

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FAZ IIIB EMİSYON STANDARDINA CEVAP VEREN DİZEL TRAKTÖR
MOTORUNUN TASARIMI İÇİN GERÇEK ÇEVİRİMİN MATEMATİK
MODELLENMESİ VE OPTİMUM YANMA KANUNUNUN BELİRLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Reyhan Aslıhan POTUR**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Otomotiv

HAZİRAN 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FAZ IIIB EMİSYON STANDARDINA CEVAP VEREN DİZEL TRAKTÖR
MOTORUNUN TASARIMI İÇİN GERÇEK ÇEVİRİMİN MATEMATİK
MODELLENMESİ VE OPTİMUM YANMA KANUNUNUN BELİRLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Reyhan Aslıhan POTUR
503071715**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04 Mayıs 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 03 Haziran 2009

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Metin ERGENEMAN (İTÜ)
Prof. Dr. Orhan DENİZ (YTÜ)**

HAZİRAN 2009

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tezinin yönetilmesinde eşsiz tecrübelerini ve öngörüsünü benden esirgemeyen, araştırmalarım için sürekli teşvik ve destek sağlayan tez danışmanım sayın hocam Prof. Dr. Rafiğ MEHDİYEV'e ve tezin çalışma konusu olan motorlar ile ilgili her türlü imkanı sağlayan Alçelik TÛMOSAN A.Ş. firmasından Sayın Kurtuluş Öğün ve Taylan Gürbüz'e, Dr.Hikmet Arslan'a, Dr. Akın Kutlar'a, çalışma arkadaşım Enishan ÖZCAN'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2009

Reyhan Aslıhan POTUR

Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY.....	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1. Giriş ve Çalışmanın Amacı	1
2. DİZEL MOTORLAR	5
2.1. Dizel Motorlarda Yanma Şekilleri.....	5
2.1.1. “Açık” tip klasik yanma odası ve common rail kullanılarak hacimsel karışım oluşturma.....	5
2.1.2. Comet tipli ön yanma odalı dizel.....	7
2.1.3. MAN-M-Process yanma odalı dizel motorları.....	9
2.1.4. MR-1 yanma odası.....	10
2.2. Dizel Motorlarda Aşırı Doldurma.....	13
2.2.1. Turbo şarj sisteminin amacı.....	15
2.2.2. Turbo şarjın çalışma prensibi.....	17
2.2.3. Turbo şarjın yapısı.....	18
2.3. Aşırı Doldurmalı Motorlarda Ara Soğutucu	19
2.3.1. Ara soğutucunun yapısı.....	21
2.4. Volümetrik (Hacimsel) Verim	23
2.4.1. Volümetrik verimi etkileyen büyüklükler.....	23
2.4.2. Volümetrik verimin güce etkisi.....	26
2.4.3. TUMOSAN 4DT39T motorunda volümetrik verimi arttırmak için planlanan değişiklikler.....	27
3. DİZEL MOTORLARDAYANMA	29
3.1. Yanma Prosesinin Hesabı İçin Vibe Fonksiyonu.....	30
3.1.1. Yanma hızı kanunu.....	31
3.1.2. Yanma hızı denklemi.....	31
3.1.2.1. Yanma hızının yarı amprik vibe denklemi.....	32
3.1.2.2. Yanma hızı denklemi parametrelerinin analizi	33
3.1.3. Elde edilen yanma kanunları.....	34
3.1.3.1. Aşırı hızlı yanma.....	34
3.1.3.2. Düşük hızlı yanma.....	34
3.1.3.3. Optimum hızlı yanma.....	35
4. TUMOSAN 4 SUPAPLI STAGE IIIB MOTORUNUN MATEMATİK MODELİNİN OLUŞTURULMASI İÇİN GEREKLİ HESAPLAR.....	37

4.1. Motor Parametreleri	38
4.2. Yakıt	38
4.3. İş Gazı	39
4.3.1. Hava miktarı.....	39
4.3.2. Yanma sonu ürünlerinin bileşim miktarı.....	40
4.4. Çevre Parametreleri.....	41
4.5. Artık Gaz Parametreleri	42
4.5.1. Gerçek moleküler değişim katsayısı.....	42
4.5.2. Emme süreci gaz parametrelerinin hesaplanması.....	42
4.5.3. Sıkıştırma süreci gaz parametrelerinin hesabı.....	44
4.5.4. Yanma süreci.....	45
4.6. İndike Parametreler	49
4.6.1. Ortalama indike basınç.....	49
4.6.2. Ortalama indike güç.....	49
4.6.4. İndike özgül yakıt tüketimi.....	49
4.7. Efektif Parametreler	50
4.7.1. Mekanik verim	50
4.7.2. Efektif basınç.....	50
4.7.3. Efektif güç.....	51
4.7.4. Döndürme momenti.....	51
4.7.5. Efektif verim.....	51
4.7.6. Efektif özgül yakıt tüketimi.....	51
4.7.7. Saatteki yakıt tüketimi.....	51
4.8 Gürültü Emisyonunun Hesabı.....	52
5. GELİŞTİRİLMİŞ AZOT OKSİT (NO) EMİSYONUNU ZELDOVİCH	
REAKSİYONLARINI KULLANARAK HESABI.....	53
6. “OPTİMUM YANMA KANUNUNU” BELİRLEMEK İÇİN VİBE	
PARAMETRELERİNİN ETKİSİNİN TEORİK İNCELENMESİ	59
7. TUMOSAN STAGE IIIB MOTORUN TASARIMI İLE İLGİLİ TEORİK	
ARAŞTIRMALAR.....	63
7.1. Teorik Araştırmanın Amacı	63
7.2. Matematik Modelin MATLAB Programı Dilinde Yazılımı	64
7.3. Motor Parametrelerinin Performans ve Emisyon Değerlerine Etkisi.....	67
7.3.1. Sıkıştırma oranının etkisi.....	67
7.3.2. Turbo basınç artış oranının (p_k/p_o) etkisi.....	70
7.3.3. Hava fazlalık katsayısının etkisi.....	72
7.3.4. İntercooler çıkış sıcaklığı etkisi.....	74
7.4. Motorun Isıl Bilançosu.....	76
7.5. Stage IIIB Motorunun Ampirik (Tahmini) Tam Gaz Hız Karakteristiği.....	78
7.5.1. Güç hesabı.....	78
7.5.2. Tork hesabı.....	79
7.5.3. Özgül yakıt tüketimi.....	80
7.5.4. Çevrim başına püskürtülen yakıt.....	80
7.6. Stage III Motorun Teorik İncelemelerinin Sonuçları.....	82
8. YAKIT PÜSKÜRTME SİSTEMİ SEÇİMİ.....	85
9. TURBO ŞARJ SEÇİMİ.....	89
10. ARA SOĞUTUCU SEÇİMİ.....	91
11. SONUÇLAR	93
KAYNAKLAR.....	94

KISALTMALAR

AÖN	: Alt ölü nokta
Ar-Ge	: Araştırma ve geliştirme
BG	: Beygir gücü
EC	: European Commission (Avrupa komisyonu)
EGR	: Exhaust gas recirculation (Egzoz gazı resirkülasyonu)
EU	: European Union (Avrupa birliği)
GUI	: Graphical User Interface (Grafik kullanıcı ara yüzü)
KFE	: Kimya Fizik Enstitüsü
KMA	: Krank mili açısı
LPG	: Likid petrol gas (Sıvı petrol gazı)
OTAM	: Otomotiv Teknolojileri Araştırma Merkezi
PM	: Particulate matter (Partikül madde)
TÜMOSAN	: Türk Motor Sanayi
ÜÖN	: Üst ölü nokta

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1	: Gücü $37 \text{ kW} \leq N_e < 75 \text{ kW}$ aralığında değişen traktör dizel motorların emisyon sınır değerleri	2
Çizelge 4.1	: TUMOSAN Stage II traktör motorunun teknik özellikleri	38
Çizelge 6.1	: Farklı yanma kanunları uygulandığında motor parametrelerinin değişimi.....	60
Çizelge 7.1	: TUMOSAN Stage II ve Stage III motorunun teknik özellikleri.....	64
Çizelge 7.2	: Deney verileri ile matematik model verilerinin karşılaştırılması.	65
Çizelge 7.3	: Sıkıştırma oranının değişimi ile elde edilen veriler (Yanma başı avansı= 5°KMA) (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=5^\circ$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0,90$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $p_k/p_o=2$; $T_{in}=50 \text{ K}$).....	68
Çizelge 7.4	: Sıkıştırma oranının değişimi ile elde edilen veriler (Yanma başı avansı= 0°KMA) (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^\circ$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0,90$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $p_k/p_o=2$; $T_{in}=50 \text{ K}$).....	70
Çizelge 7.5	: Turbo basınç artış oranının değişimi ile elde edilen veriler (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^\circ$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0,90$; $\varepsilon=18$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $T_{in}=50^\circ \text{C}$)	71
Çizelge 7.6	: Hava fazlalık katsayısının değişimi ile elde edilen veriler (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^\circ$; $p_k/p_o=2.2$; $\eta_v=0,90$; $\varepsilon=18$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $T_{in}=50^\circ \text{C}$)	73
Çizelge 7.7	: İntercooler soğutma sıcaklığının değişimi ile elde edilen veriler (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^\circ$; $\lambda=2.3$; $p_k/p_o=2.2$; $\eta_v=0,90$; $\varepsilon=18$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$)	75
Çizelge 7.8	: Yeni Stage III motor ile mevcut Stage II motorun Isıl Bilançosunun karşılaştırılması.....	78
Çizelge 7.9	: Motorun devir sayısına bağlı güç, özgül yakıt tüketimi, çevrim başına püskürtülen yakıt, tork değerleri.....	81
Çizelge 7.10	: Tasarlanması planlanan Stage III motorun teorik olarak bulunan ve istenen parametrelerin karşılaştırılması	82
Çizelge 8.1	: Enjektör parametreleri.....	85
Çizelge 8.2	: Pompa parametreleri.....	87
Çizelge 9.1	: Seçilmesi planlanan turbo şarj modelleri.....	89
Çizelge 11.1	: Yeni nesil motorun sonuçlarının mevcut motor ile karşılaştırılması..	94

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	: Direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anında fotoğrafı.....	7
Şekil 2.2	: Comet tipli ön yanma odalı motorda yakıt-hava karışım oluşumu şeması ve yanma prosesinin fotoğrafları.....	8
Şekil 2.3	: Çeşitli dizel motorlarında yüke bağlı olarak özgül yakıt tük. değişimi....	9
Şekil 2.4	: MAN-M tipli dizel motorunda yakıt-hava karışımı oluşumunun şeması ve yanmasının anlık fotoğrafları.....	10
Şekil 2.5	: TŪMOSAN dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen yeni MR-1 yanma odası.....	11
Şekil 2.6	: Turbo şarjın kesit görünüşü.....	16
Şekil 2.7	: Turbo şarjda havanın akış şeması.....	18
Şekil 2.8	: Turbo şarjın kısımları 1-Türbin;2-Kompresör;3-Türbin mili;4-Yataklar	19
Şekil 2.9	: Turbo şarjlı, ara soğutuculu bir dizel motorunun çalışma şeması.....	20
Şekil 2.10	: Aşırı doldurmalı TŪMOSAN traktör motoru	21
Şekil 2.11	: Bir ara soğutucunun komple görünüşü.....	22
Şekil 2.12	: Devir sayısının volümetrik verime etkisi	24
Şekil 2.13	: Emme havası sıcaklığının volümetrik verime etkisi	25
Şekil 2.14	: Volümetrik verimin ortalama piston hızıyla değişimi.....	26
Şekil 3.1	: Dizel motorlarında yanma işlemi.....	29
Şekil 4.1	: Sıkıştırma adyabat üssü k_1 için nomograf.....	44
Şekil 5.1	: NO oluşumunun hesaplama şeması.....	56
Şekil 5.2	: NO hesabının yapıldığı bölümler	57
Şekil 6.1	: Motor farklı yanma kanunlarıyla çalıştığında yanan yakıtın kesri, silindir içi basıncın değişimi, sıcaklık ve NO emisyon grafiklerinin karşılaştırılması.....	61
Şekil 7.1	: Matlab hesap programında elde edilen teorik sonuçlar.....	66
Şekil 7.2	: Motor parametrelerinin sıkıştırma oranına göre değişimi (Yanma başı avansı=5 °KMA) (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=5^0$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0.90$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $p_k/p_o=2$; $T_{in}=50 \text{ K}$).....	68
Şekil 7.3	: Motor parametrelerinin sıkıştırma oranına göre değişimi (Yanma başı avansı=0°KMA) (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^0$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0.90$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $p_k/p_o=2$; $T_{in}=50 \text{ K}$).....	70
Şekil 7.4	: Motor parametrelerinin turbo basınç artış oranına göre değişimi (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^0$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0.90$; $\varepsilon=18$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $T_{in}=50^0\text{C}$).....	71
Şekil 7.5	: Motor parametrelerinin hava fazlalık katsayısına göre değişimi (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^0$; $p_k/p_o=2.2$; $\eta_v=0.90$; $\varepsilon=18$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $T_{in}=50^0\text{C}$).....	73
Şekil 7.6	: Motor parametrelerinin intercooler soğutma sıcaklığına göre değişimi (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^0$; $\lambda=2.3$; $p_k/p_o=2.2$; $\eta_v=0.90$; $\varepsilon=18$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$).....	75
Şekil 7.7	: Motor güç ve moment karakteristiği	79
Şekil 7.8	: Özgül yakıt tüketimi eğrisi.....	80

Şekil 7.9	: Çevrim başına püskürtülen yakıt	81
Şekil 8.1	: 4 delikli enjektörün MR-1 yanma odasına göre konumu	86
Şekil 8.2	: 5 delikli (4 adet A+ 1 adet B) enjektörün MR-1 yanma odasına göre konumu	86
Şekil 8.3	: Enjektörün yüksek basınçlı borusunun külbütör alt kapağına (3) Bağlanma şeması: 1: mevcut enjektöre (Delphi - XP10144KO) göre bağlantı, 2: tercih edilen enjektör bağlantısı.....	87
Şekil 10.1	: Ara soğutucu gerekli verilerin şema üzerinde gösterilişi.....	92

SEMBOL LİSTESİ

p_{me}	: ortalama efektif basınç
δ_1	: emilen dolgu yoğunluğu
δ_2	: atmosfer şartında gaz yoğunluğu
k	: orantı katsayısı
m_y	: yakıt kütlesi
V_h	: strok hacmi
ρ_h	: havanın yoğunluğu
η_e	: efektif verim
H_u	: yakıtın alt ısı değeri
W_ϕ	: çevrim işi
n	: motor deviri
P_e	: efektif Güç
N_e	: efektif motor gücü
U	: gazların iç enerjisi
Q_H	: yanma ile açığa çıkan ısı
Q_W	: soğutma ile atılan ısı
ω	: krank mili dönme hızı
λ_s	: biyel eğikliği
α	: krank mili dönme açısı
g_c	: çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı
x	: yanan yakıt kesri
α_z	: krank mili dönme açısı cinsinden yanma süresi
V_c	: sıkıştırma sürecinin sonunda silindir hacmi
p_o	: atmosfer basıncı
T_o	: atmosfer basıncı
P_a	: emme sonu basıncı
T_a	: emme sonu sıcaklığı
μ_0	: kimyasal moleküler değişim katsayısı
n_1	: sıkıştırma politrop üssü
n_2	: genişleme politrop üssü
P_i	: indike güç
N_i	: indike motor gücü
η_i	: indike verim
b_i	: indike özgül yakıt tüketimi
G_y	: saatteki yakıt tüketimi
η_t	: termik verim
η_m	: mekanik verim
n_k	: sıkıştırma politropik üssü
P_r	: artık gaz basıncı
T_r	: artık gaz sıcaklığı
P_j	: cari basınç
τ	: çevrim zaman sayısı
R	: evrensel gaz sabiti

α_t	: ısı transfer katsayısı
F_p	: pistonun yüzey alanı
F_s	: silindirin yüzey alanı
M	: iş gazlarının miktarı
$({}_m c_v)_{t_0}^{t_i}$	: iş gazlarının moleküler özgül ısısı
M_Σ	: yanma ürünlerinin toplam miktarıdır
ξ_d	: disosyasyon ısı kayıp katsayısı
L_o	: tam yanma için gerekli teorik hava miktarı
γ_r	: artık gaz katsayısı
α_p	: basınç artış oranı (yanma basıncının sıkıştırma basıncına oranı)
P_c	: sıkıştırma sonu basıncı
T_c	: sıkıştırma sonu sıcaklığı
T_{yerel}	: yerel sıcaklık
$dp/d\alpha$	: yanma işleminde basınç gradyanının değeri
λ	: hava fazlalık katsayısı
i	: silindir sayısı
D	: silindir çapı
S	: strok
n	: devir sayısı
ε	: sıkıştırma oranı
η_v	: volumetrik verim
p_k/p_o	: turbo basınç oranı
α_z	: yanma süresi
T_{in}	: intercooler soğutma sıcaklığı
m	: vite katsayısı
θ	: yakıt tutuşma avansı
w_p	: ortalama piston hızı
M_e	: tork
b_e	: özgül yakıt tüketimi
p_z	: maksimum yanma basıncı
ΔV	: strok başına yakıt
p_k	: kompresör basıncı
T_k	: kompresör sıcaklığı
p_r	: egzoz sonu artık gaz basıncı
ΔT	: hava dolgunun motor cidarları ısısından oluşan sıcaklık artışı

FAZ IIIB EMİSYON STANDARDINA CEVAP VEREN DİZEL TRAKTÖR MOTORUNUN TASARIMI İÇİN GERÇEK ÇEVİRİMİN MATEMATİK MODELLENMESİ VE OPTİMUM YANMA KANUNUNUN BELİRLENMESİ

ÖZET

Karayolu araçların yanı sıra yol dışı kullanılan hareketli makinelerin, traktör ve diğer ziraat tipi araçların pazarında mevcut olan yüksek rekabet, kullanılan motorların hızla geliştirilmesini ve yüksek performans, düşük emisyon değerlerini sağlayacak yöntemlerin bulunmasını, yanma ve tutuşma da dahil olarak tüm silindir içi olayların fiziksel yapısını tanımlayabilen matematik modellerin oluşturulmasını gerektirmektedir.

Bu çalışmaya, TŪMOSAN fabrikasında üretilen 4 silindirli 95 BG'deki turbo dizel traktör motorunun araç performansının arttırılması, emisyon değerlerini Stage (Faz) IIIB standartları sınır değerlerine ulaştırılması, motor gürültü seviyesinin azaltılması, yakıt ekonomisinin iyileştirilmesi için İTÜ-OTAM işbirliği ile TEYDEB projesi olarak başlatılmıştır.

Bu proje kapsamında geliştirilmesi öngörülen yeni nesil motorun “Yanma Kanununu” belirleyen Vibe, termodinamiğin I. Kanunu, ideal gaz ve piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişimi denklemleri esasında oluşturulmuş dizel motorların gerçek çevriminin matematik modeli oluşturulmuştur. Bu modele uygun MATLAB programında algoritma geliştirilmiştir. Oluşturulan modeldeki hesaplarda, geliştirilmiş NO emisyon hesap yöntemi ve mekanik verim yöntemi kullanılarak daha gerçekçi sonuçlara ulaşmaya çalışılmıştır. Bu modelden yararlanarak motorun indike ve efektif büyüklükleri, azot oksit ve gürültü emisyon değerleri hesaplanmış ve teorik incelemelerle “Optimum Yanma Kanunu” belirlenmiş, yeni nesil motorun Stage IIIB egzoz gaz emisyon standardını sağlayacak performans ve emisyon değerlerinin seviyesi bulunmuştur.

Gerçek termodinamik çevrimin hesap sonuçlarına dayanarak motorun yanma odası, yakıt püskürtme sistemi, turbo şarj, intercooler (ara soğutucu) seçim hesapları yapılmış ve motorun optimum yanma kanununu ile çalıştığında dayanaklılık durumu değerlendirilmiştir. Firmanın hedeflerini karşıladığı düşünülen bu proje TŪMOSAN firması tarafından 2008 yılından itibaren programlarına dahil edilmiş ve TŪBİTAK destek süreci ile birlikte bu projenin uygulamasına geçilmiştir.

MATHEMATICAL MODELLING OF AN ACTUAL CYCLE AND DETERMINING THE OPTIMUM COMBUSTION LAW RELATING TO DESIGN OF A DIESEL TRACTOR ENGINE SUITED FOR STAGE IIIB EMISSION STANDARD

SUMMARY

Market competition at road vehicles as well as non-road mobile machineries such as tractors and the other agricultural type of vehicles forces the producers to develop the engines rapidly, find new methods in order to get low emissions from the exhaust.

This study is started with ITU-OTAM cooperation and TEYDEB Project aiming to increase the engine produced by TUMOSAN performance and fuel efficiency, decrease the limits proposed by EU Stage IIIB emission standards and the noise emission.

Within the study, a mathematic model of the TUMOSAN diesel engine's actual cycle is formed based on the Vibe equation which is used to determine "the combustion law", first law of thermodynamic, ideal gas equation, equation for change of cylinder volume by piston movement to carry out the optimization studies on the engine.

An appropriate algorithm is improved for the model at MATLAB programme. These calculations include extended methods of calculation of NO formation and mechanic efficiency aiming to achieve more real results.

Using this model, engine's indicated and efficiency values, oxide of nitrogen and noise emission were calculated. After the theoretical investigations, "Optimum Combustion Law" was determined for this engine. Newly developed engine performans and emisssion values which must answer the limits proposed by EU Stage IIIB emission standards were calculated.

Depending on the results of the actual thermodynamic cycle, calculations are made to determine the combustion chamber model, fuel injection system, turbo charger, intercooler and engine's durability situation is reviewed when the optimum combustion law is applied. Since it is thought that this Project meets the company's demands, TUMOSAN included this Project in its programme beginning from year 2008and carried out this Project by the support of TUBİTAK.

1. GİRİŞ

1.1. Giriş ve Çalışmanın Amacı

Günümüzde otomotiv sektöründe yapılan araştırma ve geliştirme çalışmaları özellikle araç performansının artırılması, emisyon değerlerinin düşürülmesi ve yakıt ekonomisinin iyileştirilmesi yönünde yapılmaktadır. Dizel motorları benzin motorları ile kıyaslandığında yaklaşık %25–30 daha az yakıt tükettiği bilindiğinden, dizel motorun son yıllarda kullanım alanı gittikçe artmaktadır. Yeni teknolojiler ile binek otomobillerde avantajlı hale gelmesinin yanında, ekonomik olması nedeniyle karayolu dışında kullanılan araçlarda çoğunlukla dizel motorları tercih edilmektedir. Ancak dizel motorlarında azot oksit (NO_x) ve partikül madde (PM) emisyonları yüksektir.

Çevre kirliliği ve küresel ısınma ile ilgili problemler ön plana çıktığından dolayı karayolu taşıtların yanı sıra, karayolu dışında kullanılan hareketli makinelerin, bu bağlamda traktörlerin ve diğer ziraat tipi araçların zararlı egzoz emisyon değerlerinin, öncelikle azot oksitleri (NO_x), is (duman) ve partikül maddelerin (PM) büyük bir oranda düşürülmesi öngörülmektedir. 01\01\2008 tarihinde Faz (Stage) II standardı adı altında yürürlüğe giren 2004\26\EC yönetmeliği ile yol dışı hareketli makinelere yerleştirilen içten yanmalı motorlarından çıkan gaz halindeki ve parçacık kirleticilerin emisyonlarına karşı kısıtlamalar getirilmiştir. Avrupa ülkelerinde 2007 tarihinde geçilmiş olunan Faz (Stage) IIIA standardına Türkiye’de 2010 yılında, Faz (Stage) IIIB emisyon standartlarına ise Avrupa ülkeleriyle aynı tarihte 2012 yılında geçilerek limit değerlerin daha da düşürülmesi gündeme gelmiştir. Çizelge 1.1’de Avrupa Parlamentosu ve Konseyince hazırlanan 2004\26\EC yönetmeliğindeki egzoz emisyonları standartlarının güç aralığı 37 kW ile 75 kW olan motorda emisyon limit değerleri verilmektedir. Bu yönetmeliğe göre, Türkiye’deki yol dışı kullanılan hareketli makinelerin 2008 yılından itibaren Stage II emisyon standardının limit değerlerine uyması gerekmektedir. Emisyon değerlerinin 2010 yılından itibaren Stage IIIA standardı limitleri seviyesine çekilmesi gerekmektedir ki bu durumda CO ve PM limit değerleri sabit kalırken, HC ve NO_x emisyonları toplamı Stage II’e göre

yaklaşık iki kat daha düşmüştür (1,3+7,0=8,3'den 4,7'e). Stage IIIA standardının uygulamaya geçişinden iki sene sonra da Stage IIIB standardı teklifi gündeme gelecektir, bu standartta partikül madde limit değeri (PM=0.4'den 0.025 g/kWh'e) 16 kat düşmektedir. HC değeri ise (HC= 1.3'den 0.19 g/kWh'e) yaklaşık 7 kat, NO_x ve HC toplamı (HC+NO_x= 4.7'den 3.39 g/kWh'e) yaklaşık %28 düşecektir.

Çizelge 1.1 : Gücü $37 \text{ kW} \leq N_e < 75 \text{ kW}$ aralığında değişen traktör dizel motorların emisyon sınır değerleri (TS-2004/26/EC)

Emisyon test standardı 2004/26/EC	Türkiye'de yürürlüğe girme tarihi	CO (g/kWh)	HC (g/kWh)	NO _x (g/kWh)	PM (g/kWh)
Faz (Stage)I	01/01/2003	6.5	1.3	9.2	0.85
Faz (Stage)II	01/01/2008	5.0	1.3	7.0	0.40
			HC + NO _x		
Faz (Stage) IIIA	01/01/2010	5.0	4,7		0.40
Faz (Stage) IIIB	01/01/2012	5.0	0.19 + 3.3 = 3.39		0.025

Egzoz gazlarının gitgide sertleşen emisyon standartlarının öngördüğü sınır değerleri seviyesine düşmesi yoğun Ar-Ge çalışmalarını gerektirmektedir. Aksi takdirde dizel motorları yurt içi ve yurt dışı pazarda rekabet gücünü kaybedecektir.

