.0.5: 1800 d/d'da %100 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.



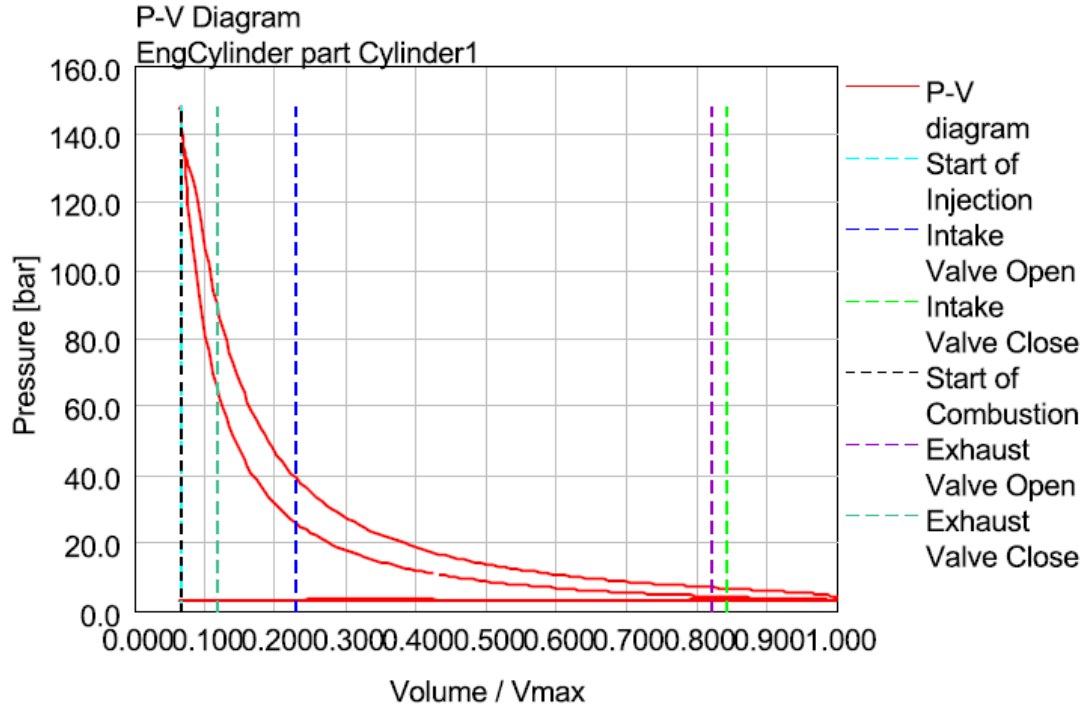
Şekil A.0.6: 1800 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %100 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.



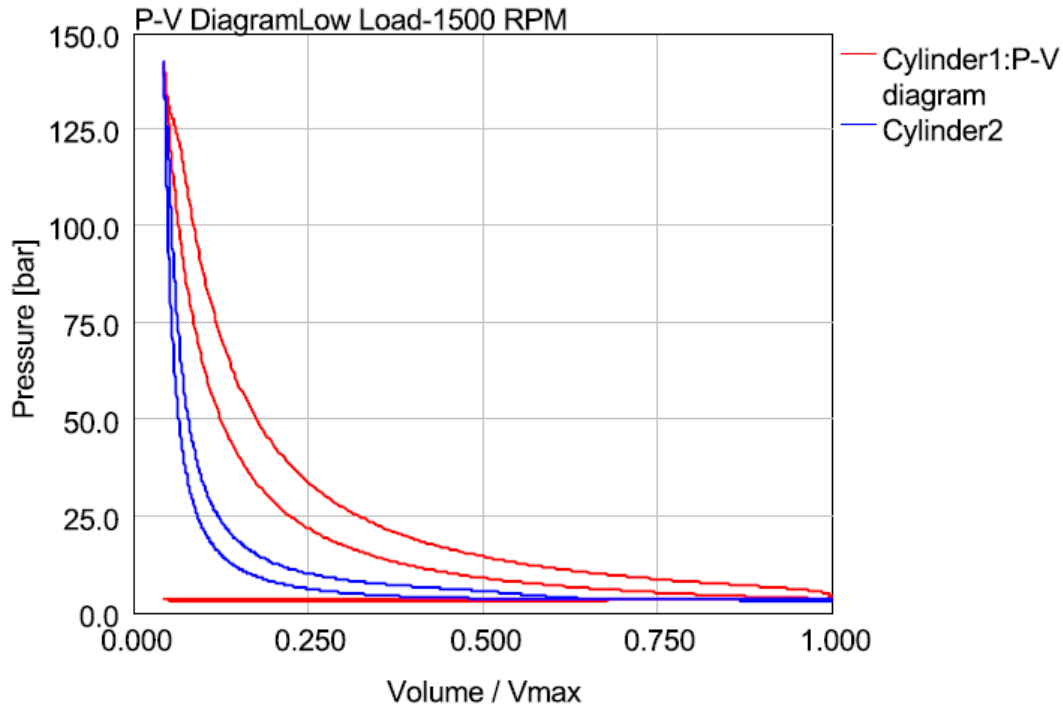
Şekil A.0.7: 1200 d/d'da %25 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.



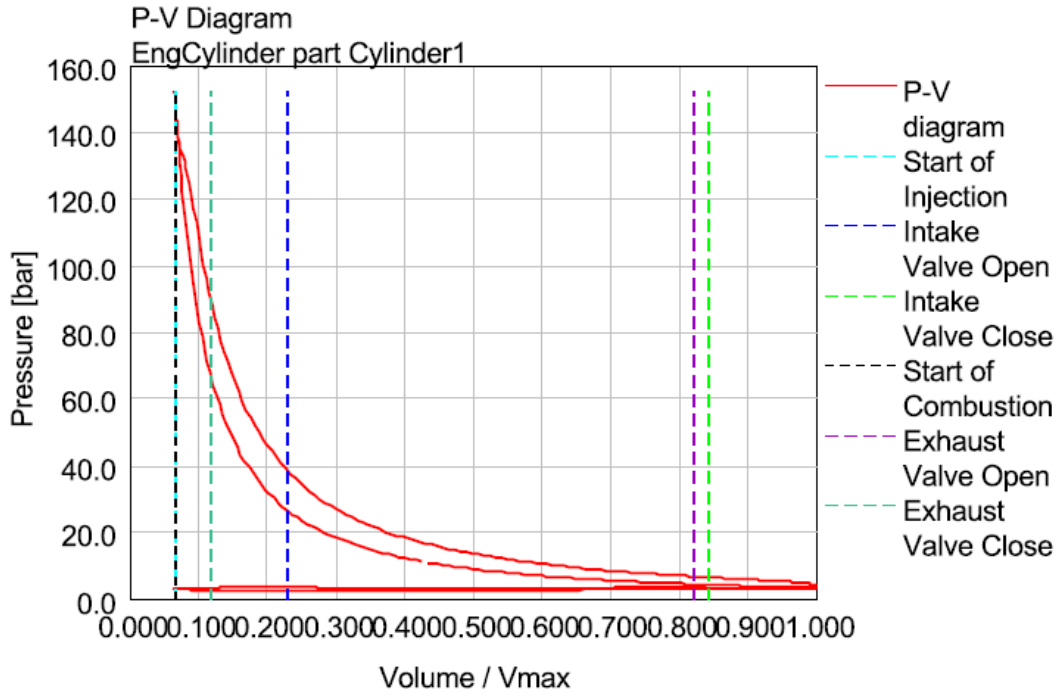
Şekil A.0.8: 1200 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %25 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.