Bu proje, mevcut kullanımda olan Stage II standardını MR-1 yanma odası ile sağlayan TÜMOSAN turbo dizel traktör motorunun bir yandan Stage III emisyon standartlarının öngördüğü sınır değerleri seviyesine düşürülmesi bir yandan da motor gücünün arttırılabilmesi (95BG'den 105 BG'ne) ve yakıt ekonomisinin iyileştirilmesi (<170g/BGh) için yapılan çalışmaları sunmaktadır. Bunun için literatürdeki çeşitli yanma odaları ve şekilleri incelenmiş, amaca uygunlukları açısından karşılaştırılmış, ve seçim yapılmıştır. Daha sonra OTAM (Otomotiv Teknolojileri Araştırma Merkezi) test laboratuvarında deneyi yapılmış mevcut motorun verileri referans alınarak geliştirilmesi öngörülen yeni motorun tasarımı için gerekli olan bilgileri elde etmek amacıyla oluşturulan gerçek termodinamik çevrimin matematik modeli MATLAB programında oluşturulmuştur. Oluşturulan modeldeki hesaplarda,

geliştirilmiş NO emisyon hesap yöntemi ve mekanik verim yöntemi kullanılarak daha gerçekçi sonuçlara ulaşılmaya çalışılmıştır. Bu modelden yararlanarak teorik incelemelerle bu motorun optimum “Yanma Kanunu” belirlenmiştir. Ayrıca motor parametrelerinin etkilerinin incelenmesi ve hızlı optimizasyon çalışmaları için Matlab GUI arayüzünde bir hesap programı oluşturulmuştur. Bu sayede motorun termodinamik parametreleri (motorun indike ve efektif büyüklükleri), azot oksit ve gürültü emisyon değerleri hesaplanmış ve geliştirilmesi öngörülen motorun Stage III egzoz gaz emisyon standardını sağlayacak performans ve emisyon değerlerinin seviyesi bulunmuştur. Motordan istenen gücü ve emisyon değerlerini elde edebilmek için motorda değiştirilmesi (motorun yanma odası, yakıt püskürtme sistemi, turbo şarj) ve motora eklenmesi gereken sistemler (intercooler (ara soğutucu)) belirlenmiştir.

2. DİZEL MOTORLAR

2.1. Dizel Motorlarda Yanma Şekilleri

Yakıt tüketimi ve çevre kirliliğinin azaltılması silindirlerde gerçekleşen yanmanın verimli bir şekilde oluşumuna bağlıdır. Yanmanın verimli bir şekilde gerçekleşmesi için geliştirilmesi öngörülen motorun çalışma koşulları da göz önünde bulundurularak optimum yanma odasının ve yanma şeklinin belirlenmesi gerekmektedir. Aşağıda yanma odası tipleri ve yanma şekillerinin özellikleri verilmiştir, bu bilgiler ışığında geliştirilmesi öngörülen traktör motoru için optimum olan yanma odası ve şekli belirlenmiştir.

2.1.1. “Açık” tip klasik yanma odası ve common rail kullanılarak hacimsel karışım oluşturma

Common Rail direkt püskürtmeli dizelerde geçen yüzyılın 30. yıllarında Hesselman tarafından önerilmiş piston üzerinde yer alan “açık” tipli yanma odası geometrisi kullanılmaktadır. Duvarları esasen silindirik geometriye sahip olan bu yanma odasının özelliği, çok delikli enjektörden yakıt demetinin mümkün olduğu kadar yanma odası duvarlarına çarpmaması ve yanma odası hacmindeki hava ile homojen karışabilmesi (“Hacimsel Karışma” yöntemi) şartlarıdır (Gökbel, 2008).

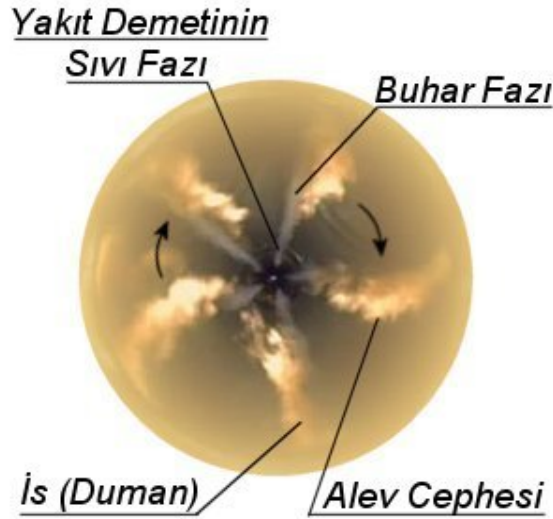
Şekil 2.1’de piston üzerinde yanma odası olan direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anındaki fotoğrafı gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi, yakıt demetinin sıvı fazı deliklerin hemen yanında, buhar fazı ise sonrasında yer almaktadır. Yakıtın tutuşması doğal olarak buhar fazında gerçekleşerek yanma odasında önceden oluşturulmuş hava döngüsü yönünde alev cephesi meydana gelmekte ve yakıt demetinin duvara yakın ucunda ise buhar fazında oluşan is (duman) yer almaktadır. Tokyo Teknik Üniversitesi’nde yapılmış olan deney sonuçları neticesinde tespit edilmiştir ki, ilk önce yakıt demetinin buhar fazı “piroliz” işlemine (parçalanmaya) maruz kalarak serbest karbon (C-is) oluşturduktan sonra tutuşarak yanmaktadır. Yakıtın püskürtme basıncı arttıkça demetin sıvı fazı yaklaşık 30 mm civarında bir uzunlukta püskürtülme bitene dek

sabit kalmakta, buharlaşma, piroliz ve oksitleşme (yanma) süreçleri ise epey hızlanmaktadır. Püskürtme basıncı 500 bardan 1500 bar'a artırıldığında, tutuşma gecikmesi yaklaşık sabit kalmasına rağmen, esas yanma süresi ters orantıda azalarak (basınç gradyanı artarak) is emisyonu 4-5 kat azalmaktadır (Bayraktar ve diğ., 2007).

Bu şartları sağlamak için yanma odası geometrisi daha geniş hacim alanına (açıklığa) sahip olmalıdır. Direkt püskürtmeli dizelerde homojen hava-yakıt karışımı oluşturmak için çapı 0.1-0.2 mm civarında (5-8) delikli enjektörün yardımıyla yakıtı direkt olarak yanma odası hacmine aşırı basınçta (700-2200 bar) püskürtmek gerekmektedir. Bu şartlarda yakıtın tutuşma gecikmesinin kısa olması, yanma hızının ise aşırı değerlere ulaşmaması için kullanılan yakıtın setan sayısının yüksek (>46) olması istenmektedir. Yakıtın setan sayısının yüksek olması sebebiyle bu tip motorlar sadece standart dizel yakıtlarıyla normal şekilde çalışabilir ve setan sayısı düşük olan başka tip petrol ve bitkisel esaslı yakıtlarla çalışabilmesi için motorun yapısında ciddi değişimler yapmak gerekir (Gökbel, 2008). Ayrıca Common-Rail sisteminde yüksek basınç üretimi ve püskürtme miktarı ayarı, ayrı iki kısımda bulunmaktadırlar. Püskürtme basıncının tanıtma alanında neredeyse tamamen seçilebilme olanağı vardır. Düşük devir ve kısmi yük altında da üretilebilen yüksek basınç ön, ana ve tamamlama püskürtmeleri yaparak, püskürtme başlangıcının esnek olmasına imkan sağlar. Püskürtme olanaklarının tamamen esnek olması, dizel yakıt işleminin en yüksek performansı göstermesine ve egzoz gazı işleme sistemlerini, en iyi şekilde entegre etmeye olanak sağlar (Url-1, 2009).

BOSCH, SIEMENS, DELPHI vb. gibi başlıca firmalar tarafından geliştirilen common rail sistemi (ortak yollu elektronik yakıt püskürtme sistemi) ile dizel motorları, ticari amaçlı yolcu ve yük taşıtlarına ilaveten, binek otomobillerde de yaygın olarak kullanılmaktadır. Common-rail sistemi oldukça pahalı olup mevcut motorlardaki uygulamasının devam etmesi yüksek maliyetli Ar-Ge çalışmaları gerektirmektedir. Diğer taraftan yüksek basınçta püskürtme sonucu yanma odasında biriken yakıtın aniden tutuşması ve yanma işleminin aşırı hızlanması silindir içindeki basınç ve sıcaklığın da yükselmesine neden olduğundan, çevre için is emisyonundan daha zararlı kirletici etkisi olan, azot oksit (NO_x) emisyonu ve gürültü artmakta, motor ömrü ise azalmaktadır. Bu durumda, NO_x emisyonunu ve gürültüyü standartların öngördüğü sınırlara indirebilmek için, EGR ve katalizator gibi çok pahalı ek sistemler kullanmak gerekmektedir (Bayraktar ve diğ., 2007).

Common Rail elektronik yakıt püskürtme sistemleri binek taşıt ve kamyon motorlarının Euro standartlarını karşılayabilmesi için iyi bir çözüm yoludur. Ancak bu sistemin imalatında kullanılan ileri teknoloji ile sistemin yüksek maliyeti, sistemin düzgün çalışması için kaliteli yakıt kullanımı, sistemin yüksek servis maliyetleri sistemin ziraat tipi araçlarda kullanımını zorlaştırmıştır. Bu tip yanma odalı motorlar standart dizel yakıtından başka tip yakıtla ya hiç çalışamaz, ya da çalışsa bile elde edilen performans ve emisyon değerleri daha da kötüleşir. Halbuki merkezi yerleşim alanlarından uzak yerlerde ve köylerde kullanılan traktörler, jeneratör ve su pompası motorların hem petrol (kerosin, jet ve uçak yakıtları, LPG ve doğal gaz), hem de bitkisel (Biodizel) esaslı yakıtlarla çalışabilmesi çok önemli ve istenen bir özelliktir.

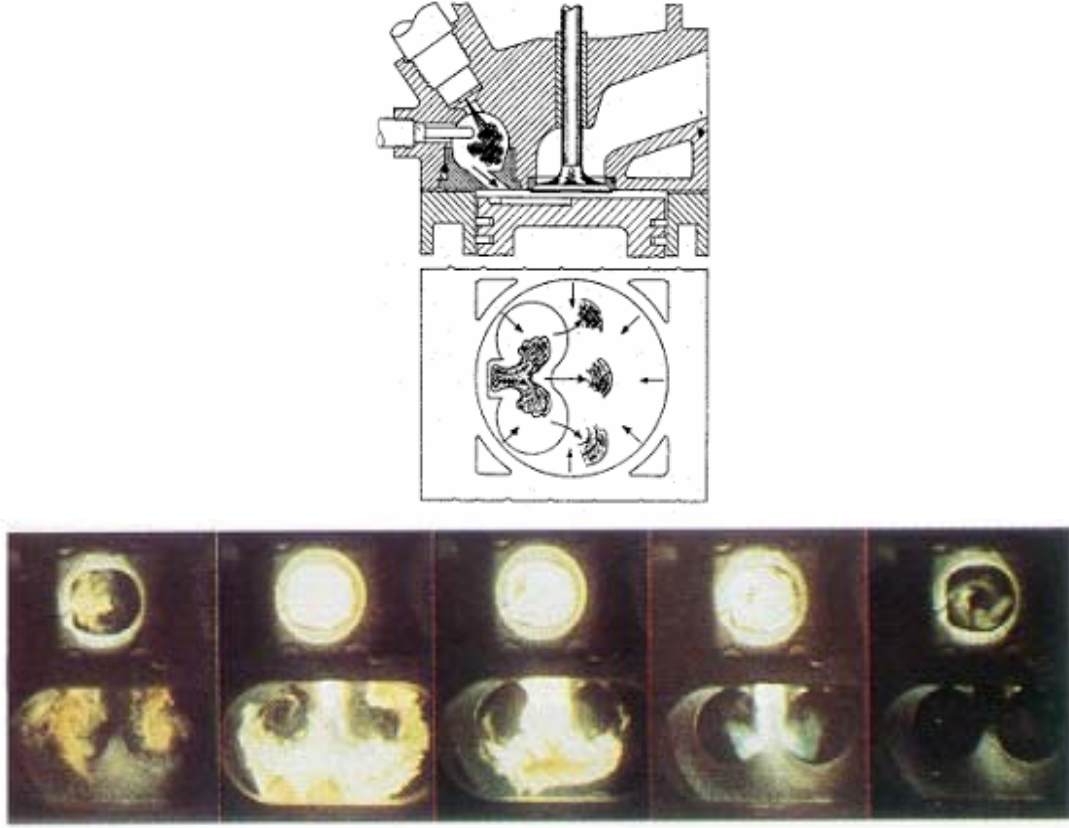


Şekil 2.1 : Direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anında fotoğrafı

2.1.2. Comet tipli ön yanma odalı dizel

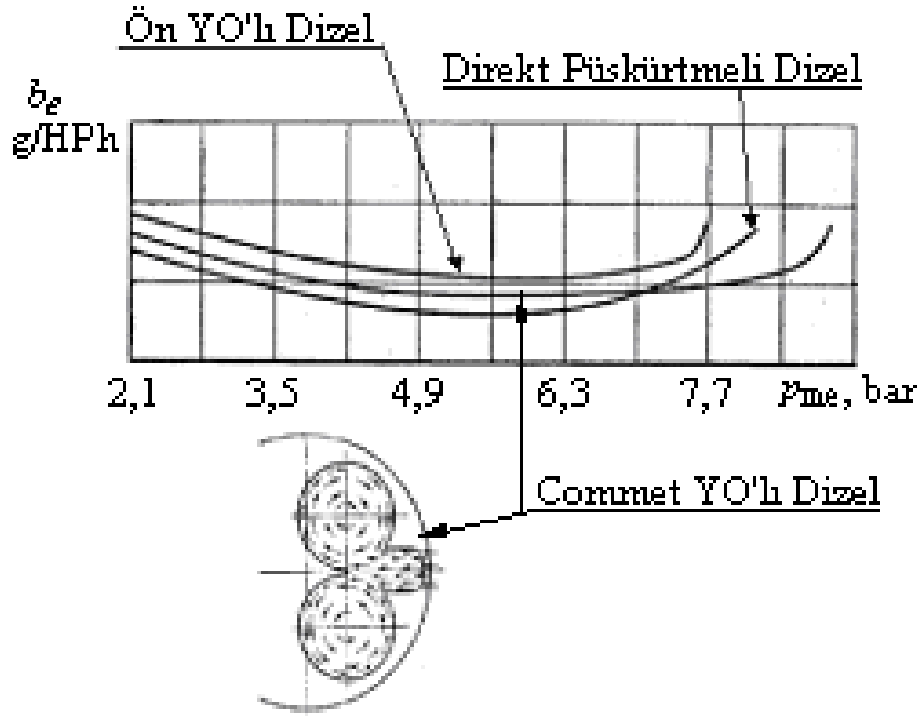
Ön yanma odalı dizel motorlarının, duman ve gürültü emisyonunu arttırmadan silindir başına düşen gücü arttırabilme avantajı olduğu bilinmektedir. Şekil 2.2’de II. Dünya savaşından sonra Ricardo tarafından geliştirilmiş ve son 10 yıla kadar piyasada bulunan, mevcut yanma odası geometrileri içerisinde fazla dikkat çekici, Comet tipli ön yanma odalı dizelin yakıt-hava karışımı oluşum şeması ve yanma işleminin anlık fotoğrafları gösterilmiştir. Ön yanma odalı dizel motorların en gelişmiş örneği olan bu motorun özelliği yanma odasının piston üzerinde bulunan kısmının sekize benzer olmasıdır. Fotoğraflardan da görüldüğü gibi bu geometri

nedeniyle yanma işleminin ikinci aşamasında ön yanma odasından silindire yüksek hızda püskürtülmekte olan yanmış ürünler birbirinin tersi yönünde çift döngü hareketi oluşturmaktadır.



Şekil 2.2 : Comet tipli ön yanma odalı motorda yakıt-hava karışım oluşumu şeması ve yanma prosesinin fotoğrafları

Şekil 2.3'te bu motorun yüke (ortalama efektif basınca, p_{me} [bar]) bağlı olarak özgül yakıt tüketiminin (b_e , [g/BGsaat]) değişimi gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, Comet tipli yanma odasına sahip olan dizel motor, yakıt ekonomisi bakımından diğer iki dizel motorla kıyaslandığında ortada yer alırken, güç bakımından, fazla duman üretmeden %10-13 avantajlıdır. Ricardo bu durumu piston üzerindeki sekize benzer yanma odasında türbülanslı çift döngülerin oluşması ve böylece silindirdeki havanın tam olarak kullanabilmesiyle açıklamıştır. Sonraki deneylerle tespit edilmiştir ki, Comet motorunun azot oksit ve gürültü emisyonları da düşük olmaktadır. Fakat 20. yüzyılın 50'li yıllarında S. Meurer tarafından meydana atılan MAN-M-Proses adlı yeni bir yakıt-hava karışımı oluşumu ve yakılması yönteminin motorda performans ve emisyon bakımından Comet tipli dizel motorlarıyla aynı, verimlilik ve çok yakıtlılık açısından ise daha üstün olduğu görülmüştür (Bayraktar ve diğ., 2007).

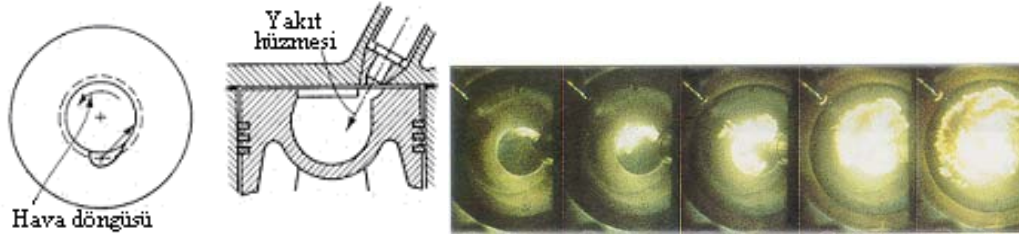


Şekil 2.3 : Çeşitli dizel motorlarında yüke bağlı olarak özgül yakıt tüketimi değişimi

2.1.3. MAN-M-Process yanma odalı dizel motorları

Bu yöntemde yakıtın %95'i hava ile karışmadan önce piston üzerindeki yarım küre geometrili yanma odası duvarına sıvanarak pistonun sıcaklığı yardımıyla buharlaşmakta, diğer %5'i ise daha küçük tutuşma gecikmesi sağlayarak yanmanın patlama şeklinde aniden gerçekleşmesini önlemektedir. Püskürtülen yakıtın sadece küçük bir kısmının kendi kendine kolaylıkla tutuşabilmesi, başka tip yanma odalarında farklı olarak, düşük setan sayılı yakıtın kullanılmasına imkan sağlamaktadır (setan sayısı yakıtın kendiliğinden tutuşma kabiliyetini temsil eder). Bu yüzden setan sayısı düşük kerosen ve benzin gibi yakıtlar da bu motorda aynı etkinlikle kullanılabilmiş ve böylece çok yakıtlılık özelliği sağlanmıştır. Ayrıca bu yöntem dizel motorlarında hâkim olan 'püskürtülen yakıtın mümkün olduğu kadar yanma odası duvarına çarpmaması' felsefesini de değiştirmiştir.

Şekil 2.4'te MAN-M tipli dizel motorunda yakıt- hava karışımı oluşumunun şeması ve yanmasının anlık fotoğrafı bulunmaktadır. Motorun performans ve emisyon değerlerinin iyileştirilmesi için, yakıtın hava ile karışmadan önce yanma odası duvarlarına sıvanarak pistonun sıcaklığıyla buharlaştırılmasının daha faydalı olduğunu tespit etmiştir (Basshuysen, 2004).



Şekil 2.4 : MAN-M tipli dizel motorunda yakıt-hava karışımı oluşumunun şeması ve yanmasının anlık fotoğrafları

MAN-M-Proses yöntemi yakıt tüketimi açısından direkt püskürtmeli dizel motorlarına üstünlük sağlayamamıştır. Çünkü yakıtın tutuşmadan önce büyük bir kısmının buharlaştırılma işlemine maruz bırakılması yanma hızını düşürerek iş çevriminin termodinamik kayıplarını arttırmaktadır. Ancak burada vurgulanması gereken önemli bir nokta: yakıtın püskürtme basıncı 200-300 bar'dan yüksek olmamalıdır. Bundan dolayı bu tip motorlarda çok da pahalı olmayan mekanik yakıt püskürtme sistemleri kullanılmaktadır (Bayraktar ve diğ., 2007).

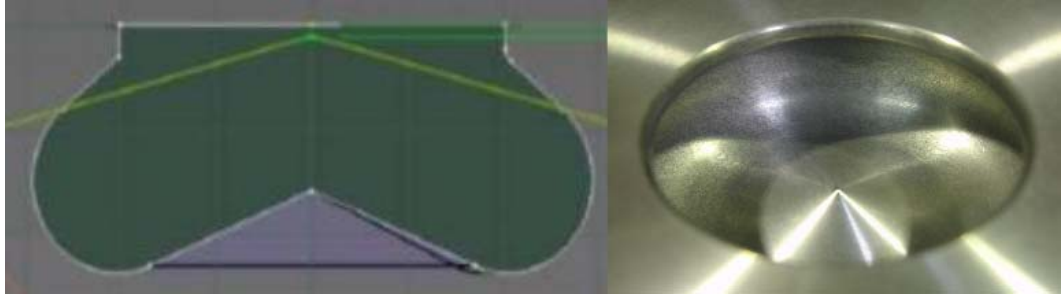
2.1.4. MR-1 yanma odası

Ön türbülanslı çift yanma odalı dizelerde, MAN-M-Proses ve benzerlerinde – yakıtı yanma odası duvarına sıvayarak ve düşük basınçla (<500 bar) püskürterek is'in yanı sıra, NO_x emisyonunun da düşürülmesi mümkündür. Ancak bu tip dizeller yakıt tüketimi bakımından direkt püskürtmeli dizellerden daha kötü durumda olduklarından dolayı yaygınlaşamamışlardır. Yukarıda anlatıldığı gibi, devir sayısı $n < 3000$ d/dak olan Common Rail sistemine sahip direkt püskürtmeli ağır kamyon dizellerinde de emisyon değerlerini standartların öngördüğü seviyelere düşürmek için yakıt tüketiminin arttırılması kaçınılmaz olmuştur. Bu yüzden problemin çözüm yolunun hem direkt püskürtmeli, hem de MAN – M-Proses'le çalışan dizellerin iyi yönlerini birleştirecek başka bir yakıt-hava karışım oluşumu ve yanma yönteminin geliştirilmesinde olduğu düşünülmektedir (Mehdiyev ve diğ., 2006).

Azerbaycan Teknik Üniversitesinde (AzTÜ) eski Sovyetler Birliğinin çeşitli bilimsel araştırmalar ve sanayi merkezleri ile işbirliği kapsamında 40 yıldan fazla sürmüş olan çalışmalar ve son yıllarda İstanbul Teknik Üniversitesinde (İTÜ) Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV'in yönetiminde içten yanmalı motorların performans ve yakıt ekonomisini iyileştirmek, egzoz gazı emisyonlarını düşürmek ve çok yakıtlı motorlarla ilgili olarak, yapılmış ve yapılmakta olan bilimsel ve fizibilite

çalışmalarıyla açık tip yanma odası ile common rail kullanılması ve M.A.N. M-Proses yöntemlerinin avantajlı taraflarını kendi içinde birleştirerek MR-1 yanma odası önerilmiştir (Bayraktar ve diğ., 2007).

Optimum hızlı yanma kanununu gerçekleştirmek için geliştirilmiş yeni yanma odasının (T.C. TPE Patent başvuru No: B.14.1.TPE.0.07.01.03-2004/01674) şeması Şekil 2.5'te gösterilmiştir. TŪMOSAN dizel motorları pistonlarının yapısına ve enjektörün silindir kafasındaki konumuna bağlı olarak tasarlanmış yeni yanma odasının (sembolik olarak MR-1 adlandırılmıştır) kesiti ve fotoğrafı gösterilmiştir. Klasik w tipli yanma odası geometrisinden farklı olarak yeni odada yakıt-hava karışım oluşumu MAN-M-Prosesli motorlarda olduğu gibi, püskürtülen yakıtın yanma odası duvarlarına sıvanması veya “tabakalı karışma” yöntemi ile gerçekleştirilmektedir (Mehdiyev ve diğ., 2009).



Şekil 2.5 : TŪMOSAN dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen yeni MR-1 yanma odası

Emme sürecinde, klasik içten yanmalı motorlarda olduğu gibi, helisel emme kanalının yardımıyla silindire doldurulan taze hava, sıkıştırma sürecinde de hızını belli bir seviyede koruyabilen türbülanslı bir döngü hareketi oluşturur. Sıkıştırma sürecinin sonuna yakın belirli bir avans açısında en az 3, en çok 5 delikli enjektörün yardımıyla düşük basınçta (<500 bar) yakıt yanma odası oyuğunun Şekil 2.5'te gösterildiği gibi, duvarlarına doğru püskürtülür. Püskürtülen yakıtın sıvanması için duvarın yüzey alanını arttırmak ve böylece duvarların sıcaklığı ile yakıtın çabuk buharlaşması için yanma odası oyuğunun koni açısı ve yakıt demetinin yanma odasına yönlendirilme açısı belli değerlerde tutulmalıdır. Ayrıca, nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıtın güvenli olarak duvarın yüzey alanına sıvanmasını ve hızla buharlaşmasını temin etmek için pistonun sıkıştırma strokunda oyuğun içine sıkıştırılan havanın düşey yönündeki istenilen baskı hızı, oyuğun en küçük çapının silindir çapına oranını optimum sınırlar arasında tutarak elde edilir. Yakıtın duvara

sıvanma alanını mümkün olduğunca arttırmak için yanma odası oyuğunun simetri eksenine üzerine yerleştirilmiş enjektör deliklerinin yönlendirilme açısı, piston ÜÖN’da olduğu an püskürtülen yakıt demetinin üst dış kenarı ile pistonun yüzey alanı yaklaşık aynı hat üzerinde olması esasına göre belirlenmiştir (Mehdiyev ve diğ., 2006). Böylece düşük sıcaklık (300-350°C) ortamında hızla buharlaştırılan yakıt piroliz işlemine uğramadan, is (C) oluşumu büyük oranda engellenmiş olur. Buhar haline gelmiş yakıtın yanma odasının en sıcak bölgesine - merkezine doğru yönelmek ve buradaki hava ile karışıp çabuk tutuşarak yakılmasını sağlamak için oyuğun dibinde tepe noktası kesik koninin eksenine üzerinde yer alan, koni açısı belli aralıkta tutulan bir koni çıkıntısı yerleştirilir. Oyuğun duvarları ile dibi birbiriyle motorun sıkıştırma oranına bağlı olarak yanma odası hacmi hesabından belirlenen bir yarıçapla birleştirilir. Bu nedenle yanma işlemi büyük oranda yanma odası oyuğunun merkezinde oluşur ve alev cephesinin, klasik yanma odalarından farklı olarak, soğuk cidarların yakınında sönmesi engellenir. Böylece, direkt püskürtmeli dizelerde kullanılan çok delikli (7-8 adet) enjektör ve yüksek püskürtme basınçları (>800 bar) yerine, en çok 5 delikli enjektör ve düşük püskürtme basıncı (<500 bar) kullanılarak tam yanma sağlanır ve eksik yanma ürünleri olan C (PM- partikül madde), CO ve HC epey azaltılabilir. Ayrıca, çevrim başına püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı (yaklaşık %90) yanma odası duvarının aracılığıyla buharlaşıp hava ile karıştırıldıktan sonra yakıldığı için yanma sırasındaki basınç artış hızı (aniden patlama ile yanma) bir ölçüde frenlenir ve böylece hem motorun NO_x ve gürültü emisyonlarının sınır değerlerini aşması engellenir hem de motor çok yakıtlılık yeteneği kazanmış olur. Böylece dizel motorunun önerilmiş yanma odasıyla çalışması durumunda farklı yakıtlar kullanıldığında performans ve ekonomi değerlerin yükseltilmesi, motor maliyetinin ve servis ihtiyacının azaltılması, emisyon değerlerinin çevre lehine iyileştirilmesi sağlanmış olur (Mehdiyev ve diğ., 2006).

MR-1 yanma odasının “optimum yanma kanunu” gerçekleştirme özelliklerini görmek için, yakıtın yanma hızının veya “yanma kanununun” motorun performansına, azot oksit (NO) ve gürültü emisyonlarına etkisini teorik olarak araştırmaya imkan veren bir matematik model oluşturulmuştur. Farklı yanma kanunlarının motor performansı, NO değeri, silindir içi basınç ve sıcaklık üzerine etkilerinden 6. Bölümde detaylı olarak bahsedilmiştir.

2.2. Dizel Motorlarda Aşırı Doldurma

Gülyaşar ve diğ. (2008) İçten yanmalı motorlarda motor gücü, yaklaşık olarak silindirlerinde yakılan yakıt ve bu yakıtın yanmasını sağlayacak hava miktarı ile orantılıdır. Aynı hacimdeki bir motordan daha fazla güç elde etmek için, silindir içerisine daha fazla hava almak gerekir. Bu da harici bir kompresör kullanılarak gerçekleştirilir. Doğal emişli bir motora nazaran, harici bir kompresörle silindirine bir çevrimde alınan hava miktarı arttırılan motora aşırı doldurmalı motor, yapılan bu işleme de aşırı doldurma denir.

Aynı strok hacminden daha fazla güç almak veya belirli bir çıkış gücü için motorun ağırlığını ve hacmini düşürmek, aşırı doldurmanın temel mantığıdır. Bu durum, kompresör tarafından silindire yüksek basınç altında daha fazla hava gönderilerek yakılabilecek yakıt miktarının arttırılması ile sağlanır. Böylece aşırı doldurmalı motorlar, doğal emişli motorlara göre daha hafif ve küçük hacimli olurlar. Bu ise, birim çıkış gücü başına daha az maliyet demektir.

Çalışma şartlarına bağlı olarak, kısmi yüklerde ve özellikle maksimum gücün yarısına kadar olan düşük güç aralığında, aşırı doldurmalı bir dizel motorunun özgül yakıt tüketimi daha düşük değerler almaktadır.

Aşırı doldurmada sıkıştırma başlangıcı basıncı yüksek olduğundan, sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklık değerleri de yüksek olur. Böylece aşırı doldurma uygulanan bir dizel motorunda tutuşma gecikmesi kısılır. Bu da motorun daha tatlı ve yumuşak çalışmasına neden olur. Çünkü tutuşma gecikmesinin düşmesi, yanma karakteristiklerinin yükselmesine, daha kaliteli bir yanma elde edilmesine veya motorun daha düşük kaliteli (setanlı) yakıt ile çalıştırılmasına izin verir ve motor daha az titreşimli çalışır. Silindir içine alınan havanın miktarı, aşırı doldurma uygulaması ile arttığından, kontrollü bir yanma sağlanarak daha düşük egzoz gazı emisyon değerleri elde edilir. Doğal emişli motorlar da, yüksekliğe bağlı güç düşmeleri her 1000 m'de %10 dolayında iken aşırı doldurmalı motorlarda bu değer % 1-2 arasında kalmaktadır.

Aşırı doldurmalı bir dizel motoru bütün bu üstünlüklerin yanında, artmış olan gaz kuvvetlerine karşı dayanabilecek kuvvetlendirilmiş bir dizayna ihtiyaç duyar.

İşletme durumlarında, motorun ilk harekete geçirilmesi sırasında yağ pompasından

basılan yağın, turbo kompresör mil ve yataklarına varması hayli zaman alacağı için, ani gaz vermekten kaçınılmalıdır. Diğer bir durum ise, motorun durdurulması sırasında turbo kompresör milinin ataletinden dolayı, bir süre daha dönmeye devam edeceğinin unutulmaması gereğidir. Bu sırada yağ pompası çalışmadığı için, ünite yağlanamamaktadır. Bu yüzden motor, önce rölanti devrine düşürülmeli, sonra durdurulmalıdır.

Belli bir çıkış gücü için aşırı doldurmanın üstünlükleri;

1. Daha küçük bir hacim ihtiyacı (az sayıda silindir ve daha kısa bir motor)
2. Daha hafif bir motor, birim çıkış gücü başına daha küçük bir özgül ağırlık
3. Egzoz turbo kompresörü ile daha yüksek bir verim,
4. Özellikle büyük motorlarda birim çıkış gücü başına daha düşük maliyet,
5. Daha küçük bir radyatör, normal emişli motorlardan daha az ısı kaybı,
6. Egzoz türbini ile daha az egzoz gürültüsü,
7. Düşük çevre basıncından daha az etkilenme,
8. Kontrollü bir yanma ile daha düşük kirletici değerleri.

Aşırı doldurmanın mahsurları;

1. Daha büyük mekanik ve termal yükler,
2. Düşük moment karakteristikleri,
3. Düşük ivmelenme, dizel motorlu taşıtlarda ivmelendirme sırasında ise emisyonlarında büyük artışlar meydana gelmektedir. Özellikle aşırı doldurmalı motorlarda bu durum daha da belirgindir. Bunun nedeni aşırı doldurma sisteminin (türbin–kompresör çifti) gaz pedalına ani olarak basılarak ani olarak arttırılan yakıt debisi ile orantılıyı havayı silindirler içine gönderememesi ve belli bir cevap gecikmesi ile yakıt sistemini izlemesidir. Böylece ortamda yeteri hava olmamasından dolayı is oluşumu artmaktadır.

Aşırı doldurmanın amacı, silindir içine giren havanın basıncını ve yoğunluğunu arttırmak sureti ile volümetrik verimi arttırmaktır. Aşırı doldurma ile bir motorun hızı arttırılmadan, gücü arttırılabilir veya belirli bir çıkış gücü için motorun ağırlık ve

hacmi düşürülebilir. Aynı zamanda yakıtın tam yanması sağlanarak egzoz emisyonlarında bir düzelme görülür.

Aşırı doldurma benzin ve dizel motorlarının her ikisine de uygulanabilir. Ancak aşırı doldurma uygulanan bir benzin motorunda, vuruntu riskinden dolayı sıkıştırma oranını düşürmek gerekir. Bu da aşırı doldurma uygulamasının cazibesini gölgeler. Bu yüzden benzin motorlarında aşırı doldurma uygulamasının pek rağbet görmemesine karşın, dizel motorlarında yüksek performans ve yumuşak çalışma gibi özelliklerinden dolayı yaygın halde kullanılmaktadır.

Günümüz teknolojisindeki dizel motorlarında turbo şarj ile aşırı doldurma daha yaygın olarak kullanılmaktadır. TUMOSAN traktör motorunda da aşırı doldurma sisteminin uygulaması halinde elde edilebilecek çıktılar teorik olarak hesaplanmıştır.

2.2.1. Turbo şarj sisteminin amacı

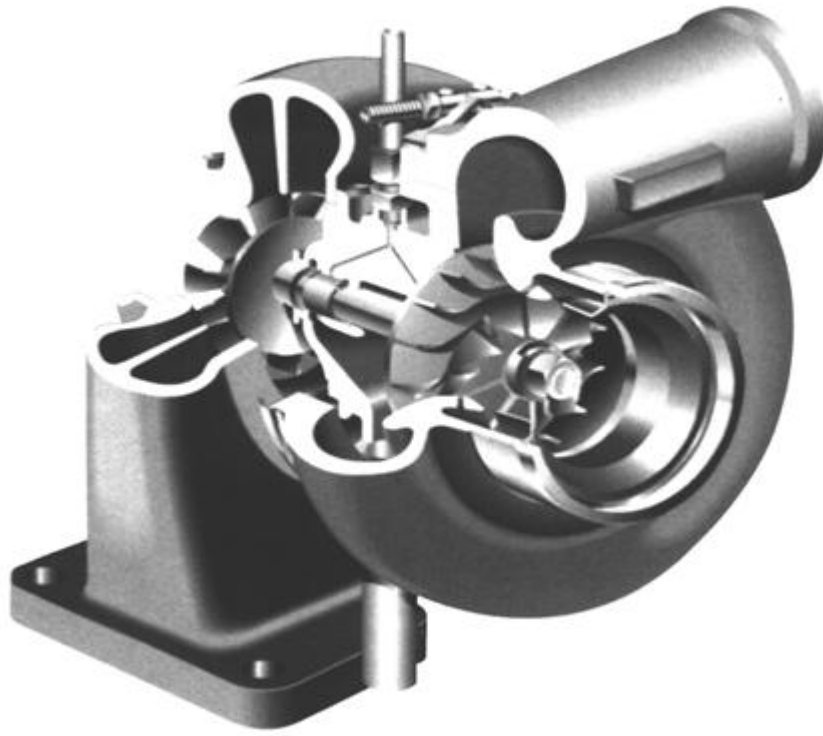
Gülyaşar ve diğ. (2008) Egzoz türbinli doldurucu da denilen bu yöntemde, mekanik kompresörün tersine motordan güç almadan doldurma yapılmaktadır. Çalışma prensibi de oldukça basittir. Egzozdan faydasız olarak atılan egzoz gazı enerjisiyle direkt olarak türbin çarkı tahrik edilmektedir. Türbin tarafından aynı mile bağlı olarak fakat ayrılmış gövde içerisindeki bir kompresör aynı hızla döndürülmektedir. Bu pompa taze havayı emmekte, sıkıştırmakta ve 1 atmosfer veya üzerindeki basınçta silindirlere göndermektedir. Böylece optimal karışım gönderilmektedir.

Silindirlere atılan egzoz gazlarının genişleme sonundaki enerjileri bir gaz türbini vasıtasıyla mekanik işe dönüştürülür. Gaz türbininin mekanik enerjisi, miline bağlı bir kompresörü tahrik ederek, aşırı doldurma havasının sıkıştırılması sağlanır. Böylece optimal bir dolgu elde edilir.

Bu şekilde türbin ve kompresör ünitesiyle sağlanan aşırı doldurma turbo şarj olarak tanımlanır, Şekil 2.6'da ise bir turbo şarjın kesit görünüşü verilmiştir. Türbin ve kompresör ünitesinin toplam kütlesi motor kütlesinin %8'ini geçmez. Turbo şarjlı motorlarda birim güç maliyetinin daha az olması ve %50'nin üstünde güç artışı sağlanması nedeniyle, otomotiv dahil geniş uygulama alanı vardır.

Aşırı doldurmada yanma daha fazla hava fazlalık katsayısıyla gerçekleştiğinden egzoz gazlarındaki zararlı emisyon yüzdeleri azalır. Turbo şarjlı motorlarda hız

azalması, çevrim başına silindirden atılan egzoz gazlarının fazla değişmediği göz önüne alındığında, türbine giren egzoz gazlarının sıcaklıklarının düşmesine yol açar. Bu durum, türbin gücünü düşürür ve daha düşük güçle tahrik edilen kompresörün çıkış basıncı P_k 'yı azaltır. Turbo şarj yönteminde aşırı doldurma basıncının motor hızına bu şekilde bağımlılığı, rezerv moment sağlanamaması nedeniyle motorun ivmelenmesini kötüleştirir. Aşırı doldurmanın etkinleştirilmesi için, egzoz supabı serbest kesitinin zamana göre değişim değerinin artırılması için dizaynda özen gösterilmesi gerekir. $\epsilon_k > 2$ şartlarında turbo şarj yöntemiyle aşırı doldurma için, genelde iki egzoz ve iki emme supabı uygulaması yoluna gidilir.



Şekil 2.6 : Turbo şarjın kesit görünüşü

Mekanik ve termik zorlanmaların makul sınırlarda tutulabilmesi için 1,6-1,8 sınırlarında tutulmalıdır. $\epsilon_k > 2,2$ şartlarında, kompresör çıkışında hava soğutucu kullanılma yoluna gidilir. Yaklaşık olarak hava sıcaklığının 10°C düşürülmesi yoğunluğu %3, aynı özgül yakıt sarfiyatı için gücü %3 arttırmaktadır.

Türbin çevresel hızı taşıt motoru uygulamasında 250-380 m/s arasındadır. Türbin rotor çapının artması türbin ünitesinin ataletini arttıracığından, bu durum motorun

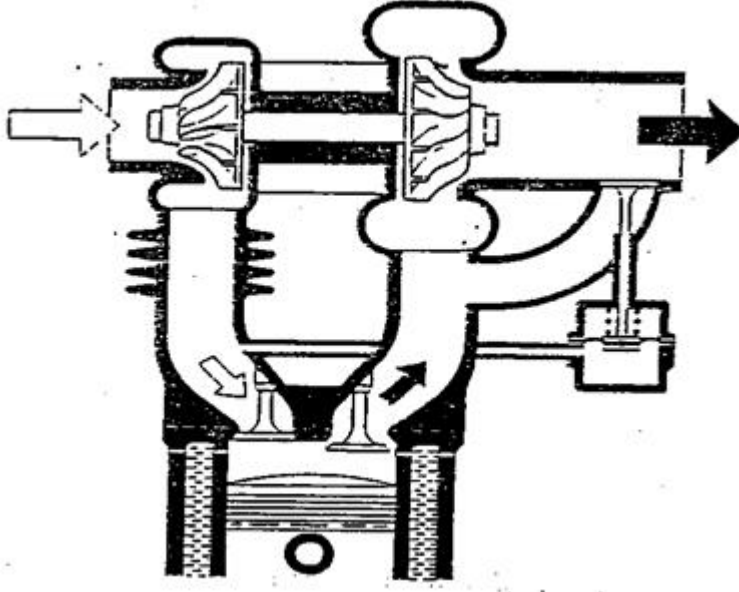
ivmelenmesini olumsuz etkiler. Bu nedenle türbin rotoru dış çapı küçük tutulur. Normal işletme şartlarında, türbin hızları 55000-80000 1/min arasında değişir.

2.2.2. Turbo şarjın çalışma prensibi

Gülyaşar ve diğ. (2008) Turbo şarjın çalışması, egzoz manifoldundan çıkan yanmış egzoz gazlarının enerjilerine bağımlı olarak değişir. Silindirden çıkan egzoz gazları, egzoz manifoldunun ağzındaki türbin bölümüne girer. Çevresel ve merkeze doğru daralan bir kanaldan geçen sıcak gazlar bir yandan genişlemek isterken, diğer taraftan daralmakta olan bu kanalda hız kazanırlar. Bu noktadan sonra gaz, türbin çarkının dış ucundan türbin odası merkezine geçerken kanatçıklara çarparak türbini yüksek bir hızla döndürür ve türbin ortasından egzoz borusuna geçerler. Türbin çarkı ve kompresör çarkı aynı mil üzerinde bağlı olduklarından aynı hızla dönerler.

Kompresörde hava filtresinden emdiği temiz havayı merkezden alır ve çark kanatlarıyla yüksek hızla çevreye savurur. 100.000 d/d'ya erişebilen bir hızla dönen kompresör çark, havayı santrifüj kuvvetlerle ağırlık kazandırır ve merkezden çevresel kanala doğru fırlatır. Dış basınca göre yaklaşık iki misli basınca buradan da besleme borusu ile emme manifolduna girer. Emme supabının açılmasıyla beraber emme manifolduna yığılı bulunan basınçlı hava silindir içerisine dolar. Şekil 2.7'de hava akış durumu gösterilmiştir.

Santrifüj kompresör çarkının temel tipi eksen yönünde kıvrılmış kanatları bulunan levha biçimli bir mildir. Kanatlar döndükçe merkezden hava toplar, merkezkaç hareketi ile havayı dış kenardaki sarmal kıvrımlardan oluşan bir difüzöre doğru iterler. Bu difüzör havayı yavaşlatarak kinetik enerjiyi basınç enerjisine dönüştürür.



Şekil 2.7 : Turbo şarjda havanın akış şeması

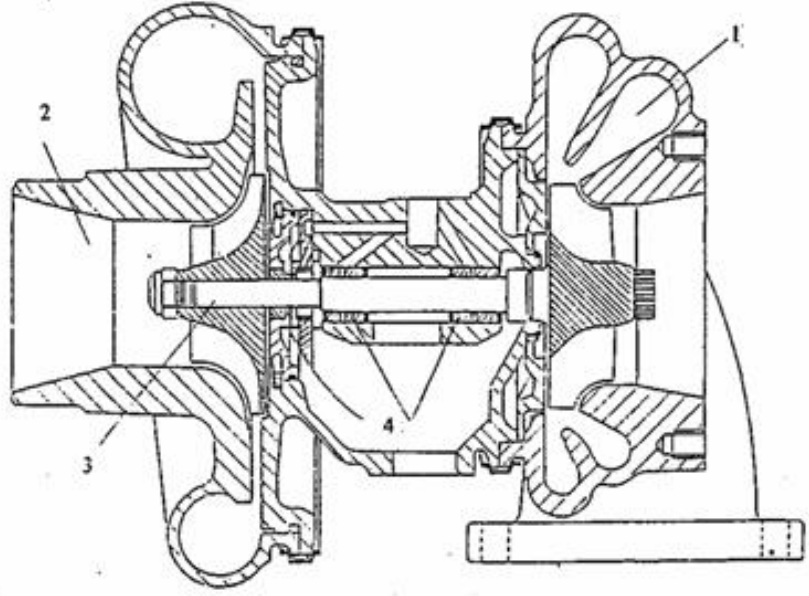
Motorun hızı arttıkça egzoz gazlarının hacmi ve buna bağlı olarak hızları artar, böylece türbin üzerindeki etkisi de artmış olur. Turbo kompresör milinin 20.000 d/d ile 120.000 d/d arasında dönebilmesi mümkündür. Böylece hız arttıkça kompresörün bastığı hava miktarı ve buna bağlı olarak da motorun verimli beygir gücü de artmaktadır. Egzoz devresinde meydana gelebilecek basınç dalgalanmalarına önleyebilecek aynı anda egzoz yapmayan iki veya üçer silindirden oluşan gruplar oluşturulur. Böylece basınç dalgalanması önlenmiş olur.

2.2.3. Turbo şarjın yapısı

Gülyaşar ve diğ. (2008) Doldurucu egzoz gazlarının enerjisiyle çalışan bir türbin tarafından tahrik edilir. Santrifüj doldurucuya benzer olarak türbinde radyal veya eksenel tipte olabilir. Ancak doldurucuların, aksine radyal tipin yanında eksenel tip türbin oldukça sık kullanılmaktadır. Eksenel tipte çap küçüldükçe kanatlarla gövde arasındaki boşluk toplam kanat alanına göre göreceli olarak büyümekte ve kaçaklar arttığı için verim düşmektedir. Bu bakımdan 150 mm'den daha küçük çaplarda eksenel tip kullanılmaz.

Büyük çaplarda ise, radyal türbin durumunda imalat ve mukavemet problemleri ile karşılaşmaktadır. Bu nedenle 300 mm'den daha büyük çaplarda radyal tip kullanılmaktadır. Gerçekten radyal türbinler karışık kanat şekilleri nedeniyle daha çok döküm yoluyla imal edilmektedir. Bu bakımdan çap büyüdükçe iyi bir döküm

kalitesi elde etmek ve azalan sayılar için ekonomik bir imalat gerçekleştirmek zorlaşmaktadır. Ayrıca radyal türbinlerin bütün gövdesi ısıya maruz kaldığı için çap büyüdükçe termik gerilmeler büyümektedir. Turbo şarjın kısımları Şekil 2.8’de görülmektedir.



Şekil 2.8 : Turbo şarjın kısımları 1-Türbin; 2-Kompresör; 3-Türbin mili; 4-Yataklar

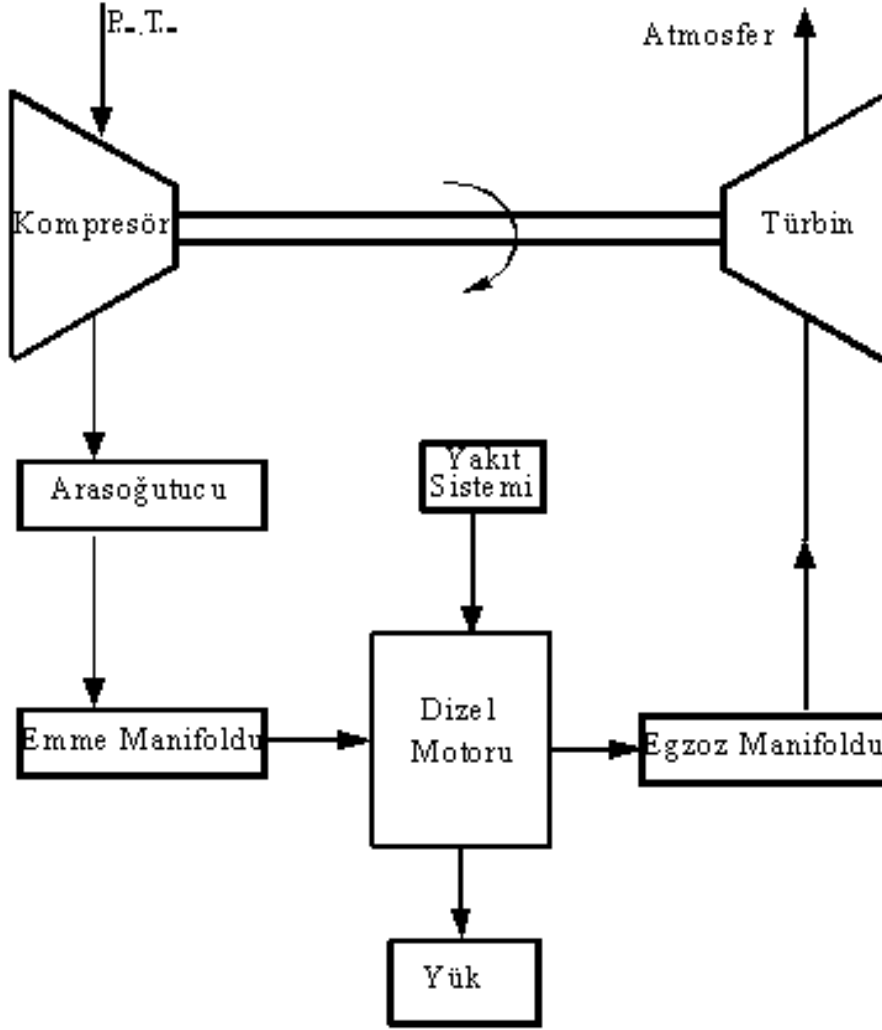
2.3. Aşırı Doldurmalı Motorlarda Ara Soğutucu

Gülyaşar ve diğ. (2008) Aşırı doldurmalı motorlarda sıkıştırma işlemi, basınçla beraber sıcaklığı da arttırır. Bu da dolgu havasının yoğunluğunu azaltarak volumetrik verimin düşmesine sebep olur. Buna bağlı olarak, motor gücünde azalma görülür.