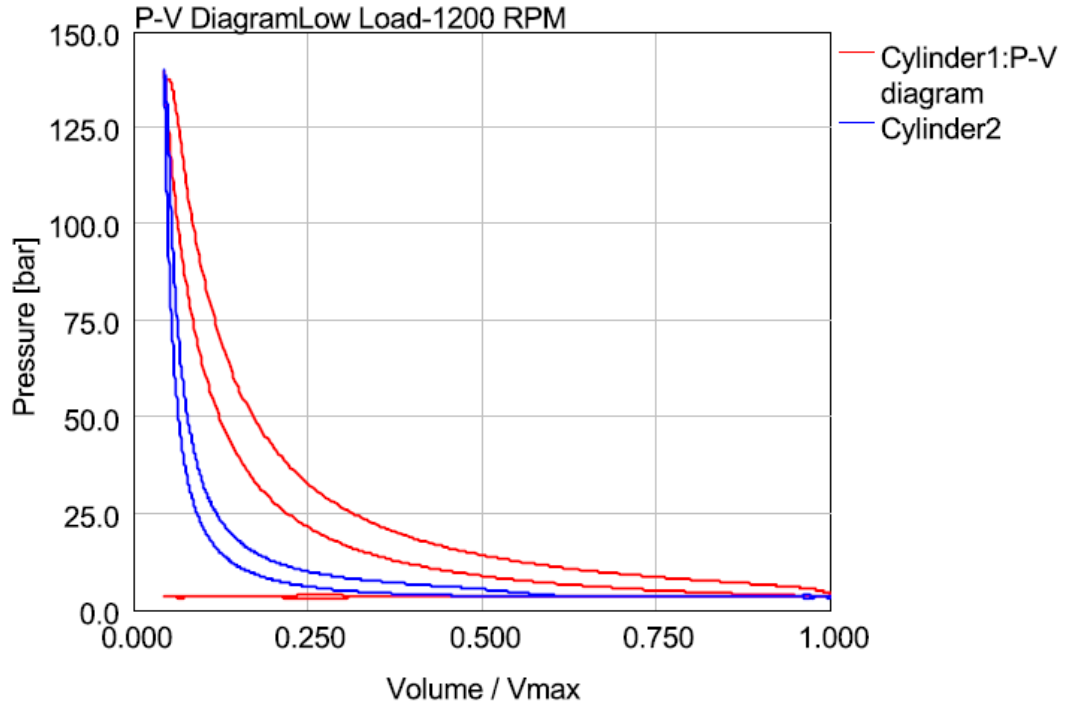
Şekil A.0.9: 1500 d/d'da %25 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.



Şekil A.0.10: 1500 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %25 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.



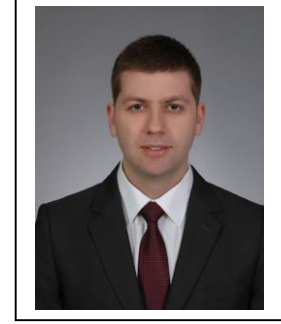
Şekil A.0.11: 1800 d/d'da %25 yükte normal bir silindirli motor modeli p-V diyagramı.



Şekil A.0.12: 1800 d/d ve 35 mm ara kanal çapında %25 yükte ana silindir ve yardımcı silindir p-V diyagramları.



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Turkey Arslan
Doğum Tarihi ve Yeri : 11/03/1989 Razgrad
E-posta : turkayarslan@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans:** 2012, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği

Tamamlanan Projeler:

- Doğal Gaz Tesisatı Projesi
- Havalandırma Sistem Dizaynı
- Isı Değiştirici Tasarımı
- Kazan Tasarımı
- Soğuk Oda Tasarımı
- Isıtma Sistemi Tasarımı
- Su Kaynaklı Isı Pompası Tasarımı

MESLEKİ DENEYİM :

- 2012-2013 yılları arasında Systemair HSK firmasında Ar-ge Mühendisi olarak çalıştı.

Tamamlanan Projeler:

- Hyundai Kocaeli Fabrikası için brülörlü klima santrali tasarımı
- Mall of Istanbul, Paladium AVM, Nurol Tower gibi çeşitli projeler için havalandırma ve jet fan tasarımı

- 2013-2016 yılları arasında Ford Otosan firmasında Proje Mühendisi olarak çalıştı.

Tamamlanan Projeler:

- Yeniköy Fabrikası, Kaynak, Boyahane ve Montaj hatları dizayn ve devreye alma
- B460 projesi devreye alma
- Boyahane Atölyesi AGV dizayn ve devreye alma
- İş güvenliği ve sağlığı projeleri ve iyileştirmeleri

- Finans yönetimi
 - Akü şarj alanı tasarımı ve devreye alınması
 - Malzeme hareketleri ekipmanları bakım sistemi kurulumu ve hakediş yönetimi
 - 2016 yılından itibaren Delphi Dizel Sistemleri firmasında Sistem Mühendisi olarak çalışmaktadır.
- Tamamlanan Projeler:
- Albonair SCR sistem tasarım projesi
 - Ssangyong SCR enjektör sürme sistemi tasarımı projesi