Ara soğutucunun amacı motorun termik verimini arttırmaktır. Termik verim, silindirlere girmiş olan karışımın yanması ile oluşan enerjiye karşılık, motorun bu enerjiyi faydalı iş haline çevirme oranına denir. Ara soğutucu silindire gönderilen havanın yoğunluğunu arttırarak, silindire bir çevrimde alınan hava miktarını arttırır, kompresör çıkışı ısınarak yoğunluğu azalan havanın silindirlere girmeden soğutulması gerekir. Bu soğutma, aynı zamanda sıkıştırma başı sıcaklıklarının, dolayısı ile genel sıcaklık seviyesinin yükselmemesi için gereklidir. Bu soğutma işlemi, intercooler olarak isimlendirilen bir ara soğutucu ile gerçekleştirilir. Böylece aynı doldurma basıncı için daha fazla havanın silindir içine alınması sağlanmış olur.

Şekil 2.9’de turbo doldurmalı ve ara soğutuculu bir dizel motorunun çalışma şeması

görülmektedir.



Şekil 2.9 : Turbo şarjlı ve ara soğutuculu bir dizel motorunun çalışma şeması

Arslan (1996) Ara soğutma sonucu, aynı doldurma basıncı için motora emilen havanın miktarı arttığından, ulaşılan ortalama efektif basınçta büyümekte ve hem mekanik verim göreceli olarak büyüdüğü ve hem de düşen sıcaklıklar ile ısı kaybı azaldığı için motor verimi de artmaktadır. Yapılan etkili bir ara soğutucu ile de emisyonları mutlak olarak düşürmek ve motor gücünü daha da arttırmak olanaklıdır. İntercooler eklenmesi ile Stage II emisyon standardı seviyesine ulaşan (emisyon testleri OTAM labratuvarlarında yapılmıştır.) TÜMOSAN motoru Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



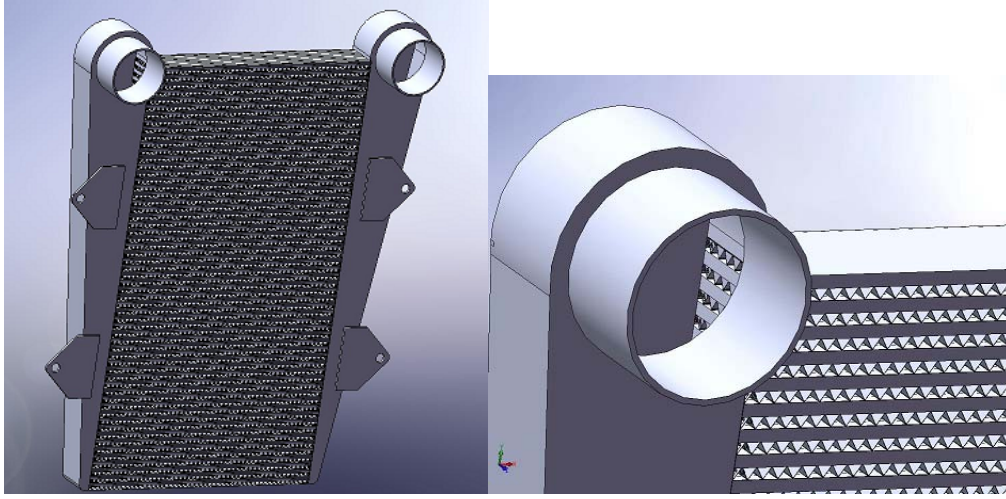
Şekil 2.10 : Aşırı doldurmalı TUMOSAN traktör motoru

2.3.1. Ara soğutucunun yapısı

Ara soğutucu, üç kısımdan oluşur:

- 1- Hava kazanları
- 2- Tüpler (Hava kanalları)
- 3- Kanatçıklar (Finler)

Hava kazanları, giriş ve çıkış kazanı olarak iki kısma ayrılır ve genellikle peteklerin sağ ve sol taraflarına yerleştirilir. Bu kazanlar havanın tüplere eşit dağılımını sağlayabilmek için giriş ve çıkış noktalarına doğru genişleyen bir şekilde yapılırlar. (Şekil 2.11)



Şekil 2.11 : Bir ara soğutucunun komple görünüşü

Havanın, içinden geçerek üzerindeki ısının kanatçıklara verilmesini sağlayan kanallara, tüp denir ve iki kanatçık arasına bir tüp gelecek şekilde bir dizayn yapılır. Havanın türbülans yaparak daha iyi bir ısı transferi sağlaması için, tüplerin iç kısımlarına kanatçıklar yerleştirilir.

Tüp üzerindeki ısıyı iletim yolu ile alarak havanın soğutulmasını sağlayan elemanlara ise kanatçık denir. Kanatçıkların yüzey alanı arttıkça, hava ile temas eden yüzey de artar. Ancak kanatçıklar içerisinden havanın akarak geçebilmesi için bir boşluk bırakılması gerekir. Bu nokta, kanatçık yüzey alanını sınırlayan bir faktördür.

Ara soğutucu malzemesi olarak genellikle alüminyum alaşımı kullanılır. Alüminyum alaşımının tercih edilmesinin sebebi olarak; alüminyumun ısı iletim katsayısının fazla olması, ucuz ve hafif olması sıralanabilir. Ara soğutucuda kazan, tüp ve kanatçıklar aynı malzemeden yapılır ve ısı altında lehimleme yöntemi ile birleştirilir.

Ara soğutucular, genellikle radyatörün ön tarafına ve radyatöre 2-3 cm aralık kalacak şekilde yerleştirilirler.

Tüp ve kanatçıkların birbirine monte edilmiş haline petek denir. Petek yüzeyinde toz, partikül ve benzeri maddelerin birikerek soğutma kapasitesini düşürmesi önemli bir sakıncadır. Eğer bu tür maddeler ara soğutucunun herhangi bir bölgesine birikirse, o bölgeyi tıkar ve soğutucu havanın geçişi engellenmiş olur. Böyle bir durumda o bölge aşırı ısınır. Bu ise, ara soğutucuda çarpılma ve çatlamaya yol açar.

Bu tür durumlar özellikle maden ocaklarında, orman işlerinde ve tozlu ortamlarda çalışan araçlarda sıkça görülür. Böyle yerlerde periyodik bakım daha da önem

kazanır. Böyle bir durum söz konusu olduğunda, peteğin dış kısmı muhakkak surette temizlenmelidir.

Bir ara soğutucu dizaynı yapılırken bir takım değerler ve sınırlamalar göz önünde tutulur. Bunlar kısaca:

1. Ara soğutucu giriş ve çıkış sıcaklıkları
2. Ara soğutucu ebatları
3. Ara soğutucudan geçen hava debisi
4. Ara soğutucunun soğutma gücü
5. Kompresör verimi
6. Türbin verimi olarak sayılabilir.

2.4. Volümetrik (Hacimsel) Verim

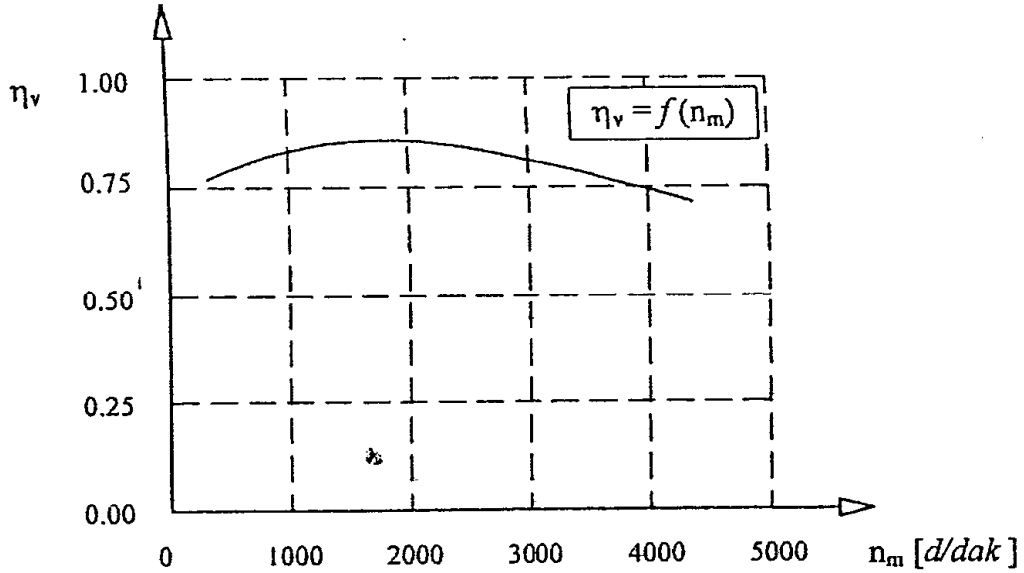
Gökbel (2008) Çevrim başına elde edilen iş öncelikle emme strokunda silindire alınan dolgu miktarına bağlıdır. Aerodinamik kayıplar sebebiyle silindire emilen havanın basıncı emildiği ortam olan atmosferinkinden daha düşüktür sıcaklığı ise çok daha yüksektir. Silindire giriş sırasında gazlar emme kanalı, emme subabı ve silindir cidarı gibi motor elemanlarıyla temasta bulunur. Bu elemanlar motorda gerçekleşen yanma sebebiyle sıcaktırlar ve bu sebeple emilen dolgunun yoğunluğu (δ_1) atmosfer şartlarında bulunan aynı gazın yoğunluğundan (δ_2) daha küçüktür. Emme strokunun sonunda silindirde oluşan şartlardaki dolgu ağırlığını aynı hacmi işgal eden atmosfer şartlarındaki dolgunun ağırlığına oranına volümetrik verim denir ve $\eta_v = \frac{\delta_1}{\delta_2}$ olarak

ifade edilir. Emme strokunun sonundaki dolgunun durumu motor hızına ve yük durumuna bağlı olduğundan volümetrik verim değişken bir karakteristiktir. Modern 4 zamanlı motorlarda yapılan hesaplamalarda ortalama volümetrik verim 0,80-0,85 olarak alınabilir.

2.4.1. Volümetrik verimi etkileyen büyüklükler

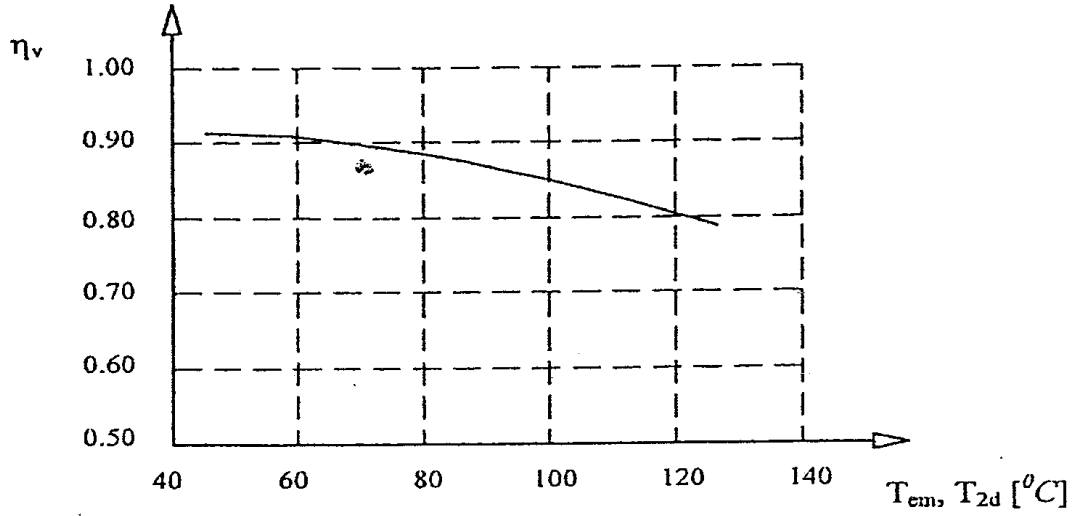
1. Emme sonu silindir basıncı büyüdükçe yani emme süresince olan aerodinamik kayıplar azaldıkça volümetrik verim artmaktadır. Emme sonu basıncı silindir kafası konstrüksiyonuna bağlı olarak motor dönme sayısının karesi ile azalır.

Çünkü aynı supap açık kalma alanı için gaz hızı dönme hızıyla, basınç kaybı da hızın karesi ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Şekil 2.12’te de görüldüğü gibi düşük dönme sayılarında emme havasının ataletinin düşük olması dolayısıyla yüksek dönme sayılarında ise kısılma kayıplarının artması sebebiyle volümetrik verim azalmaktadır.



Şekil 2.12 : Devir sayısının volümetrik verime etkisi

2. Egzoz sürecinde meydana gelen aerodinamik kayıplar motor dönme sayısının karesi ile artmaktadır. Aerodinamik kayıpların artması sonucu artık gazların basıncı artar. Bu, silindire daha az taze dolgunun girmesine dolayısıyla volümetrik verimin düşmesine sebep olur.
3. Egzoz sonu sıcaklığı arttıkça volümetrik verim azalır. Bunun sebebi, artan sıcaklık ile birlikte emilen dolgunun yoğunluğunun artması ve dolayısıyla içeri daha az dolgu alınabilmesidir.
4. Emme sonu sıcaklığı azaldıkça volümetrik verim artmaktadır. Bunun sebebi, emme sürecinde alınan dolgunun düşük sıcaklıkta daha az yer kaplaması ve daha çok dolgunun emilebilmesine olanak sağlamasıdır. Şekil 2.13’te emme havası sıcaklığının volümetrik verime etkisi gösterilmiştir.

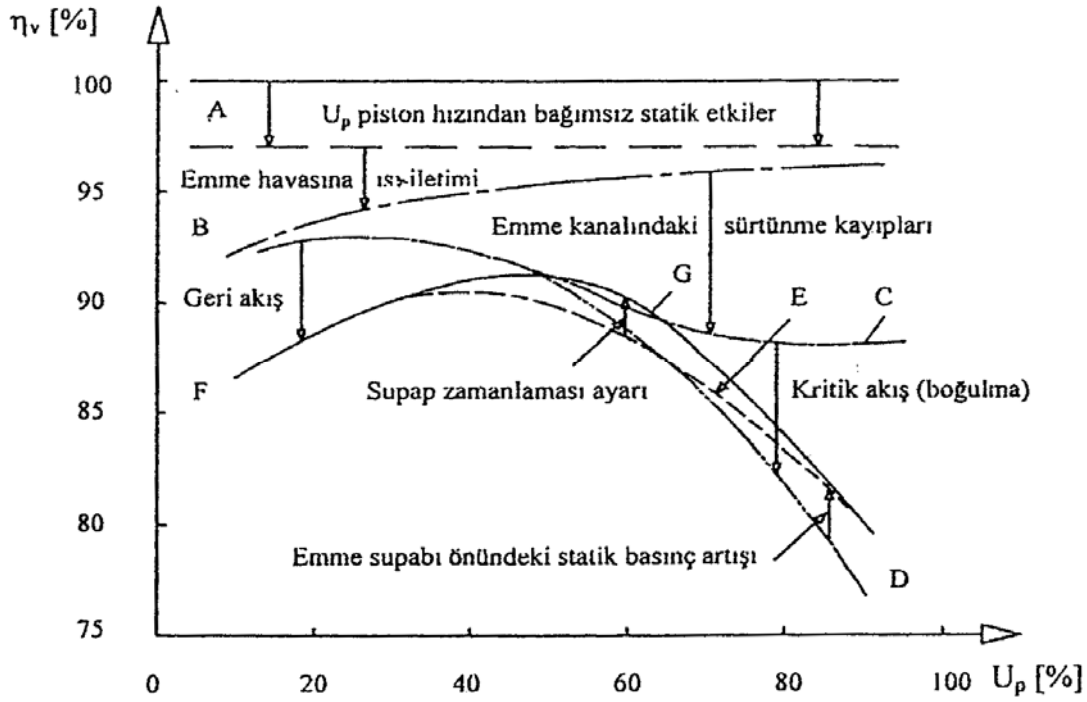


Şekil 2.13 : Emme havası sıcaklığının volümetrik verime etkisi

5. Sıkıştırma oranının artışının volümetrik verim üzerinde pozitif ve negatif etkileri bulunmaktadır. Pozitif etkisi; sıkıştırma basıncının artışıyla birlikte artık gazların azalması dolayısıyla emme sürecinde daha fazla dolgu alınabilmesidir. Negatif etkisi ise artan sıkıştırma oranı ile birlikte ortalama sıcaklıkların artması, bunun da dolgunun yoğunluğunun azalması yani daha az dolgu alınabilmesidir.

Şekil 2.14'te volümetrik verim üzerine etkileyen yukarıda belirtilen ve belirtilmeyen bütün parametrelerin toplam etkisi aynı diyagram üzerinde ortalama piston hızına bağlı olarak şematik olarak görülmektedir. Ortalama piston hızına bağlı olmayan statik etkiler volümetrik verimi %100 den A doğrusu seviyesine düşürmektedir. Emme havasının silindire akışı sırasında emme kanalından emme gazlarına olan ısı iletimi nedeniyle η_v A doğrusu seviyesinden B eğrisi seviyesine inmektedir. Bu düşüş özellikle alçak motor dönme sayılarında silindirdeki artık gaz miktarının artması sonucu emme havasının daha fazla ısınması nedeniyle daha fazladır. Emme subabındaki ve kanalındaki sürtünme kayıplarının motor dönme sayısının karesiyle artması sonucu η_v eğrisi C eğrisi şeklini alır. Yüksek motor hızlarında, emme subabındaki akış hızının kritik akış hızını aşması sonucu η_v hızla düşmekte ve C eğrisi D eğrisine dönüşmektedir. Emme havasının statik basıncının arttırılması amacıyla, emme subabının biraz daha geç kapanması durumunda, özellikle yüksek motor dönme sayılarında η_v artmakta ve E eğrisi şeklini almaktadır. Fakat düşük

dönme sayılarından emme manifolduna doğru oluşan geri akış nedeniyle η_v azalmakta ve F eğrisi şeklini almaktadır. Sonuçta emme ve egzoz subaplarının açılma, kapanma ve birlikte açık kalma zamanlarının belirlenmesi sonucu η_v bir miktar daha artarak G eğrisi şeklinde ortalama piston hızına bağlı olarak değişmektedir.



Şekil 2.14 : Volümetrik verimin ortalama piston hızıyla değişimi

2.4.2. Volümetrik verimin güce etkisi

Volümetrik verim emme ve egzoz süreçlerinin etkenliğiyle alakalıdır. Bir motorun gücü direk olarak volümetrik verimiyle ilgilidir.

Volümetrik verimin artışı, bir çevrimde yakılan yakıt miktarının artışı, dolayısıyla bir çevrimde yapılan işin artışı demektir. Bu, şu şekilde de ifade edilebilir;

$$m_y = \frac{\eta_v V_h \rho_h}{HYO}; \quad (2.1)$$

$$W = m_y \eta_e H_u; \quad (2.2)$$

Burada;

m_y : Yakıt kütlesi

V_h : Strok hacmi

ρ_h : Havanın yoğunluğu

η_e : Efektif verim

H_u : Yakıtın alt ısı değeri

HYO : Hava – yakıt oranı

W_ς : İş

2.4.3. TÜMOSAN 4DT39T motorunda volümetrik verimi arttırmak için planlanan değişiklikler

- Şu andaki silindir başına iki supaplı (bir emme bir egzoz) olan TÜMOSAN motorunun volümetrik verimi 0.85’dir. Yeni geliştirilecek olan motorda ise silindir çapı sabit tutarak (silindir kafasında çapı arttırmak için gereken yer olmadığı için), silindir başına supap sayısı dörde (iki emme iki egzoz) çıkarılması planlanmıştır. Motorun geliştirilmiş silindir kafasında iki emme supabı yer aldığı için çift emme portunun toplam kesit alanı artarak hava dolgunun silindire geçiş hızını azaltacaktır. Bu ise havanın akış direncini düşürerek silindirde basınç kaybını azaltacak ve böylece motorun volümetrik verimini arttıracaktır. Silindir başına supap sayısının artması ile değişecek olan volümetrik verim değeri hesaplamalar kısmında hesaplanmıştır.
- Emme ve egzoz manifoldları hava akışına daha uygun tasarlanmıştır. Emme havasına verilen türbülans ve emiş hızı, silindire alınan taze hava miktarını etkilediğinden manifoldun tasarımında bu hususlar dikkate alınmaktadır. Keskin köşe veya cidar pürüzlülüğünün fazlalığı hava giriş hızını ve miktarını azaltmakta, dolayısıyla silindire alınan dolgu kütlesinde düşme olmaktadır. Karışım içerisindeki hava oranının azalması yanmanın kötüleşmesine yol açtığından, motor performansı ve emisyon değerleri üzerinde olumsuz etki meydana getirmektedir. Benzeri bir durum ise egzoz manifold tasarımında görülmektedir. Egzoz gazlarının aerodinamik kayıplarının artması sonucu yanmış gazların çıkışında direnç olacak ve artık gazların basıncı artar. Bu, silindire daha az taze dolgunun girmesine dolayısıyla volümetrik verimin

düşmesine sebep olur. Bu sebeplerden dolayı manifold tasarımları büyük titizlikle gerçekleştirilmelidir.

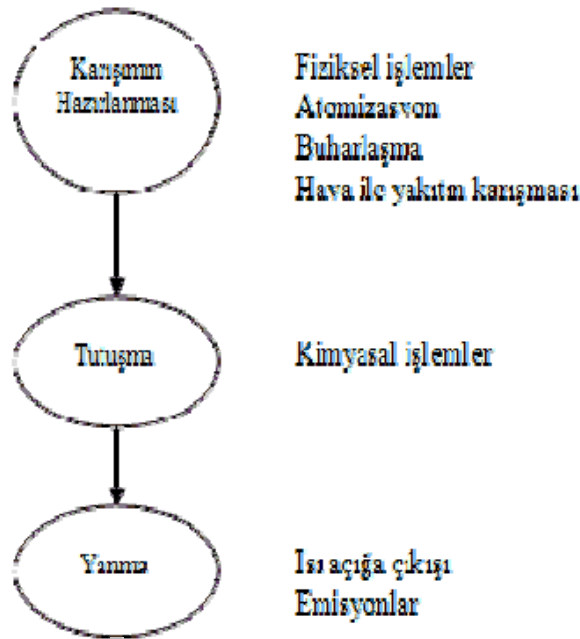
- Turboşarj ile emme manifoldu arasına ara soğutucu eklemesi planlanmıştır. Bu sayede turboşarjda ısınan ve yoğunluğu azalan havanın ara soğutucu ile soğutularak yoğunluğunun artırılması amaçlanmıştır. Emme zamanında silindire daha fazla hava alınacağından volümetrik verim de artar.

Volumetrik verim hesaplarda 0,85'ten 0,90'a çıkarılması kabulü yapılmıştır. Tasarımda bu değeri yakalamaya çalışılmıştır.

3. DİZEL MOTORLARDA YANMA

Dizel motorlarında yanma olayı, yanma odasına yakıtın püskürtülme olayının başladığı andan, yanma ürünlerinin dışarıya atıldığı egzoz zamanı başlangıcına kadar geçen süre içerisindeki karmaşık fiziksel ve kimyasal olayları kapsamaktadır (Çakır, 2007). Dizel motorlarında hava, emme zamanında herhangi bir kısılmaya maruz bırakılmadan silindirlere tam olarak doldurulur. Sıkıştırma oranı yüksek olduğundan sıkıştırma zamanının sonuna doğru silindirdeki gaz sıcaklığı oldukça yüksektir. Üst ölü nokta (ÜÖN)'dan hemen önce yakıt püskürtülmeye başlanır ve yüksek sıcaklık sebebiyle hemen hemen püskürtüldüğü gibi tutuşur ve yanar (Doğru, 2007).

Dizel motorlarında yanma işleminin prensip şeması Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Dizel motorlarında yanma işlemi

Çakır (2007) Yüksek sıcaklık ve basınçtaki ortama püskürtülen yakıtın buharlaşmaya başlaması ile birlikte reaksiyonlar da oluşmaya başlamaktadır. Ancak başlangıçta, bu reaksiyonların hızları çok düşük olduğundan, basınçta belirgin bir artış görülmez. Fakat bu reaksiyonun hızı temel yanma prosesi teorilerinden beklenen oranla çok düşük olduğundan görülebilir bir alev veya algılanabilir bir basınç artımının ortaya çıkması için tutuşma gecikmesi adı verilen bir zaman periyodunun geçmesi

gerekmektedir. Dizel motorlarında yanmanın tutuşma gecikmesinden sonraki aşamasında, benzin motorlarında olduğu gibi yanmış bölgeden yanan bölgeye enerji ile kütle iletimi sonucunda yanmanın belli bir yön ve hızda gerçekleşmesi söz konusu değildir. Dizel motorunda yanma olayını etkileyen ve yanmayı devam ettiren, yanma bölgesindeki sıcaklık, basınç, karışım oranı ve oksijen miktarını belirleyen yerel koşullardır. Ancak yanmanın gelişimi yerel koşullara bağlı olmakla birlikte, komşu bölgelerden olan ısı ve kütle iletimi ve yanma odasındaki hava hareketleri de bu gelişime etki etmektedir. Pistonun ÜÖN'ya yakın bir konumunda yanma odasına sıvı halde püskürtülen yakıt demetini oluşturan damlacıklar ısınır ve buharlaşmaya başlar. Havanın karşı basıncı tarafından frenlenen demette, damlacıklar yavaşlar ve küçük damlacıklar demetin dış kısmına doğru yönelir. Tutuşma için gerekli hava yakıt oranı sağlandığında ilk yanma burada başlar.

3.1. Yanma Prosesinin Hesabı İçin Vibe Fonksiyonu

İçten yanmalı motorlarda, iş çevrimi sırasında kimyasal enerji mekanik enerjiye dönüşmektedir. İş çevrimi- silindir içerisinde periyodik olarak tekrarlanan fiziksel ve kimyasal olayların etkileşimidir.

Motorun güçlü, emliyetli, ekonomik ve uzun ömürlü olması iş çevriminin geliştirmiş olmasına bağlıdır. Bu durum iş çevriminin ne kadar önemli olduğunu ortaya koymaktadır.

İş çevrimi aşağıda sıralanan parametrelerle karakterize edilmektedir. Yapılan işin göstergesi olan- ortalama indikatör basınç, ekonomi göstergesi- indikatör verim, krank biyel mekanizmasının parçalarına gelen, mekanik ve dinamik yük göstergesi olan – iş gazının maksimum sıcaklığı ve genişleme sonundaki gazların sıcaklığı, emme zamanının başlangıcında iş gazının durumunu belirleyen – gazların basıncı ve sıcaklığı. İş çevrimi esnasında basınç ve sıcaklık sürekli değişmekte olup, silindir cidarlarından ısı iletimini yaratmaktadır.

İş çevrimi parametreleri indikatör diyagramından belirlenmektedir. Dolayısıyla bu diyagram iş çevriminin kalitesini yansıtmaktadır. Mühendisler, termodinamiğe bağlı olarak, gerçek çevrimi yansıtmaya çalışan çeşitli teorik modeller yaratmaktadır.

Alman kökenli Sovyet profesörü Vibe büyük miktarda deneyim materyallerini genelleştirerek, yanma olayı dinamiğinin matematiksel modellerini vermektedir. Bu denklemler hem dizel hem de benzin motorları için geçerlidir.

Vibe fonksiyonu ile, verilen parametreler arasında ortalama hız, maksimum yanma hızının bağıl zamanı ve püskürtme avansı varsa, yanma eğrisinin ve bütün çevrimin hesapları yapılabilir.

3.1.1. Yanma hızı kanunu

Silindirdeki reaksiyon hızı, motorun gücünü, yakıt sarfiyatını, motorun ömrünü etkilemektedir. Silindirdeki çevrimlerin tekrarlanması yakıtın yanma hızının belli bir kanuna göre gerçekleştiğini göstermektedir. Turboşarjlı dizelerde yanma reaksiyonlarının hızı yüksek olduğu durumda motor sert çalışmaktadır. Farklı karışım oluşturma ve ateşleme yöntemleri farklı yanma kanununa göre gerçekleşmektedir (Çakır, 2007).

3.1.2. Yanma hızı denklemi

Yanma reaksiyonlarının hızı reaktantların konsantrasyonuna bağlıdır. Kimyasal dönüşümler esnasında reaktantların konsantrasyonu azaldığı için, reaksiyon hızı yanma olayının başlangıcında maksimuma ulaşmaktadır. Yakıtın yanması zincirleme reaksiyonları ile gerçekleşmektedir. Isının açığa çıkış hızı ise, o anda gerçekleşen kimyasal dönüşümlerin toplam sayısına bağlıdır.

Motorlardaki zincirleme reaksiyonlar karışık koşullar altında gerçekleşmektedir. Yakıt homojen bir yapıya sahip olmadan, farklı oranda olan çeşitli hidrokarbonlar içermektedir. Yanma esnasında basınç, hacim ve sıcaklık değişmektedir. Yanma olayını yanma odasındaki hava hareketleri çok etkilemektedir. Bütün bu olaylar zorluk yaratıp, yanma olayının matematik denklemlerle ifade edilemeyeceği izlenimi bırakabilir. Zincirleme kimyasal reaksiyonlar hakkındaki modern bilgileri ele alarak, kimyasal reaksiyon hızı denklemleri yazabiliriz.

Kimyasal reaksiyonun akışı aktif merkezlere bağlıdır. Aktif merkez, yakıtla reaksiyona girecek olan, serbest atom ve radikallerin birikimidir. Reaksiyon başlaması için aktif merkezlerin belli bir yoğunluğa sahip olması gerekir (bu merkezler sıcaklık yada elektrik kıvılcımı tarafından yaratılmaktadır). Reaksiyon hızı

anlık aktif merkezler sayısına bağlıdır. Yanma başlangıcında reaksiyon hızı çok yüksekse, reaktantların miktarı azalınca, hız düşmektedir (Çakır, 2007).

3.1.2.1. Yanma hızının yarı amprik vibe denklemi

$X=F(t)$, yanmış yakıt oranını gösteren karakteristik yakıt yanma denklemidir. Reaktantların molekül sayısının zamanla değişimine aktif(efektif) merkezlerin sayısına y ada efektif merkezlerin yoğunluğuna bağlı olan denklemlerin integrallerini alıp işlemler yaptıktan sonra yakıt yanma oranı denklemini elde ederiz (Çakır, 2007).:

$$x = 1 - e^{-\int_0^t n \rho dt} \quad (3.1)$$

Burada;

ρ - efektif merkezlerin bağıl yoğunluğu (anlık),

n - katsayı,

t - yanma zamanı,

Bu denklem kompleks fonksiyon olarak yazılmıştır:

$$X = \phi[f(t)] \quad (3.2)$$

n değerini sabit olarak alırsak denklemi şu şekilde yazabiliriz:

$$x = 1 - e^{-n \int_0^t \rho dt} \quad (3.3)$$

Yukarıdaki fonksiyonu ise şu şekilde yazabiliriz:

$$f(t) = n \int_0^t \rho dt \quad (3.4)$$

Bu denklemi pratikte çözemeyiz, çünkü efektif merkezlerin bağıl yoğunluğu ρ zamana bağlı olarak bulunmamıştır. ρ birçok fiziksel ve kimyasal faktöre bağlıdır (reaksiyon zincirlerinin etkileşimine, sıcaklığına, basınca, ısı iletimine, hava hareketlerine vs.).

Yanma hızı ifadesini yazabilmek için, ρ 'nun zamana bağlı ifadesi:

$$\rho = kt^m \quad (3.5)$$

m- yanma esnasında efektif merkezlerin yoğunluğunun zamanla değişimini gösteren parametre. Vibe katsayısı(yanma karakteri göstergesi),

k – orantı katsayısı,

Bir takım işlemlerden sonra yakıt yanma denklemini elde ediyoruz.

$$x = 1 - e^{-\frac{K}{m+1}t^{m+1}} \quad (3.6)$$

Burada $K=nk'$ dır

Bağıl yanma hızı için:

$$w = Kt^m e^{-\frac{K}{m+1}t^{m+1}} \quad (3.7)$$

Bu denklemleri pratikte uygulanabilecek hale getirmeden önce yanma olayı süresi tanımlı yapmalıyız. Denklem (2.12)'de gördüğümüz gibi yanma hızının 0'a ulaşması için, yani maddenin tümüyle değişime uğrayabilmesi($x=1$), ancak zamanın $t=\infty$ olması lazım. Yani teorik reaksiyon tamamlanma zamanı sonsuza eşittir. Vibe'ye göre reaktantların yaklaşık tümü bitmişse reaksiyonun bittiği varsayılmaktadır.

Yanma olayı süresini α_z , reaksiyonun sonuna doğru yanan yakıt miktarını ise x_z olarak gösterelim.

Matematik işlemlerden sonra yakıt yanma denklemi aşağıdaki hali almaktadır:

$$x = 1 - e^{-C\left(\frac{t}{\alpha_z}\right)^{m+1}} \quad (3.8)$$

$x_z=0.999$ kabul ettikten sonra C'yi hesaplıyoruz ve denklem aşağıdaki son halini almaktadır:

$$x = 1 - e^{-6.908\left(\frac{t}{\alpha_z}\right)^{m+1}} \quad (3.9)$$

Bu denklem Vibe denklemi olarak yanma eğrisinin zamana göre değişimini vermektedir. Bu yanma hesabı püskürtme avansını, yanma olayının ortalama hızını ve zaman içerisindeki değişimini de hesaba katmaktadır.

3.1.2.2. Yanma hızı denklemi parametrelerinin analizi

Vibe katsayısı m ve yanma süresi α_z biliniğinde, zamana bağlı yanma denklemini yazabiliriz. m parametresinin fiziksel anlamı: yanma hızı maksimuma ulaşmışken ya da yanma ivmesi sıfırken, bağıl zaman α_m / α_z değerini belirlemektedir. m artınca bu zaman da artar. Burada α_m , yanma hızın maksimuma ulaştığı zamandır.

m değeri aynı şekilde yarı yanma zamanını da belirlemektedir. Vibe fonksiyonu denkleminde gördüğümüz gibi, m değeri yakıt oranı x_m 'i etkilemektedir.

Genelleme yaparsak; bağıl maksimum yanma zamanı α_m / α_z , bağıl yarı yanma zamanı $\alpha_{1/2} / \alpha_z$, yanma hızı maksimuma ulaşana kadar yanmış olan yakıt oranı x_m ve en büyük bağıl yanma hızı w_{0max} . Bu m parametresi reaksiyon mekanizmasının kinematik tarafını açıklamaktadır.

Düşük m değerleri, başlangıçta yanma olayının fırtına şeklinde artmasına sebep olmaktadır.

α_z ; reaksiyon süresi ve ortalama hız hakkında bilgi vermektedir. Bu α_z sabitine göre reaksiyonun bitmesi için gerekli zamanı belirleyebiliriz. α_z , yanma olayının fiziksel ve kimyasal özelliklerine bağlıdır (sıkıştırma oranı, dönme sayısı, yanma odası şekli, avans hareketleri, püskürtme avansı, yakıt türü, yük, karışım oluşturma şekli vs.) (Çakır, 2007).

3.1.3. Elde edilen yanma kanunları

3.1.3.1. Aşırı hızlı yanma

$m=0.3...0.65$ ve $\alpha_z=45...60$ °KMA parametrelili yanma kanunu aşırı hızlı yanma olup Direkt püskürtmeli veya “hacimsel karışimli” dizelerde gerçekleştirilebilir. Bu halde is emisyonunu düşürmek için yakıt püskürtme basıncını yüksek seviyede (>1200bar) tutmanın yanı sıra, yakıtı üç (ön+ana+art), hatta bazı hallerde dört kademeli (ön+ana+2 art) püskürtmek gerekmektedir. Bu şartları ise Common Rail elektronik yakıt püskürtme sistemini uygulamakla gerçekleştirmek mümkündür (Mehdiyev ve diğ., 2008).

3.1.3.2. Düşük hızlı yanma

$m > 1.9$ parametrelili yanma kanunu düşük hızlı yanma olup MAN-M-Proses ve benzeri yanma odalı dizelerde gerçekleştirilebilir. Bu tip dizelerde tek veya iki delikli enjektörün yardımıyla yakıt alçak basınç altında (< 500 bar) yanma odasının cidarlarına doğru püskürtülerek %95'e varan miktarı duvara sıvanır ve mikro kalınlıklı bir tabak (film) oluşturur ("tabakalı karışma"). Deneysel çalışmalarla tespit edilmiştir ki, yakıt tabakasının duvarla doğrudan temasta olması ısı transfer katsayısının kat kat artışına sebep olur ve sıkıştırılmış hava sıcaklığına nispeten duvarın yaklaşık 2 kat düşük sıcaklıkta olmasına rağmen (< 400 °C), yakıtın yeterince çabuk buharlaşması gerçekleştirilebilir. Buharlaşma düşük sıcaklık ortamında gerçekleştiğinde ise yakıt doğal hidrokarbon yapısını koruyup piroliz prosesine maruz kalmaz. Böylece "hacimsel karışimli" motorlardakinden farklı olarak "tabakalı karışmalı" motorlarda tutuşmadan önce is oluşumu büyük ölçüde engellenmiş olur. "Tabakalı karışma" yöntemiyle motorun aynı performans değerlerinde NO ve is emisyonunu düşürmek için yüksek basınç altında çok kademe ile yakıtın püskürtmesine gerek yoktur. Ancak MAN – M – Prosesle çalışan motorlarda esasen tek delikli enjektörler kullanıldığı için devir sayısı $n > 2500$ d/d olan motorlarda $m > 1.9$ karakterli yanma hızı yakıt tasarrufu açısından verimli değildir. Bu sebepten dolayı yüksek hızlı motorlarda MAN – M-Prosesle çalışan motorlar tercih edilmemektedir (Mehdiyev ve diğ., 2008).

3.1.3.3. Optimum hızlı yanma

$m = 1.2 \dots 1.5$ ve $\alpha_z = 50 \dots 60$ °KMA parametrelili yanma kanunu aşırı ve düşük hızlı yanma kanunlarıyla karşılaştırıldığında daha optimum olduğu düşünülmektedir. Ayrıca bu tip yanma kanunu devir sayısı $n > 2500$ d/d olan motorlarda problemsiz kullanılabilir. Bu yüzden de Vibe parametresi $m = 1.2 \dots 1.5$ ve $\alpha_z = 50 \dots 60$ °KMA olan yanma kanunu optimum hızlı kanun olarak değerlendirilmiştir. Bu yanma kanunu ise MR-1 yanma odası diye adlandırılan yanma odasında gerçekleştirilir. Bölüm 6'da bu kanunun, parametreleri verilmiş bir traktör motoru ile optimum bir çözüm olduğunu gösteren bir çalışma yapılmıştır (Mehdiyev ve diğ., 2008).

4. TMOSAN 4 SUPAPLI STAGE IIIB MOTORUNUN MATEMATİK MODELİNİN OLUŞTURULMASI İÇİN GEREKLİ HESAPLAR

Geliştirilmesi öngörülen TMOSAN Stage III motorlarının teorik olarak elde edilmesi gereken parametreleri Çizelge 4.1’de 4DT39T Stage II motorunun verileri ile karşılaştırılmıştır. Buradan görüldüğü gibi gücün 95 BG’den 105’e kadar arttırılması (%10 civarında), yakıt tüketiminin <170 g/BGh, NO emisyonunun ise <300 ppm olması hedeflenmiştir. Ön şart olarak motor bloğnun, piston-biyel mekanizmasının mevcut mukavemetini koruyarak yapısal değışiklikler yapılmaması (malzeme ve konstrksyon açısından), soğutma ve yağlama sistemlerinin mevcut halini korunması düşünülmüştür.

Dizel motorlarının gerçek çevrimin termodinamik hesabı aşığdaki şartlar dahilinde yapılır:

- Silindirdeki iş gazı (yakıt-hava karışımı artı yanma ürünleri) özgül ısısı sıcaklığa bağılı olarak değışen, aralarında reaksiyona girmeyen ideal gazlar karışımıdır.
- İdeal çevrimlerde olduğı gibi, yanma veya ısı giriş süreci: dizel motorlarında kısmen sabit hacim ($V=\text{sabit}$), kısmen de sabit basınçta ($p=\text{sabit}$) zaman faktörü göz önüne alınmadan gerçekteştiğı kabul edilir.
- Sıkıştırma ve genişleme süreçlerindeki ısı kayıpları politropik süreçlerin istatistik olarak belirlenmiş üs değıerleri (n_1 ve n_2) ile, yanma süreci ısı kayıpları (ısı iletimi ve yanma ürünleri disosyasyonu nedeniyle) ise tecrübi olarak belirlenmiş olan ısı kullanım katsayısı (ξ_z) ile hesaba katılmış olurlar (Mehdiyev ve Arslan, 2003a).
- Termodinamik hesaplar ile NO hesabında kullanılacak olan yerel sıcaklık ve basınç değıerleri elde edilecektir. Bilindiğı üzere yanma sonucu açığa çıkan NO, sıcaklık ve basınca bağılı olarak değıişim göstermektedir (Kocabaş, 2007).

Gerçek çevrimi modellenecek olan dizel motoru TMOSAN firmasının OTAM laboratuvarlarında test edilmiş olan 4DT39T turbo şarjlı dört silindirli motorudur.

4.1. Motor Parametreleri

TÜMOSAN 4DT39T Stage II motorunun (dört silindirli, aşırı doldurmalı, ara soğutuculu) teknik özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4. 1 : TÜMOSAN Stage II traktör motorunun teknik özellikleri

Parametreler		Değerler
Silindir Sayısı (i)		4
Silindir Çapı (D)	[mm]	115
Strok (S)	[mm]	104
Devir Sayısı (n)	[d/d]	2500
Toplam Strok Hacmi (V _H)	[cm ³]	3907
Sıkıştırma Oranı (ε)		17
Hava Fazlalık Katsayısı (λ)		2.04
Volumetrik verim (η _v)		0.85
Doldurucu Basınç Oranı (p _k /p _o)		1.8
Ara Soğutucu(İntercooler) soğutması (T _{in})	[°C]	50
Vibe Katsayısı (m)		1.2

4.2. Yakıt

Mehdiyev ve Arslan (2003a) Motorun termodinamik hesabını kolaylaştırılması açısından kullanılan yakıt miktarı 1 kg olarak kabul edilir. Dizel motorlarında kullanılan yakıtlar hidrokarbon karışımlarından oluşan yakıtlardır. Sıvı yakıtlar için dizel yakıtının kütleli olarak içeriği %87 C, %12.6 H ve %0.004 O şeklindedir. Yakıtın ısı değeri hesaplanacak olursa; (kükürt (S) ve su buharı miktarı (W) sıfır olarak alınmıştır.)

$$H_u = [33.91C + 125.6H - 10.89(O - S) - 2.51(9H + W)] \cdot 10^3 \quad (4.1)$$

$$H_u = \{ (33.91)(0.870) + (125.6)(0.126) - (10.89)(0.004 - 0) - 2.51[9 \cdot (0.126) + 0] \} \cdot 10^3$$

$$H_u = 42440 \text{ kJ / kg} = 42.44 \text{ MJ / kg} \text{ bulunur.}$$

4.3. İş Gazı

Emme ve sıkıştırma süreçlerinde silindirlerde iş gazları olarak sadece hava (dizel motorlarında); yanma, genişleme ve egzoz süreçlerinde ise yanma ürün bileşimleri kullanılmaktadır.

4.3.1. Hava miktarı

Teorik olarak 1 kg yakıtın yanabilmesi için gereken hava miktarı;

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (4.2)$$

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left(\frac{0.870}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right)$$

$$L_0 = 0.499 \text{ kmol hava/kg yakıt}$$

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \left(8 \frac{C}{3} + 8H - O \right) \quad (4.3)$$

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \left(8 \cdot \frac{0.870}{3} + 8 \cdot (0.126) - (0.004) \right)$$

$$l_0 = 14.452 \text{ kg hava/kg yakıt şeklindedir.}$$

Buradan yakıtın molar kütlesi;

$$\mu_a = \frac{l_0}{L_0} \quad (4.4)$$

$$\mu_a = \frac{14.452}{0.499} = 28.96 \text{ kg/kmol olarak bulunur.}$$

Silindire alınan taze hava miktarı;

$$L = L_0 \cdot \lambda \quad (4.5)$$

$$L = (0.499) \cdot (2.04) = 1.02 \text{ kmol hava/kg yakıt}$$

$$l = l_0 \cdot \lambda \quad (4.6)$$

$$l = (14.452) \cdot (2.04) = 29,48 \text{ kg hava/kg yakıt}$$

Silindir içersine alınan birim taze dolgu 1 kg yakıt ve bu yakıtı yakmak için gereken havadan oluşmaktadır. Taze dolgu yakıt-hava karışımı;

$$m_1 = 1 + l \quad (4.7)$$

$$m_1 = 1 + 29,48 = 30,48 \text{ kg dolgu/kg yakıt}$$

$$M_1 = \frac{1}{m_y} + L \quad (4.8)$$

(Burada m_y yakıtın molar kütesidir. Dizel yakıtı için $m_y = 190 \text{ kg / kmol}$ 'dür.)

$$M_1 = \frac{1}{190} + 1,02 = 1,024 \text{ kmol dolgu/kg yakıt}$$

4.3.2. Yanma sonu ürünlerinin bileşim miktarı

Stokiyometrik yakıt-hava karışımının ($\lambda = 1$) tam yanma ürünleri: karbon dioksit CO_2 , su buharı H_2O ve azot N_2 bileşimleridir. Fakir yakıt-hava karışımı ($\lambda > 1$) kullanıldığında yukarıda sıralananların yanısıra oksijen O_2 de vardır. Buna göre sıvı yakıtın yanma ürün miktarı;

Fakir yakıt-hava karışımında ($\lambda > 1$);

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} \quad (4.9)$$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.208(\lambda - 1)L_0 + 0.792\alpha L_0$$

$$M_2 = \frac{0.870}{12} + \frac{0.126}{2} + 0.208(2.04 - 1)(0.499) + (0.792)(2.04)(0.499)$$

$$M_2 = 1.05 \text{ kmol ürün/ kg yakıt}$$

Stokiyometrik yakıt-hava karışımında ($\lambda = 1$);

$$M_{2(\lambda=1)} = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} \quad (4.10)$$

$$M_{2(\lambda=1)} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792\lambda_1 L_0$$

$$M_{2(\lambda=1)} = \frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{2} + (0.792)(0.499)$$

$$M_{2(\lambda=1)} = 0.53 \text{ kmol ürün/ kg yakıt}$$

Yanma sırasında bağıl hacim değişimi, yanma ürünleri mol miktarının, yakıt-hava karışımı mol miktarı oranına eşit olan, yakıt-hava karışımının *kimyasal moleküler değişim katsayısı* μ_0 büyüklüğü ile tanımlanır.

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad (4.11)$$

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{m_y}}{\lambda L_0 + \frac{1}{m_y}} \text{ 'dir.}$$

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{0.126}{4} + \frac{0.04}{32} - \frac{1}{190}}{(2.04)(0.499) + \frac{1}{190}} = 1.03$$

$\lambda > 1$ için,

$$\mu_1 = 1 + \frac{\frac{0.126}{4} + \frac{0.04}{32} - \frac{1}{190}}{1 \cdot (0.499) + \frac{1}{190}} = 1.052$$

$\lambda = 1$ için, olarak bulunur.

4.4. Çevre Parametreleri

Aşırı doldurma olmadığında, ortam hava basıncı ve sıcaklığı;

$$T_0 = 295 K = 22^\circ C$$

$$P_0 = 0.102 MPa$$

Taze dolgu yoğunluğu(ρ_o);

$$\rho_0 = \frac{P_0 \cdot 10^6}{287 \cdot T_0} \quad (4.12)$$

$$\rho_0 = \frac{0.102 \cdot 10^6}{287 \cdot 295} = 1.2 \text{ kg / m}^3$$

4.5. Artık Gaz Parametreleri

Dizel motorlarda artık gaz basıncı aşırı doldurma olduğunda $P_r = (0.75 \div 0.98) \cdot P_k$ sınırları arasında olmaktadır. Bu aralıkta $P_r = 0.95 \cdot P_k$ olarak seçilmiştir. Doldurucu sonrası hava basıncı (P_k), doldurucu basınç oranı (P_k/P_o) ile normal atmosfer hava basıncının çarpımına eşittir.

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad (4.13)$$

$$P_r = 0.95 \cdot 1.8 \cdot 0.102 = 0.174 \text{ MPa}$$

Artık gaz sıcaklığı

$$T_r = 1600 - 403 \cdot \lambda + 0.037 \cdot n - 7.38 \cdot \varepsilon \quad (4.14)$$

$$T_r = 1600 - 403 \cdot 2.04 + 0.037 \cdot 2500 - 7.38 \cdot 17$$

$$T_r = 744.92^0 K$$

4.5.1. Gerçek moleküler değişim katsayısı

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \quad (4.15)$$

$$M_r = \gamma_r M_1 \quad (4.16)$$

Burada M_r egzoz sürecinde atılamayan gaz miktarıdır.

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\cancel{M_1}(\mu_0 + \gamma_r)}{\cancel{M_1}(1 + \gamma_r)} = \frac{1.038 + 0.031}{1 + 0.031} = 1.037 \quad \text{olarak bulunur.}$$

4.5.2. Emme süreci gaz parametrelerinin hesaplanması

Emme sonu basıncı;

$$P_a = P_k - \Delta p_a \quad (4.17)$$

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi) \cdot \omega^2 \cdot \rho_k}{2 \cdot 10^6} \quad (4.18)$$

Doldurucu ve intercooler sonrası hava yoğunluğu (İntercooler soğutma miktarı $T_{in}=50^\circ C$; turbo şarjın sıkıştırma politropik üssü $n_k=1.7$ kabul edildi.);

$$\rho_k = \frac{P_k \cdot 10^6}{287 \cdot T_k'} \quad (4.19)$$

$$T_k = T_o \cdot \left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\left(\frac{n_k-1}{n_k} \right)} \quad (4.20)$$

$$T_k = 295 \cdot (1.8)^{\left(\frac{1.7-1}{1.7} \right)} = 375.78^0 K = 102.78^0 C$$

$$T_k' = T_k - T_{in} \quad (4.21)$$

$$T_k' = 102.78 - 50 = 52.78^0 C = 325.78^0 K$$

$$\rho_k = \frac{0.184 \cdot 10^6}{287 \cdot 325.78}$$

$$\rho_k = 1.964 kg / m^3$$

Emme portu direnç ve hız katsayıları $\beta^2 + \xi = 2.7$; emme supabında ortalama hız $\omega = 75 m/s$ değerlerine göre;

$$P_a = 0.184 - \frac{2.7 \cdot 75^2 \cdot 1.964}{2 \cdot 10^6} = 0.168 MPa \quad \text{olarak bulunur.}$$

Emme sonu iş gazı sıcaklığı ise;

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (4.22)$$

Burada ΔT taze dolgunun emme süresince motorun sıcak çeperlerinden aldığı ek ısıdan kaynaklanan sıcaklık artışıdır. Dizel motorlar için bu değer aşırı doldurma

olduğunda $\Delta T = (-5) \dots 10^0 K$ aralığındadır. Burada $\Delta T = 10^0 K$ olarak kabul edilmiştir.

Artık gaz katsayısı;

$$\gamma_r = \frac{P_r(T_0 + \Delta T)}{T_r(\varepsilon P_a - P_r)} \quad (4.23)$$

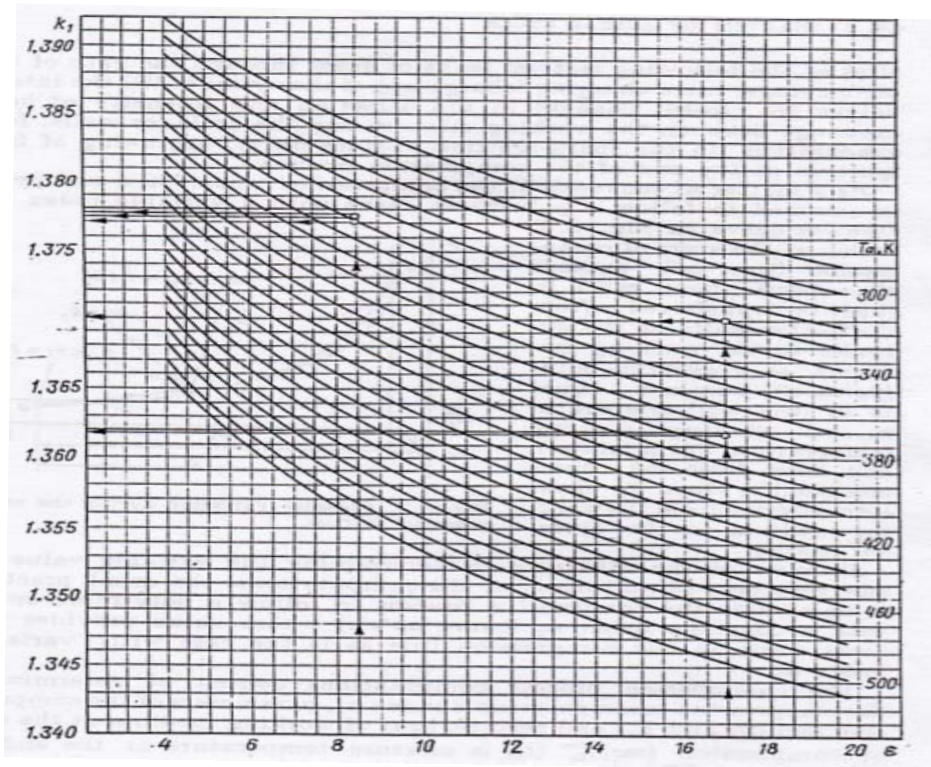
$$\gamma_r = \frac{(0.174)(295 + 10)}{744.92 \cdot [(17)(0.168) - 0.174]} = 0.029$$

$$T_a = \frac{295 + 10 + (0.029)(744.92)}{1 + 0.029} = 347.38^0 K \text{ dir.}$$

4.5.3. Sıkıştırma süreci gaz parametrelerinin hesabı

Sıkıştırma adyabat üssü(k_1), sıkıştırma oranı($\varepsilon = 17$) ve emme sonu iş gazı sıcaklığı

($T_a = 347.38^0 K$) için nomograftan (Şekil 4.1) $k_1 = 1.365$ okunur. Sıkıştırma politrop üssü (n_1) dizel motorlarda ($k_1 + 0.02$)... ($k_1 - 0.02$) aralığında seçilebilir. $n_1 = 1.352$ kabul edildi.



Şekil 4.1 : Sıkıştırma adyabat üssü k_1 için nomograf

Sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı;

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (4.24)$$

$$P_c = (0.168) \cdot (17)^{1.352} = 7.7 \text{ MPa}$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad (4.25)$$

$$T_c = (347.38) \cdot (17)^{0.352} = 941.7^0 K \text{ olarak bulunur.}$$

Adyabatik üs:

$$k = mc_p / mc_v = 1 + 8.315 / (mc_v)_{t_0}^{t_c} \quad (4.26)$$

Havanın sıkıştırma süreci sonu ortalama molar özgül ısısı (sıkıştırma sonu sıcaklık 0°C...1500°C aralığında iken)

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c \quad (4.27)$$

Havanın sıkıştırma süreci sonu ortalama molar özgül ısısı (sıkıştırma sonu sıcaklık 1501°C...2800°C aralığında iken)

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 22.387 + 1.449 \cdot 10^{-3} \cdot t_c \quad (4.28)$$

$$t_c = T_c - 273 = 941.7 - 273 = 668.7^0 C$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} \cdot 668.7 = 22.36 \text{ kJ / kmol deg}$$

4.5.4. Yanma süreci

Yanma sürecinin termodinamik hesabı motor tipi ve yakıt-hava karışım oluşturma yöntemine bağlı olarak farklı şekilde yapılır. Ancak bütün hesaplamalar termodinamiğin birinci kanunu ve ideal gaz denklemine bağlı olarak yapılmaktadır.

Termodinamiğin 1. kanunu (enerjinin korunumu ilkesi)'na göre, bir sistemin iç enerjisindeki artış; sisteme verilen ısı ile sistemin çevresine uyguladığı iş arasındaki farktır.

$$dU = dQ_H - dQ_W - pdV \quad (4.29)$$

dU : Gazların iç enerjisindeki artış, kJ/kg yakıt;

dQ_H : Yanma ile açığa çıkan ısı, kJ/kg yakıt;

dQ_w : Soğutma ile atılan ısı, kJ/kg yakıt;

pdV : pistonun hareketinin işi, kJ/kg yakıt;

İdeal gaz denklemi

$$p \cdot V = R \cdot M \cdot T \quad (4.30)$$

p : Silindir basıncı, MPa

V : Silindir hacmi, l

R : Gaz sabiti, (8.314 J/(mol K))

M : Kütle, kmol/kg yakıt

T : Silindir içi sıcaklık, K

Piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişimi denklemi

$$V = F_p \omega \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_s} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_s} \sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (4.31)$$

$F_p = \pi D^2 / 4$: Piston alanı, m^2 ;

D = piston çapı, m;

$$F_p = \frac{\pi \cdot 0.104^2}{4} = 0.00849 m^2 \quad (4.32)$$

Krank milinin dönme hızı, $1/s$ (n : dönme sayısı d/dak) ;

$$\omega = \pi n / 30 \quad (4.33)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot 2500}{30} = 261.8$$

Biyel eğikliğidir (krank yarıçapı/biyel boyu);

$$\lambda_s = r / l_s \quad (4.34)$$

$$\lambda_s = 0.277$$

Yanma ile açığa çıkan ısı;

$$dQ_H = \xi_d \cdot H_u \cdot g_c \cdot dx \quad (4.35)$$

ξ_d : Yanma ürünlerinin $\lambda_l=1$ 'de ve T_z sıcaklığında disosyasyona bağlı kayıp katsayısı
($\xi_d=0.89$ kabulü)

g_c : Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı, *kg/çevrim*

x : Göreceli yanan yakıt kesri ("Yanma kanunu"), yanma başlangıcında $x=0$, yanma sonunda $x=1$

Piston Hacmi;

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4} \quad (4.36)$$

$$g_c = \frac{\eta_v \cdot \rho_k \cdot V_h}{\lambda \cdot l_o} \quad (4.37)$$

$$V_h = \frac{\pi \cdot 0.104^2 \cdot 0.115}{4} = 976.9 \cdot 10^{-6} m^3$$

$$g_c = \frac{0.85 \cdot 1.964 \cdot 976.9 \cdot 10^{-6}}{2.04 \cdot 14.452} = 55 \cdot 10^{-6} kg / çevrim$$

Yanmanın başlamasıyla birlikte silindir içi basıncın ve sıcaklığın, krank mili açısına göre değişiminin hesaplanması için Vibe fonksiyonu kullanılacaktır.

Vibe fonksiyonu optimum yanma kanununu teorik olarak belirlemek için kullanılmaktadır.

$$x = 1 - \exp \left[- 6,908 (\alpha / \alpha_z)^{m+1} \right] \quad (4.38)$$

α_z : Yanma süresi, °KMA ($\alpha_z=55$ °KMA kabulü)

m : Yanma hızının değişimini ("Yanma karakterini") gösteren Vibe parametresi
($m=1.2$ kabulü)

Termodinamiğin birinci kanununa göre yanma denklemi (bu denklemden t_y (yerel sıcaklık) hesaplanır.);

$$\frac{\xi_d \cdot H_u}{\lambda_1 \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + \left[(mc_v)_{t_0}^{t_c} + 8.315\alpha \right] \cdot t_c + 2270(\alpha - \mu_1) = \mu_1 (mc_p)_{t_0}^{t_y} \cdot t_y \quad (4.39)$$

Yanma ürünlerinin sabit hacimdeki ortalama molar özgül ısısı;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_y} = \frac{1}{M_{2(\lambda=1)}} \left[M_{CO_2} (mc_{vCO_2})_{t_0}^{t_y} + M_{H_2O} (mc_{vH_2O})_{t_0}^{t_y} + M_{N_2} (mc_{vN_2})_{t_0}^{t_y} \right] \quad (4.40)$$

$$M_{CO_2} = 0.0725$$

$$M_{H_2O} = 0.063$$

$$M_{N_2} = 0.395$$

$$(mc_{vCO_2})_{t_0}^{t_y} = 39.123 + 0.003349 \cdot t_y$$

$$(mc_{vH_2O})_{t_0}^{t_y} = 26.67 + 0.004438 \cdot t_y$$

$$(mc_{vN_2})_{t_0}^{t_y} = 21.951 + 0.001457 \cdot t_y$$

Buradan;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_y} = \frac{1}{0.53} \left[0.0725 \cdot (39.123 + 0.003349 \cdot t_y) + 0.063 \cdot (26.67 + 0.004438 \cdot t_y) + 0.395 \cdot (21.951 + 0.001457 \cdot t_y) \right]$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_y} = 24.855 + 0.0021 \cdot t_y$$

olarak bulunur.

Yanma ürünlerinin sabit basınçtaki ortalama molar özgül ısısı ise;

$$(mc_p)_{t_0}^{t_y} = (mc_v)_{t_0}^{t_y} + 8.314$$

$$(mc_p)_{t_0}^{t_y} = 33.17 + 0.0021 \cdot t_y, \text{ dir.}$$

Yanma ürünleri ($\lambda=1$) adiyabat üssü;

$$k_y = \frac{(mc_p)_{t_0}^{t_y}}{(mc_v)_{t_0}^{t_y}} \quad (4.41)$$

$$k_y = 1.33$$

Basınç artış oranı, cari basıncın sıkıştırma sonu basıncına oranıdır;

$$\alpha = \frac{P_j}{P_c} \quad (4.42)$$

4.6. İndike Parametreler

İndike parametreleri, ortalama indike basıncı p_i , indike gücü N_i , indike verimi η_i ve indike özgül yakıt tüketimi b_i 'dir. İndike parametrelerin hesabında ilk önce yanma sonucu pistonu hareket ettiren ortalama gaz basıncı bulunur. Daha sonra bu basıncın, piston üzerinde oluşturduğu itme kuvveti bulunarak motor gücü hesaplanır. Bu hesapta sürtünmeden meydana gelen kayıplar göz önüne alınmaz.

4.6.1. Ortalama indike basınç

Ortalama indike basıncın teorik değeri;

$$P_i = \left(\frac{Q_w}{V_h \cdot 1000} \right) - (P_r - P_a) \quad (4.43)$$

$$P_i = 1.107 MPa$$

4.6.2. Ortalama indike güç

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n \cdot 1000}{30 \tau} \quad (4.44)$$

τ çevrim zaman sayısıdır. (4 zamanlı motorlar için $\tau = 4$ 'tür.)

$$N_i = \frac{(1.107) \cdot (976.9 \cdot 10^{-6}) \cdot 4 \cdot 2500 \cdot 1000}{30 \cdot 4} = 90.103 kW = 90.103 \cdot 1.36 = 122.54 BG$$

4.6.3. İndike verim

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \ell_o \cdot \lambda}{H_u \cdot \rho_o \cdot \eta_V} \quad (4.45)$$

$$\eta_i = \frac{(1.106) \cdot (14.452) \cdot (2.04)}{(42440) \cdot (1.205) \cdot (0.85)} = 0.46$$

4.6.4. İndike özgül yakıt tüketimi

$$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad (4.46)$$

$$b_i = \frac{3600}{(42440) \cdot (0.46)} = 184.145 \text{ g / kWh} = 184.145 \cdot 1.36 = 135.401 \text{ g / BGh}$$

4.7. Efektif Parametreler

Efektif parametreler, mekanik verim η_m , ortalama efektif basınç p_e , efektif güç N_e , döndürme momenti M_e , efektif verimi η_e ve efektif özgül yakıt tüketimi b_e 'dir.

4.7.1. Mekanik verim

Motorun termik verimi λ ve ε 'a bağlı olarak aşağıdaki ampirik formülle hesaplanır (Kuşul, 1965).

$$\eta_t = \frac{(\varepsilon - 1)}{0.01\varepsilon^2 + 1.5\varepsilon + 5} \cdot \frac{15\lambda}{0.09(\lambda - 1) + 10\lambda + 5} = 0.54 \quad (4.47)$$

Motorun mekanik verimi λ ve ε 'a bağlı $\eta_m = f(\xi, \lambda)$ olarak aşağıdaki ampirik formülle hesaplanır.

$$\eta_{mo} = 1 - 67.3 \cdot \frac{K \cdot w_p \cdot l_o}{0.2342 \cdot H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \quad (4.48)$$

w_p ortalama piston hızıdır.

$$w_p = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0.115 \cdot 2500}{30} = 9.58 \text{ m / s} \quad (4.49)$$

$$\eta_{mo} = 1 - 67.3 \cdot \frac{0.1523 \cdot 9.58 \cdot 14.45}{0.2342 \cdot 42440 \cdot 1.96 \cdot 0.85} = 0.91$$

K=0.1523 tek sıralı motorlarda; K=0.145 V motorlarda

$$\eta_m = 1 - \frac{0.024\lambda(\varepsilon + 8.5)(1 - \eta_{mo})}{\eta_t} = 0.803 \quad (4.50)$$

4.7.2. Efektif basınç

$$P_e = \eta_m \cdot P_i = 0.803 \cdot 1.107 = 0.885 MPa$$

4.7.3. Efektif güç

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (4.51)$$

$$N_e = \frac{(0.885)(976.9 \cdot 10^{-6})(4)(2500)}{(30)(4)} = 72.1 kW = 98 BG$$

4.7.4. Döndürme momenti

$$M_e = 9554 \cdot \frac{N_e}{n} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{72.1}{2500} = 275 Nm \quad (4.52)$$

4.7.5. Efektif verim

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (4.53)$$

$$\eta_e = (0.803)(0.46) = 0.368$$

4.7.6. Efektif özgül yakıt tüketimi

$$b_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \cdot 10^3 \quad (4.54)$$

$$b_e = \frac{3600}{(42440)(0.368)} \cdot 10^3 = 230 g / kWh = 169 g / BGh$$

4.7.7. Saatteki yakıt tüketimi

$$G_y = N_e \cdot b_e \cdot 10^{-3} \quad (4.55)$$

$$G_y = (72.1)(230) \cdot 10^{-3} = 16.6 kg / h$$

4.8. Gürültü Emisyonunun Hesabı

Yanma işleminde basınç gradyanının maksimum değerine $(dp/d\alpha)_{\max}$ [MPa/s] bağlı olarak motor gürültüsünü (G) desibel [dB(A)] cinsinden belirleyen ampirik formül aşağıda belirtilmiştir:

$$G=87+0,85(dp/d\alpha)_{\max} \quad \text{dB(A)} \quad (4.56)$$

Bu formül, M.F.Russell tarafından LUKAS Industries Noise Center'de çeşitli dizel motorları kullanılarak yanma gürültüsü ile basınç gradyanı arasında deneysel verilere dayanarak uyarlanmıştır. Bu formülden de görüldüğü gibi, motor gürültüsü yanma sürecinde basınç gradyanının (veya yanma hızının) maksimum değeri ile lineer olarak değişmektedir. Başka bir deyişle yanma hızı artıkça motor gürültüsü de aynı orantıda artmaktadır (Raşidova, 2003).

5. GELİŞTİRİLMİŞ AZOT OKSİT (NO) EMİSYONUNU ZELDOVİCH REAKSİYONLARINI KULLANARAK HESABI

Nitrikoksit'in (NO) hemen hemen tüm alevlerde oluşumuna neden olarak, yanma havasındaki moleküler azotun yüksek sıcaklık nedeni ile çökmesi ve petrol, kömür vb. azot içeren fosil yakıtlar içinde kimyasal olarak bağlı olan azotun oksidasyonu gösterilir. Yanma ürünlerindeki artık oksitler tarafından azot oksit'e (NO₂) okside edilirler ve atmosfere boşaltılırlar. Bu son ürün NO₂ hava kirleticisi olarak bilinir. Havada fotokimyasal sis oluşumuna etkisi çok fazladır, sağlığa son derece zararlıdır. Nitrikoksit (NO), hava kirliliği yönünden NO₂'e benzediği için her ikisinde çoğu kez aynı grupta toplanır ve (NO_x) olarak tanımlanırlar (Bayraktar, 1990). Hava yakıt karışımı içindeki NO_x, yanma odası sıcaklığı yaklaşık 1800 °C ye yükseldiğinde azot (N₂) ve oksijen (O₂) nin birleşmesiyle oluşur. Eğer sıcaklık 1800 °C'nin üstüne yükselmez ise, N₂ ve O₂, NO gazını meydana getirmeden egzoz sisteminden dışarı atılır. Egzoz gazları içindeki NO_x gazlarının yaklaşık % 95'i NO (azot oksit) 'tir (Şenveli, 2008).

Yanma sistemlerinden yayılan (NO_x)'un miktarını nicel olarak tahmin edebilen pek çok analitik teknikler geliştirilmiştir. Bugünkü bilgilerimizle dizel motorlarında NO_x oluşumunun matematik-fiziksel teorisine tam olarak hakim olunamamaktadır. Bu nedenle NO_x emisyonuna neden olan faktörleri belirlemek ve emisyonları azaltmaya yönelik yolları bulmak oldukça zor olmaktadır. Bugünkü bilgilerimizle dizel motorlarında NO_x oluşumunun matematik-fiziksel teorisine tam olarak hakim olunamamaktadır. Bu nedenle NO_x emisyonuna neden olan faktörleri belirlemek ve emisyonları azaltmaya yönelik yolları bulmak oldukça zor olmaktadır.

Alevlerdeki moleküler azottan NO oluşumuna neden olan temel reaksiyonlar genellikle Zeldovich reaksiyonları olarak bilinir (Bayraktar, 1990).





(5.1), (5.2) ve (5.3) reaksiyonlarına göre NO'nun krank mili açısı (KMA) α 'ya bağlı olarak değişim hızı aşağıdaki diferansiyel denklemle hesaplanabilir (Mehdiyev ve Arslan, 2003b):

$$\frac{dM_{NO}}{d\alpha} = \frac{2(1-\beta^2)}{6n} \left[\frac{R_1}{\frac{\beta \cdot R_1}{(R_2 + R_3)} + 1} \right] \frac{10^3 \cdot p}{M_{\Sigma} RT_z} \text{ kmol / KMA} \quad (5.4)$$

Burada R_1 , R_2 , ve R_3 reaksiyonlarının iki yöndeki oluşum hızları olup:

$$\begin{aligned} R_1 &= k_1' \cdot [NO] \cdot [N] \\ R_2 &= k_2 \cdot [O_2] \cdot [N] \\ R_3 &= k_3 \cdot [N] \cdot [OH] \end{aligned} \quad (5.5)$$

$\beta = NO/[NO]$ gerçek azot oksit miktarının denge miktarına oranı;

$R = 8,314 \text{ kJ/kmol } ^\circ\text{C}$ evrensel gaz sabiti;

p , T , sırasıyla gaz basıncı [MP_a] ve sıcaklığı [K];

M_{Σ} , yanma ürünlerinin toplam miktarıdır [$kmol/kg \text{ yakıt}$].

$[NO]$, $[N]$, $[OH]$, $[O_2]$ elementlerin denge konsantrasyonları [$kmol/kg \text{ yakıt}$];

k_1' , k_2 , ve k_3 reaksiyonların hız sabitleri [$mol/cm^3 s$] olup:

$$\begin{aligned} k_1' &= 3,1 \cdot 10^3 \cdot \exp(-160/T) \\ k_2 &= 6,4 \cdot 10^9 \cdot T \cdot \exp(-3125/T) \\ k_3 &= 4,2 \cdot 10^{13} \end{aligned} \quad (5.6)$$

Bu sabitlerin ve (5.4) denkleminin yanma ürünlerinin denge konsantrasyonlarına göre hesaplanması yakıt hava karışımı yanmasının azot oksit oluşumdan en az 100 kat daha hızlı sona ermesi ile bağlantılıdır. Dolayısıyla NO emisyonu esas yanma reaksiyonları sona erdikten ve yanma ürünleri denge haline geldikten sonra oluşmaya başlar. Önceki hesaplarda NO'nun oluşumunun başlangıcı olarak hesaplamalarla elde edilen maksimum yanma basıncı $p_{\max}$ kullanılmaktaydı ve yanma bittikten sonra NO

oluşumu hesaplanmaktaydı. Bu çalışmada ise Rusya Bilimsel Akademisinin Kimyasal Fizik Enstitüsünün (KFE) araştırmaları sonucunda genişletilmiş NO emisyonunun hesaplanma yöntemi “**Genişletilmiş Zeldoviç Mekanizması**” temel alınarak düzenlenmiştir. Bu hesap şeklinde yanma ürünlerinin denge haline gelmesi için lazım olan zaman formülünü kullanarak yanma süresi bölgelere ayrılır, her bölge için ayrı ayrı NO emisyonu hesabı yapılır, böylece daha gerçekçi sonuçlara ulaşmak mümkün olabilmektedir.

Söz konusu yanma modeli kimyasal elementlerin denge haline gelmesi için gerekli olan zaman farkı olan $\Delta\tau_d$ zamanının hesaplanmasına da imkan vermektedir. KFE’nün araştırmaları sonucu olarak petrol esaslı yakıtların yanması ile oluşan yanma ürünlerinin denge haline gelmesi için gerekli olan zaman $\Delta\tau_d=(0,3\div0,6)10^{-3} s$ veya $\Delta\alpha_d=6n(0,3\div0,6)10^{-3} KMA$ ’dır (4 zamanlı motorlarda).

$$\Delta\alpha_d=6n(0,3\div0,6)10^{-3}=6.2500.0,6.10^{-3}= 9 ^\circ KMA$$

Yapılan hesaplarda yanma süresi 45-60 $^\circ KMA$ olarak değişmektedir. Yanma ürünlerinin denge haline gelmesi için yakıtın kütleli kesri (x) en fazla 5 bölgeye ayırarak NO hesabına geçmek gerekmektedir. Bu çalışmada Şekil 5.2’den görüldüğü gibi yakıtın kütleli kesri (x) 3 bölgeye ayrılarak NO hesabına geçilmiş, her bölge için ayrı ayrı NO emisyonu hesabı yapılmıştır. İleriki çalışmalarda bölge sayısı artırılarak daha ayrıntılı bir çalışmaya geçilmeside planlanmaktadır.

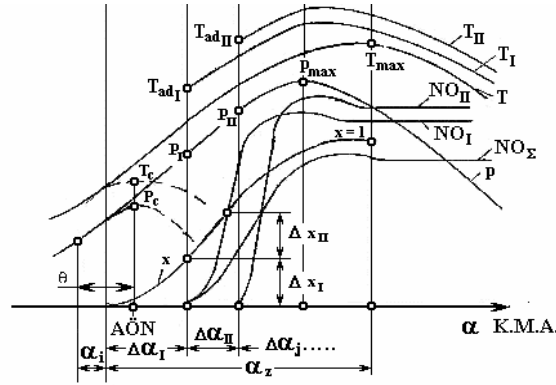
NO oluşumunun *Zeldoviç* mekanizması, yanma süresince yanma odasında “*Mach etkisinden*” dolayı meydana gelen sıcaklık gradyanının da $(dT/d\tau)$ gözönüne alınmasını gerektirir. Yanma süresince artmakta olan basıncın ses hızı ile yayılarak yanma odasının tümünde belli bir anda aynı değerlerde olduğu bilinmektedir. Fakat sıcaklık, basınç gibi çok hızlı yayılmadığından yanma odasının farklı bölgelerinde belli bir anda sıcaklıklar birbirinden farklı olmaktadır. Bunun nedeni yanma süresince basınç artışının adyabatik olarak, hem yakıt hava karışımını, hem de yanmış ürünleri sıkıştırıp sıcaklığını arttırmasıdır. NO oluşan bölgedeki gazların basınca bağlı olarak sıcaklık değişimi aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$T_{y.\ddot{u}.} = T_y \cdot \left(\frac{p_{j+1}}{p_j} \right)^{\frac{k_j-1}{k_j}} \quad (5.7)$$

Burada, T_y , $T_{y.ü.}$ ve P_j , P_{j+1} - hesaplama adımının başı ve sonundaki yanmış ürünlerin sıcaklık ve basıncı (NO oluşan bölgedeki gazların hesaplama adımı başındaki yerel sıcaklık (4.39) denklemiyle hesaplanan adyabatik alev sıcaklığı T_y olarak kabul etmek mümkündür);

k_j – Yanma ürünlerinin hesaplama anındaki sıcaklığındaki adyabatik üstür.

NO emisyonunun mevcut hesaplama yöntemlerinde yanma ürünlerinin sıcaklık gradyandını açıklamak için yanma odası birbirine eşit hacimli bölgelere ayrılır. İncelenen bölgede yanma sona erdikten sonra bu bölge diğer bölgelerden izole edilir (ısı ve kütle transferi olmadığı varsayılır) ve buradaki yerel sıcaklığa göre NO oluşumu hesaplanır.



Şekil 5.1 : NO oluşumunun hesaplama şeması

Şekil 5.1’de yanma sürecinde NO emisyonu hesaplamasının 2 bölgesi gösterilmiştir. I. hesaplama bölgesinin süreci $\Delta\alpha_I$, II. bölgenin ise $\Delta\alpha_{II}$ olmuştur. Bu süreler boyunca I. bölgede Δx_I , II. bölgede ise Δx_{II} kadar yakıt yanmış ve uygun olarak basıncı p_I ve p_{II} , ortalama sıcaklığı T_I ve T_{II} , yerel sıcaklıkları ise T_{adI} ve T_{adII} ’ye kadar arttırmıştır. NO oluşumu I. bölgede $\Delta\alpha_I$, II. bölgede ise $\Delta\alpha_{II}$ kadar zaman geçtikten sonra başlamıştır. Artmakta olan basınç hem yakıt-hava karışımı sıcaklığını (T_{kar}), hem de yanma ürünleri sıcaklığını daha çok arttırdığı için II. bölgede NO miktarı daha çok oluşmuştur. Böylece NO oluşum hesaplamasını $x=1$ ’e kadar devam ettirmek gerekir. Egzoz gazlarındaki NO konsantrasyonu ayrı-ayrı bölgelerde yanmış yakıt miktarına göre oluşmuş NO miktarlarının toplanması ile hesaplanır:

$$NO(\alpha) = \sum_I^B NO_j(\alpha) \cdot \Delta x_j \quad (5.8)$$

Burada Δx_j toplam sayısı B olan j bölgesinde yanmış olan yakıtın kütleli oranıdır. Bu reaksiyonlar Arhenius tipi reaksiyonlar olup tutuşmanın bulunduğu hacimde hidrokarbon yanma reaksiyonları bittikten sonra meydana gelirler. Yerel sıcaklık hesabı;

$$T_{yerel} = T_y' \left(\frac{p}{p_{\max}} \right)^{\left(\frac{k_y - 1}{k_y} \right)} \quad (5.9)$$

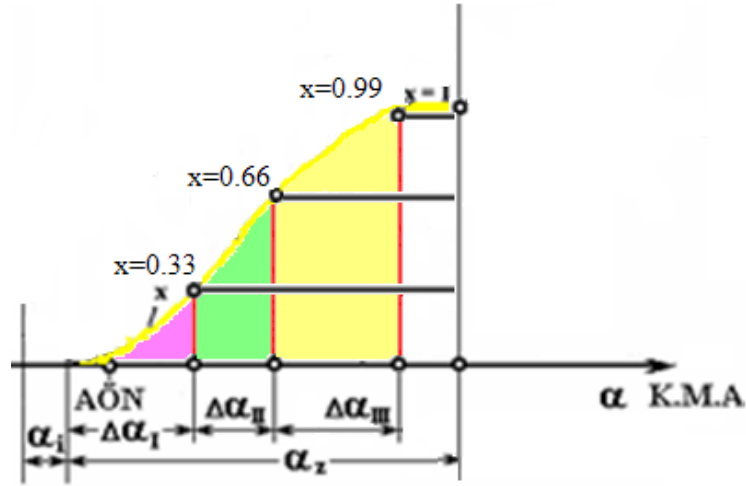
T_y' basıncın maximum olduğu zamanki sıcaklıktır.

Yanma süresince basınç artışı veya düşüşü alev cephesinin karşısındaki yanmamış yakıt-hava karışımını adyabatik olarak sıkıştırıp veya genişletip yerel sıcaklıklarını arttırmaktadır (veya düşürmektedir). Bu olayı göz önüne alarak yanmamış karışımın sıcaklığının değişimi aşağıdaki adyabatik hal değişim denkleminde faydalanılarak hesaplanabilir:

$$T_{kar} = T_c \left(p / p_c \right)^{k_y - 1/k_y}, \quad (K) \quad (5.10)$$

Burada, T_c ve p_c – karışımın yanmadan önceki sıcaklığı (K) ve basıncıdır (MPa);

k_k – karışımın T_{kar} sıcaklığındaki adyabatik üssüdür.



Şekil 5. 2 : NO hesabının yapıldığı bölümler

6. “OPTİMUM YANMA KANUNUNU” BELİRLEMEK İÇİN VİBE PARAMETRELERİNİN ETKİSİNİN TEORİK İNCELENMESİ

İçten yanmalı motorlar teorisine göre, dizel motorlarının verimi ve emisyon değerleri yanma hızına bağlı olarak değişebilir. Yanma hızı arttırıldığında bir taraftan motorun yakıt ekonomisi yükselerek is oluşumunu azaltmakta, diğer taraftan ise NO_x emisyonunu arttırmakta ve silindir içi basıncı motor yapısının dayanım sınırını aşabilmektedir (>120 bar). Yanma sürecinde yanan yakıt kesrinin değişimi veya “yanma kanunu” yanma hızını belirleyen esas faktördür.

Geliştirilmiş matematik modelden yararlanarak 4-silindirli TUMOSAN turbo dizel motorunda ($S/D=115/104$ mm, sıkıştırma oranı $\epsilon=17$ ve aşırı doldurmada basınç artış oranı $p_k/p_0=1,8$) optimum yanma kanununu ayarlamak amacıyla hesaplamalar yapılmıştır.

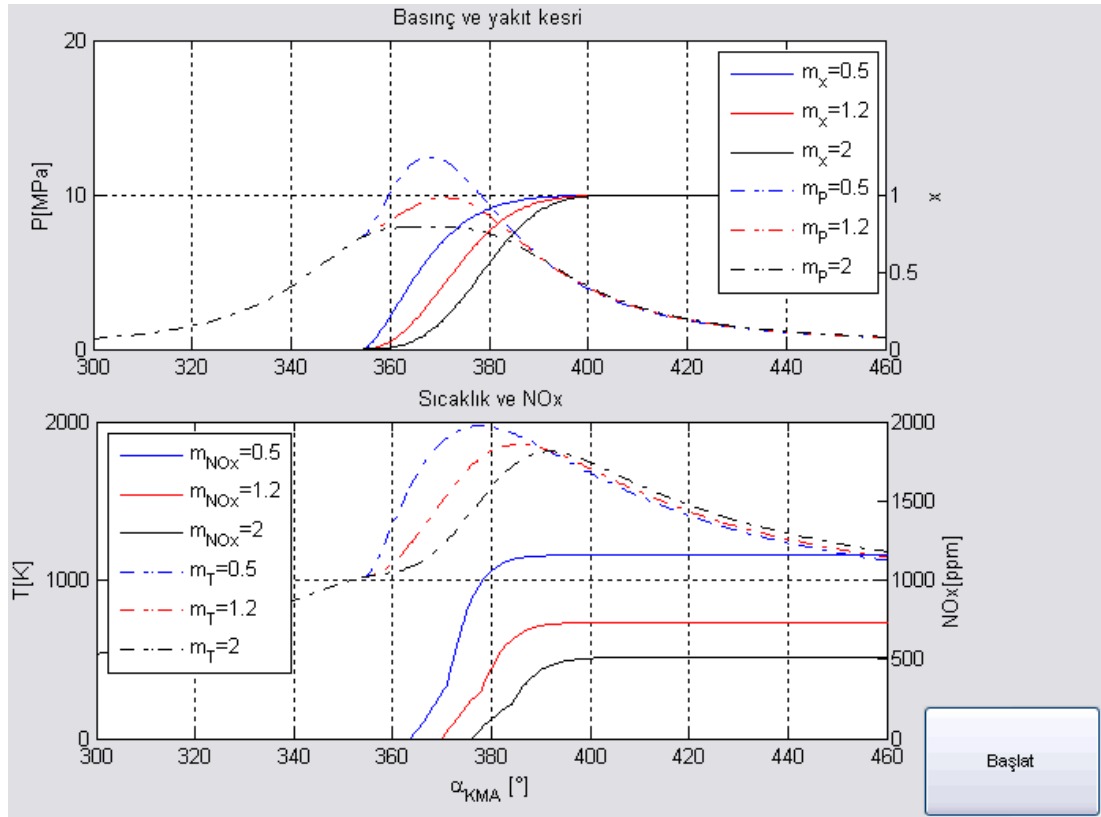
Bir örnek olarak Şekil 6.1’de Vibe parametreleri yanma karakterinin üç farklı değerlerinde $m=0.5;1.2;2$, yanma süresi $\alpha_z=50^\circ\text{KMA}$ değerinde gerçekleşen yanma süresince yakılan yakıt miktarı (yanan yakıtın kütleli kesri= x), basınç ve sıcaklık (p,T) ve azot oksit (NO) oluşumunun değişimi KMA (α) bağlı olarak teorik değişim grafikleri gösterilmiştir. Her üç halde püskürtülen yakıtın tutuşması ÜÖN’ dan 5° önce (yakıtın tutuşma avansı $\theta=5^\circ\text{KMA}$) motorun maksimum devir sayısına karşı gelen $n=2500\text{ dak}^{-1}$ olmuştur. Buradan görüldüğü gibi, aşırı hızlı yanma ($m=0.5$) gerçekleştirildiğinde yanma basıncı $p=12,6\text{ MPa}$ civarında olmakta, azot oksit emisyonu ise maksimum bir ($\text{NO}=1270\text{ ppm}$) değere ulaşmaktadır. Düşük hızlı yanma ($m=2$) gerçekleştirildiğinde ise yanma basıncı $p=8\text{ MPa}$, azot oksit ise $\text{NO}=500\text{ ppm}$ değerlerine ulaşır. Şekil 6.1’den görüleceği üzere, yanma karakteri $m=0,5$ ’e eşit olan hızlı yanma kanunu kullanıldığında Çizelge 6.1’den (bu kanun “açık” tipi klasik yanma odasında 6 delikli enjektörden yüksek püskürtme basıncı (>700 bar) kullanıldığında gerçekleşir) motor performans ve ekonomi göstergesi olan ortalama indike basıncının ($p_i=1,23\text{ MPa}$) ve indike veriminin ($\eta_i=0,51$) en yüksek değerlere ulaştığı gözükür. Ancak NO emisyon değeri ve basınç gradyanı (dp/da) yüksek olması nedeniyle gürültü değeri yüksektir. Düşük hızlı yanma kanunu ($m=2$) gerçekleştirildiğinde yanma sürecinin başlangıcında az miktarda yakıt yakıldığı için

yanma prosesi 360 °KMA’ dan sonra genişleme sürecinde gerçekleşir. Bu yanma karakteri MAN-M-Prosesli motorlarda kullanılmaktadır. Bu halde maksimum basınç değeri hızlı yanma sürecindeki değere göre %36 ($p_{\max}=8$ MPa), basınç gradyanı %60 ($dp/da=0,24$ MPa/°KMA), p_i ve η_i ise %8 düşmektedirler. NO emisyonu standartların öngördüğü sınır değerleri ancak böyle bir yanma kanunu ile sağlanabilmektedir. Fakat ekonomi ve performans faktörü vazgeçilmez olduğundan motorun yanma karakteri $m=1,2 \dots 1,5$ olduğu optimum yanma kanunuyla çalışması daha tercih edilen bir alternatiftir. Şekil 6.1’den görüldüğü gibi, bu halde azot oksit oluşumu NO=700 ppm, maksimum yanma basıncı $p_{\max}=10$ MPa, basınç gradyanı ise düşük ($dp/da=0,24$ MPa/°KMA) olmasına rağmen, motorun performans ve ekonomi değerleri fazla düşmemiştir ($p_i=1,23$ ’ e karşın 1,17 MPa, $\eta_i=0,51$ ’ ye karşın 0,49 – hızlı yanma kanununa göre kötüleşme %5 civarındadır). Yanma kanunlarından optimum yanmayı sağlayan yanma şekli MR-1 diye adlandırılan yanma odası geometrisi ile sağlanmaktadır. (Bölüm 2.1’de dizel yanma odaları ve yanma şekilleri hakkında bilgiler bulunmaktadır.)

Yanma hızını düşürerek NO emisyonunu yüksek standartlar seviyesine ulaştırmak mümkün olmadığı birçok durumda, motor performansının daha da kötüleşmesi pahasına yakıtın püskürtülme avansını optimumdan düşük değerlere alınması gerekir. Bazı hallerde eksi değerli avans, yani ÜÖN’den sonra yakıtı püskürtmek zorunda kalınır.

Çizelge 6.1 : Farklı yanma kanunları uygulandığında motor parametrelerinin değişimi.

θ	m	α_z	$p_{\max}$	dp/da	p_i	η_i	NO
[°KMA]		[°KMA]	[MPa]	[MPa/°KMA]	[MPa]		[ppm]
5	0,5	50	12,6	0,62	1,23	0,51	1270
5	1,2	50	10	0,24	1,17	0,49	700
5	2,0	50	8	0,24	1,13	0,47	500



Şekil 6.1 : Motor farklı yanma kanunlarıyla çalıştığında yanan yakıtın kesri, silindir içi basıncın değişimi, sıcaklık ve NO emisyon grafiklerinin karşılaştırılması

7. TMOSAN STAGE IIIB MOTORUN TASARIMI İLE İLGİLİ TEORİK ARAŞTIRMALAR

7.1. Teorik Araştırmanın Amacı

Geliştirilmesi öngörülen TMOSAN Stage III motorlarının teorik olarak elde edilmesi gereken parametreleri Çizelge 7.1’de 4DT39T Stage II motorunun verileri ile karşılaştırılmıştır. Buradan görüldüğü gibi gücün 95 BG’den 105’e kadar artırılması (%10 civarında), yakıt tüketiminin <170 g/BGh, NO emisyonunun ise <300 ppm olması hedeflenmiştir. Ön şart olarak motor bloğnun, piston-biyel mekanizmasının mevcut mukavemetini koruyarak yapısal değışiklikler yapılmaması (malzeme ve konstrksyon açısından), soğtma ve yağlama sistemlerinin mevcut halini korunması düşünülmüştür. Bu şartları sağlamak için teorik araştırmanın amacı sıkıştırma oranı (ϵ), turbo basınç artış oranı (p_k/p_o), hava fazlalık katsayısı (λ), intercooler soğtma sıcaklığını (T_{in}) optimize ederek yeni motorun istenilen performans ve emisyon değıerlerini elde etmektir. Bu hali ile motor dayanaklılığın en etkin parametresi olan maksimum yanma basıncının Stage II motorundaki seviyesini ($p_z < 113$) aşmaması istenmektedir. Eğıer bu şart korunursa mevcut motorun silindirler bloğ, piston-biyel mekanizması, krank ve kam millerinde, motorun mevcut soğtma ve yağlama sisteminde yapısal değıişimlere gerek kalmaz. Böylece yeni motorun sadece silindir kafası ve bu kafaya bağlanan parçaların (enjektörler, supaplar, emme ve egzoz manifoldları vb.) tasarımı ile ilgili bilgilerin elde edilmesinin yeterli olacağı düşünülmüştür.

Söz konusu yeni motorda, yeni nesil dizel motorlarında olduğ gibi, silindir başına 4 supap uygulaması da ön şart olarak kabul edilmiştir. Burada amaç volumetrik verimi arttırmaktır. Hesap ve akışkanlık analizi ile tespit edilmiştir ki, 2 supaplı konstrksyondan 4 supaplıya dönştrte volumetrik verim $\eta_v = 0,85$ ’den 0,90’a dek artabilir. Bu yüzden aşığılarda incelenen hesap sonuçlarında volumetrik verim $\eta_v = 0,90$ alınmıştır.

Çizelge 7.1 : TÛMOSAN Stage II ve Stage III motorunun teknik özellikleri

Parametreler		Stage II Motorun Değerleri	Geliştirilmesi Öngörülen Stage III Motorun Değerleri
Silindir Sayısı (i)		4	4
Silindir Çapı (D)	[mm]	115	115
Strok (S)	[mm]	104	104
Devir Sayısı (n)	[d/d]	2500	2500
Toplam Strok Hacmi (V_H)	[cm ³]	3907	3907
Sıkıştırma Oranı (ϵ)		17	Optimize edilecek
Hava Fazlalık Katsayısı (λ)		2.04	Optimize edilecek
Volumetrik verim (η_v)		0.85	0.90
Turbo Basınç Oranı (p_k/p_o)		1.8	Optimize edilecek
İntercooler soğutma sic. (T_{in})	[°C]	50	Optimize edilecek
Vibe Katsayısı (m)		1.2	1.2
Yanma Başı Avansı (θ)	[°KMA]	3-5	Optimize edilecek
Ortalama Piston Hızı (w_p)	[m/s]	9.58	9,58
Efektif Güç (N_e)	[BG]	95	105
Tork (M_e)	[Nm]	268	290
Özgül Yakıt Tüketimi (b_e)	[g/HPh]	173	<170
NO _x emisyonu	[ppm]	417.3	<300
Maksimum yanma basıncı p_z	[bar]	113	<113
Emisyon seviyesi		Stage II (Faz II)	Stage III (Faz III)

7.2. Matematik Modelin MATLAB Programı Dilinde Yazılımı

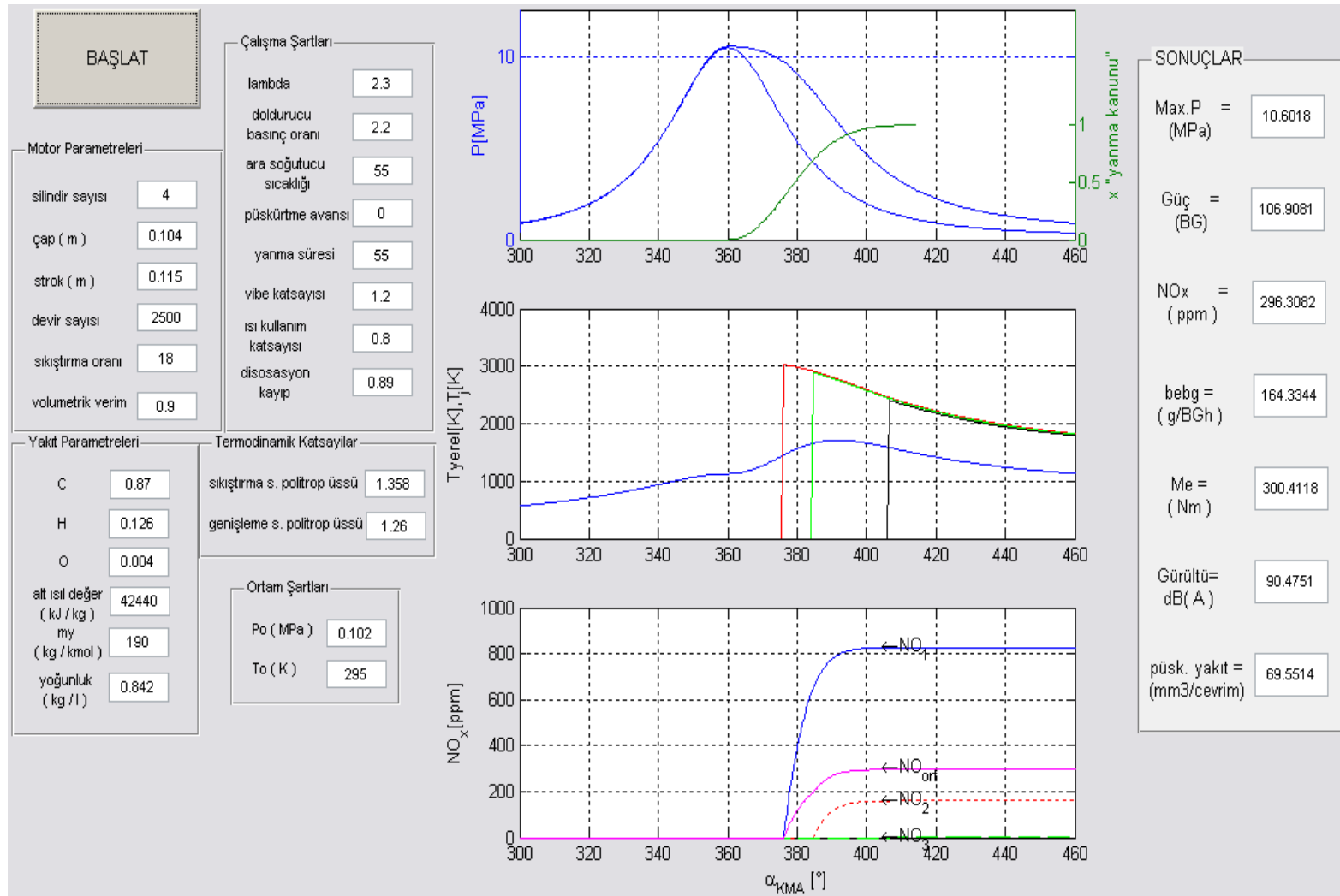
Yeni motorların tasarlanması için gerekli olan bilgileri elde etmek amacıyla oluşturulan matematik model MATLAB Programı dilinde yazılmıştır. Matematik modelin Matlab GUI arayüzünde oluşturulan hesap programı sayesinde motor parametrelerinin etkilerinin incelenmesi ve bu sayede optimizasyon çalışmaları daha az zaman almaktadır. Şekil 7.1’de yazılımın ana sayfası gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, ana sayfanın sol tarafındakı kutucuklarda motor parametreleri

(silindir sayısı, ϕ , σ , devir sayısı, sıkıştırma oranı, volumetrik verim), motorun çalışma şartları (λ , doldurucu basınç oranı, ara soğutucu sıcaklığı, püskürtme avansı, püskürtme süresi, v katsayısı, ısı kullanım katsayısı, disosasyon kayıp katsayısı), yakıt parametreleri (C, H, O, alt ısı değeri, m_y , yoğunluk), termodinamik katsayılar (sıkıştırma süreci politrop üssü, genişleme süreci politrop üssü), ortam şartları (P_o , T_o) verilmiştir. Orta kısmında grafikler, sağ tarafında da motordan teorik olarak elde edilen sonuçlar bulunmaktadır. Üst grafiğin sol “y” ekseninde yanma olduğu ve yanmanın olmadığı durumlarda silindir içi basınç değişimi değerleri, sağ “y” ekseninde yanan yakıt kesri “x” değişimi bulunmaktadır. Orta grafikte, “y” ekseninde silindir içi yerel sıcaklıklar (NO hesabında yanma süreci 3 bölgeye ayrılmıştır, bu yüzden her bölge için ayrı yerel sıcaklıklar gösterilmiştir T_{y1}, T_{y2}, T_{y3}) ve silindir içi cari sıcaklık değerleri bulunmaktadır. Alt grafikte, yanma sonu oluşan NO emisyon değerleri verilmiştir. NO_{ort} her üç bölgeden alınan ortalama NO emisyon değerini vermektedir. Bu grafiklerin hepsi “x” ekseninde $\alpha_{KMA}(\theta)$ ‘a göre çizilmiştir.

Oluşturulan matematik modelin doğruluğuna kanıtlamak için Çizelge 7.2’de OTAM laboratuvarlarında deneyi gerçekleştirilmiş olan 4DT39T Stage II motorunun deney verileri ile matematik modelin yardımıyla elde edilen hesap verileri ve deney verilerinden sapma yüzdeleri karşılaştırılmıştır. Çizelge 7.2 ‘den görüldüğü üzere sapma yüzdeleri oldukça azdır. Bu da oluşturduğumuz matematik modelin doğruluğunu göstermektedir.

Çizelge 7. 2 : Deney verileri ile matematik model verilerinin karşılaştırılması

	Deney Verileri	Matematik Model Verileri	Deney Verilerinden Sapma Yüzdeleri
Güç N_e[BG]	95,6	98	+%2,8
Tork M_e [Nm]	268	276	+%2,9
Özgül Yakıt Tüketimi b_e [g/BGsaat]	173	168	-%2,9
Strok Başına Yakıt ΔV[mm³/cycle]	67,8	66	-%2,6
NO emisyonu NO [ppm]	417.3	413	-%0,8



Şekil 7.1 : Matlab hesap programında elde edilen teorik sonuçlar

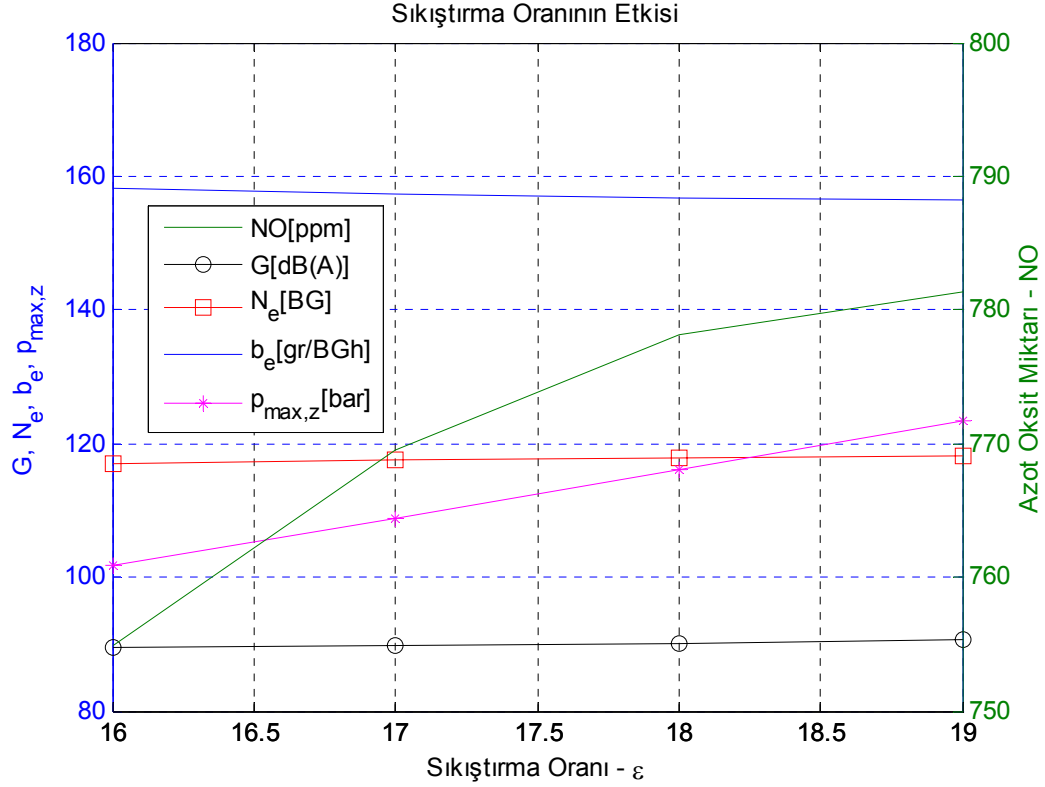
7.3. Motor Parametrelerinin Performans ve Emisyon Değerlerine Etkisi

TÜMOSAN Stage II 95 BG'deki motor referans alınarak motorun geliştirilebilmesi için değiştirebileceğimiz parametrelerin (sıkıştırma oranı, kompresör çıkış basıncı, hava fazlalık katsayısı, intercooler çıkış basıncı, yanma başı avansı) etkilerine sırasıyla bakılarak uygun olan değerler seçilmiştir.

7.3.1. Sıkıştırma oranının etkisi

Sıkıştırma oranının efektif güç N_e [BG], özgül yakıt tüketimi b_e [g/BGh], maksimum yanma basıncı $p_{max,z}$ [bar], NO emisyonu [ppm], gürültü G [dB(A)], yerel sıcaklık T_y [°C] parametrelerine etkisi aşağıdaki grafiklerde ve Çizelgelerde gösterilmiştir.

Şekil 7.2 ve Çizelge 7.3'te yanma başı avansının 5°KMA olduğu zaman ki hesaplanan değerleri bulunmaktadır. Buradan görüldüğü gibi, sıkıştırma oranının artması ile motorun güç ve yakıt ekonomisi artmasının yanı sıra, NO emisyonu yüksek seviyelere ulaşmaktadır. OTAM laboratuvarlarında farklı motorlarda yapılmış deneysel verilerden bellidir ki, motorun tam güç rejiminde Stage IIIB standardına cevap vermesi için NO emisyonu 300 ppm'i aşmamalıdır. Bu talebi karşılamak için yakıtın püskürtme (tutuşma) avansını düşürmek gerekmektedir. İTÜ'de tek silindirli deney motoru üzerinde yapılmış çalışmalarla tespit edilmiştir ki; MR-1 yanma odası kullanıldığında tutuşma anı ÜÖN'ye denk geldiğinde "Optimum Yanma Kanunu" gerçekleşebilir. Bu tutuşma anını elde etmek için yakıtın silindire püskürtülme avansı 6-7 °KMA civarında olması gerekmektedir. Bunu göz önünde bulundurarak ϵ (sıkıştırma oranı)'nın etkisinin hesabında tutuşma avansı "0" değerinde sabit tutulmuştur.



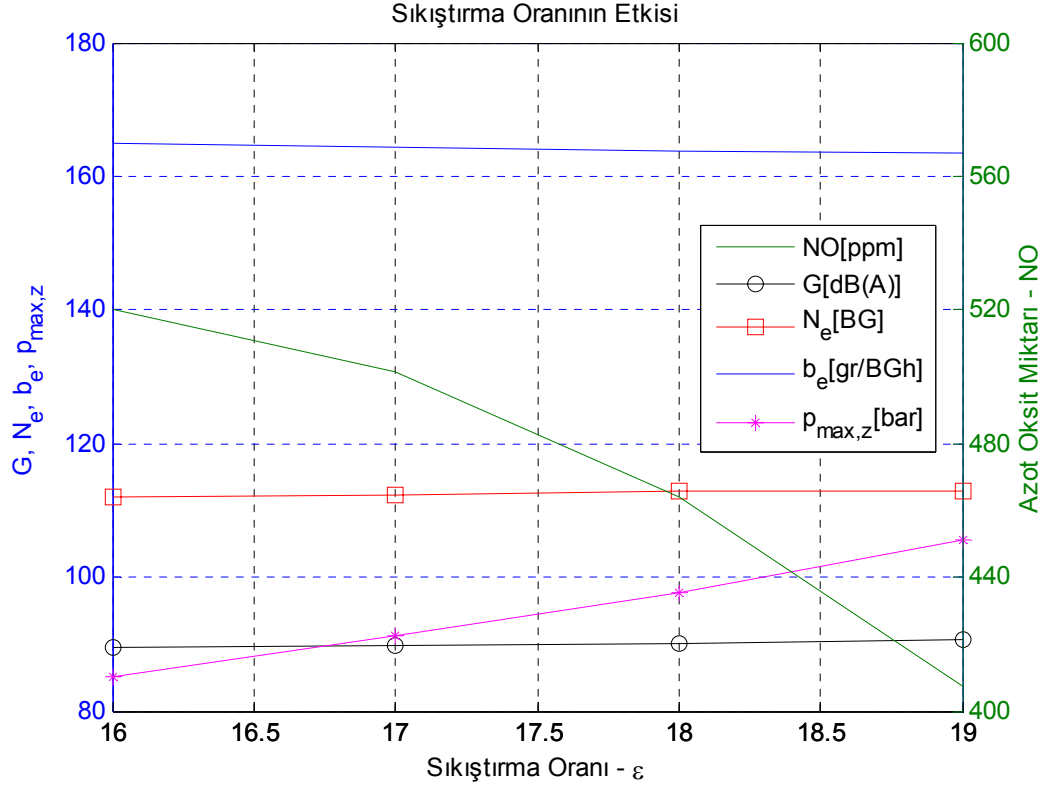
Şekil 7.2 : Motor parametrelerinin sıkıştırma oranına göre değişimi (Yanma başı avansı=5 °KMA) (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=5^\circ$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0,90$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $p_k/p_o=2$; $T_{in}=50 \text{ K}$)

Çizelge 7.3 : Sıkıştırma oranının değişimi ile elde edilen veriler (Yanma başı avansı=5°KMA) (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=5^\circ$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0,90$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $p_k/p_o=2$; $T_{in}=50 \text{ K}$)

Sıkıştırma oranı	Motor gücü [BG]	Yakıt tüketimi [gr/BGh]	Max. yanma basıncı [bar]	NO [ppm]	Gürültü [dB(A)]
16	113,9	168,2	101,8	754,8	89,5
17	115,7	159,7	108,8	769,5	89,8
18	117,3	157,4	116,1	778,1	90,2
19	118,8	155,4	123,4	781,3	90,5

Şekil 7.3'te ve Çizelge 7.4'te tutuşma avansının 0° olduğunda motor parametrelerinin sıkıştırma oranına bağlı olarak değişimini gösterilmiştir.

Şekil 7.3 ve Çizelge 7.4'ten görüldüğü gibi, sıkıştırma oranının 16 ile 19 arasında değiştikçe, yanma basıncı yaklaşık sabit kalmış, NO emisyonu ise düşmüştür. Bunun sebebi motorda tutuşma tam ÜÖN'da gerçekleştiğinden dolayı, yanma süreci pistonun genişleme zamanında gerçekleşmesidir. Bu ise silindir hacminin artmasıyla silindir içi basıncın yanma esnasında yaklaşık sabit kalmasına neden olmuştur, yani yanma basıncına ilaveten yanma ürünlerinin adyabatik olarak sıkıştırılması gerçekleşmemiştir. Sonuçta yerel sıcaklıkların maksimum değerlerinin (T_y) artması engellenmiş, bununla da NO emisyonu ε 'nın artmasıyla düşmüştür. Sıkıştırma oranının artışı doğal olarak özgül yakıt tüketimini de düşürmüştür. Bu açıdan ε 'nın 19'a dek arttırılmasının faydalı olacağını göstermektedir. Fakat tecrübeden bellidir ki, ε 'nın bu seviyeye dek artışı soğuk motorun marşını kolaylaştırırsa da marş motoru ve akünün daha yüksek performansa sahip olmaları gerekmektedir. Bu yüzden mevcut motorda kullanılan marş motoru ve aküyü değiştirmemek için yeni motorun sıkıştırma oranını 18'e eşit olması uygun görülmüştür. Aşağıdaki tüm optimizasyon hesaplamalarında $\varepsilon=18$ olarak sabit tutulmuştur.



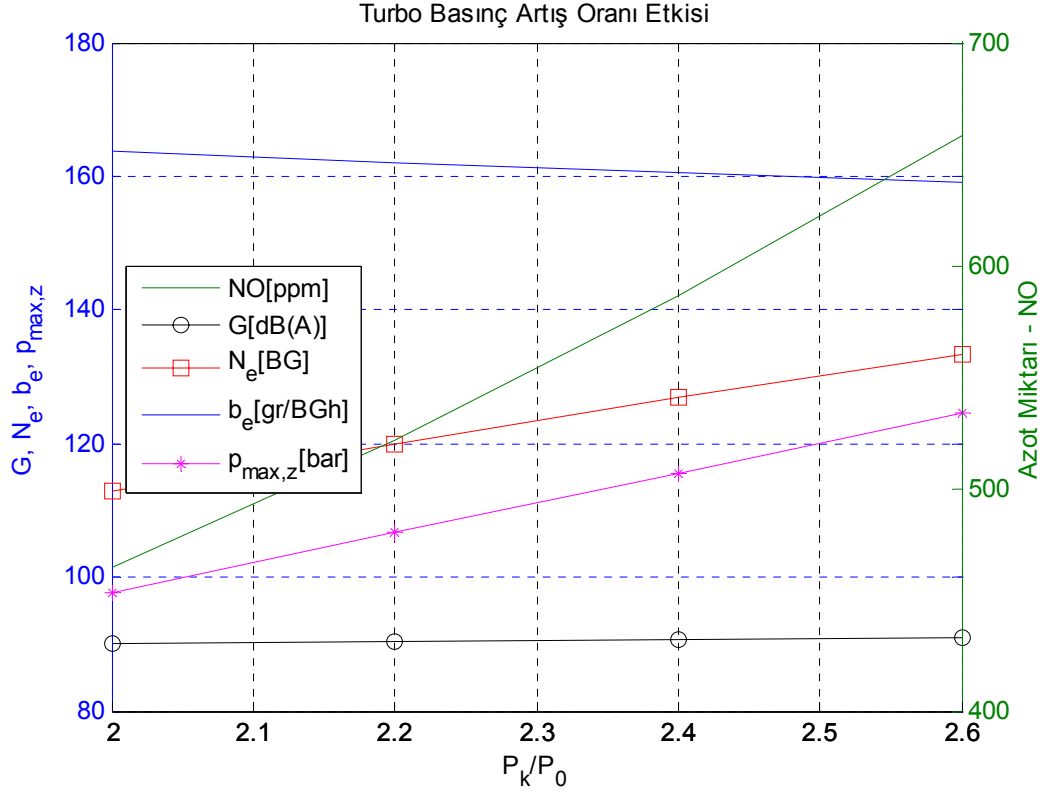
Şekil 7.3 : Motor parametrelerinin sıkıştırma oranına göre değişimi (Yanma başı avansı=0°KMA) (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^0$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0,90$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $p_k/p_o=2$; $T_{in}=50 \text{ K}$)

Çizelge 7.4 : Sıkıştırma oranının değişimi ile elde edilen veriler (Yanma başı avansı=0°KMA) (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^0$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0,90$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $p_k/p_o=2$; $T_{in}=50 \text{ K}$)

Sıkıştırma oranı	Motor gücü [BG]	Yakıt tüketimi [gr/BGh]	Max. yanma basıncı [bar]	NO [ppm]	Gürültü [dB(A)]	$(T_{yerel})_{max}$ [°C]
16	108	171,1	89,5	520,1	89,5	2839
17	109,6	168,6	89,8	501,6	89,8	2823
18	111,1	166,3	90,2	464,1	90,2	2820
19	112,5	164,3	90,5	407,3	90,5	2801

7.3.2. Turbo basınç artış oranının (p_k/p_o) etkisi

Turbo basınç artış oranının efektif güç N_e [BG], özgül yakıt tüketimi b_e [g/BGh], maksimum yanma basıncı $p_{max,z}$ [bar], NO emisyonu [ppm], gürültü G [dB(A)] değerlerine etkisi Şekil 7.4'te ve Çizelge 7.5'de gösterilmiştir.



Şekil 7.4 : Motor parametrelerinin turbo basınç artış oranına göre değişimi (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^0$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0.90$; $\varepsilon=18$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $T_{in}=50^0\text{C}$)

Çizelge 7.5 : Turbo basınç artış oranının değişimi ile elde edilen veriler (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^0$; $\lambda=2.05$; $\eta_v=0.90$; $\varepsilon=18$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$; $T_{in}=50^0\text{C}$)

Turbo basınç artış oranı p_k/p_o	Motor gücü [BG]	Yakıt tüketimi [gr/BGh]	Max. yanma basıncı [bar]	NO [ppm]	Gürültü [dB(A)]	Max. dp/da [Mpa/ms]
2	112.8	163	97,8	464,1	90,2	0.3
2,2	119.9	162	106,7	521	90,5	0,34
2,4	126.8	160.4	115,6	586	90,7	0,37
2,6	133.5	159.1	124,5	614	91,1	0,4

Basınç artış oranı, kompresör çıkış basıncının atmosfer basıncına oranıdır. İçten yanmalı bir motor tarafından üretilen güç, yaklaşık olarak motor silindirleri içerisinde yakılan yakıt ve bu yakıtı yakabilmek için gerekli olan hava miktarı ile orantılıdır. Normal emişli bir motorda silindir içerisine alınan hava miktarı, kurs

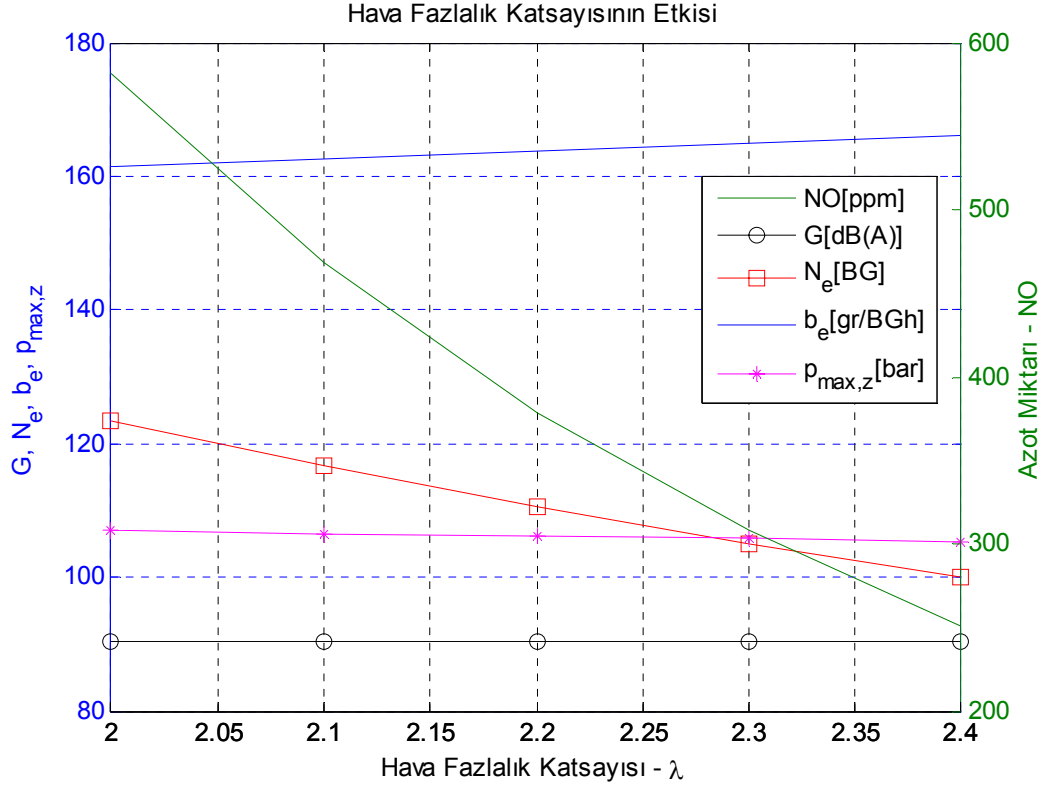
hacmine bağılı olarak değişmektedir. Silindir içerisine bir çevrimde alınan hava miktarını arttırabilmek için harici bir kaynağa ihtiyaç vardır. Aşırı doldurma yöntemleriyle silindire alınan hava miktarı, normal emişli motorlara göre arttırılır. Normal emişli motora göre, aşırı doldurma uygulaması yapılan motorda silindirlere gönderilen hava miktarının arttırılmasıyla silindir içerisine daha fazla yakıt sürülerek; fren ortalama efektif basıncı ve motor gücü arttırılır (Doğru, 2007). Ayrıca efektif verimi arttırır, verimin artışı da özgül yakıt tüketimini azaltır.

Egzoz gazlarının sahip olduğu enerjiden yararlanan aşırı doldurma sistemlerinin kullanımı, sıcaklık seviyelerinde artış sağladığı için genelde HC emisyonlarını azaltıcı, diğer taraftan NO_x emisyonlarını da artırıcı doğrultuda etki etmektedir. Yanma odasındaki sıcaklık seviyesi ile birlikte, egzoz gazları sıcaklıkları da arttığı için bu süreç içindeki oksidasyon reaksiyonları da artış gösterecektir. Ayrıca silindirdeki karışım oluşumunda iyileşmesi yanma olayı üzerinde olumlu etki yapacaktır. Sonuçta HC emisyonları önemli ölçüde azalır. NO_x emisyonları ise özellikle yüksek güçte çalışma bölgesinde, sıcaklıktaki artışa paralel olarak artmaktadır (Doğru, 2007).

Şekil 7.4 ve Çizelge 7.5’den görüldüğü üzere, turbo basınç artış oranını artmasıyla motorun gücü ve ekonomisi iyileşmeye doğru gitsede, maksimum yanma basıncı ve NO emisyonu yüksek seviyede artmaktadır. Bu yüzden turbo basınç artış oranı 2,2 seviyesinden fazla olmasının faydalı olmadığı görülmektedir. Aşağıdaki incelemelerde turbo basınç artış oranı $p_k/p_o=2,2$ kullanılmıştır.

7.3.3. Hava fazlalık katsayısının etkisi

Hava fazlalık katsayısının efektif güç N_e [BG], özgül yakıt tüketimi b_e [g/BGh], maksimum yanma basıncı $p_{\max,z}$ [bar], NO emisyonu [ppm], gürültü G [dB(A)] parametrelerine etkisi Şekil 7.5’te ve Çizelge 7.6’te gösterilmiştir.



Şekil 7.5 : Motor parametrelerinin hava fazlalık katsayısına göre değişimi (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^0$; $p_k/p_o=2.2$; $\eta_v=0,90$; $\varepsilon=18$; $n=2500$ dak^{-1} ; $T_{in}=50^{\circ}\text{C}$)

Çizelge 7.6 : Hava fazlalık katsayısının değişimi ile elde edilen veriler (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^0$; $p_k/p_o=2.2$; $\eta_v=0,90$; $\varepsilon=18$; $n=2500$ dak^{-1} ; $T_{in}=50^{\circ}\text{C}$)

Hava fazlalık katsayısı	Motor gücü [BG]	Yakıt tüketimi [gr/BGh]	Max. yanma basıncı [bar]	NO [ppm]	Max. gürültü [dB(A)]
2	123	161,4	106,9	582	90,5
2,1	116,7	162,5	106,5	467,8	90,49
2,2	110,6	163,7	106,2	378,6	90,47
2,3	105	164,8	105,7	308	90,46
2,4	100	166,1	105,2	251,4	90,44

Dizel motorlarında güç ayarı motora emilen havanın içine püskürtülen yakıt miktarının değiştirilmesi ile yapılır. Motor gücü azaltılmak isteniyorsa, püskürtülen yakıt miktarı azaltılır. Böylece karışım oranı yük durumuna göre değiştirilmektedir ve motor genelde fakir karışım ile çalışmaktadır. Emisyonlar bakımından ana sorun is ve NO_x üretiminden kaynaklanmaktadır. NO_x emisyonları artan yüke bağlı olarak artış gösteren sıcaklıklar nedeniyle artmaktadır (Doğru, 2007).

Hava fazlalık katsayısının artışı ile birlikte dolgu fakirleşmektedir. Dolgunun fakirleşmesi, max. yanma basıncını düşürmektedir. Yanma basıncının düşmesi motor gücünü ve efektif verimi düşürür, verimin düşüşü de özgül yakıt tüketimini arttırmaktadır. Yanma basınçlarının düşmesi sıcaklıklarında düşmesine neden olmakta ve NO_x emisyonlarını azaltmaktadır. Şekil 7.5 ve Çizelge 7.6'den görüldüğü üzere, hava fazlalık katsayısının artışı ile motor gücü 123'ten 100 BG'e düşmekte, özgül yakıt tüketimi, maksimum yanma basıncı biraz değişmekte, NO emisyonu ise 582'den 251 ppm'e dek düşmektedir. Bu incelemelerin sonucunda $\lambda=2.3$ olması uygun olduğu görülmektedir, çünkü bu halde güç $N_e=105$ BG ve NO=308 ppm olup, tasarlanması planlanan motorun kriterlerine yaklaşmıştır. Bundan sonraki incelemelerde $\lambda=2.3$ değeri kullanılmıştır.

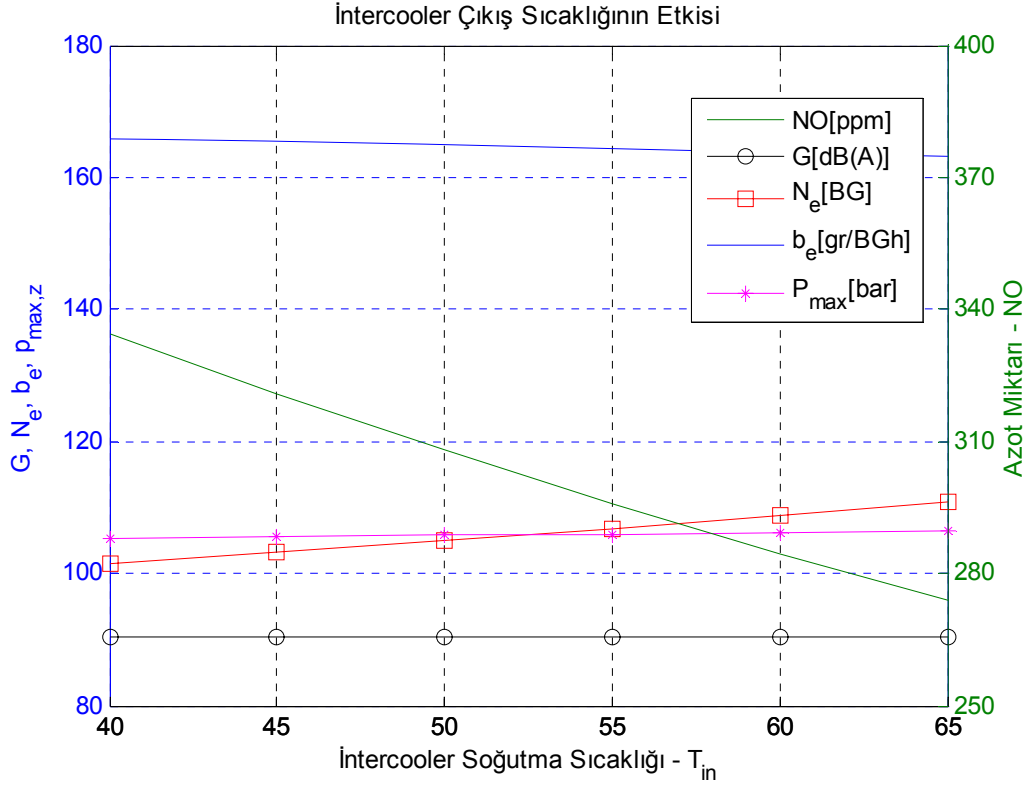
7.3.4. İntercooler çıkış sıcaklığı etkisi

Intercooler soğutma sıcaklığının efektif güç N_e [BG], özgül yakıt tüketimi b_e [g/BGh], maksimum yanma basıncı $p_{max,z}$ [bar], NO emisyonu [ppm], gürültü G [dB(A)] parametrelerine etkisi Şekil 7.6'te ve Çizelge 7.7'de gösterilmiştir.

Bilindiği gibi, intercoolerden geçen sıcak havanın soğutulma sıcaklığının (T_{in}) artışı ile birlikte silindirlere giren havanın sıcaklığı düşerek, yoğunluğu arttığı için silindirlere daha fazla hava dolmuş olacaktır. İntercooler çıkış sıcaklığı ne kadar düşük olursa motorun hem gücü yükselecek hem de emisyon miktarı, yakıt tüketimi azalacaktır. Bunun için mümkün olduğu ölçüde havanın intercoolerda soğutulması istenen bir durumdur. Ancak burada da intercoolerın boyutları sınırlayıcı faktör olur çünkü intercoolerın çıkış sıcaklığı düştükçe intercoolerın boyutu büyür.

Motorun gücünü yükselmesine, özgül yakıt tüketimini düşürmesine rağmen, NO emisyonunu düşürmektedir. Buradan anlaşıldığı gibi, intercooler soğutma sıcaklığının hem emisyon düşürme, hem de performans artırma açısından etkin rol oynadığı görülmektedir. Bunu göz önünde bulundurarak tasarlanması öngörülen

motorda intercooler uygulamasının önemli olduğu ve bu sıcaklığın en az 55°C olması gerekmektedir.



Şekil 7.6 : Motor parametrelerinin intercooler soğutma sıcaklığına göre değişimi (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^{\circ}$; $\lambda=2.3$; $p_k/p_o=2.2$; $\eta_v=0,90$; $\varepsilon=18$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$)

Çizelge 7.7 : İntercooler soğutma sıcaklığının değişimi ile elde edilen veriler (Sabit tutulan değerler $m=1.2$; $\alpha_z=55$; $\theta=0^{\circ}$; $\lambda=2.3$; $p_k/p_o=2.2$; $\eta_v=0,90$; $\varepsilon=18$; $n=2500 \text{ dak}^{-1}$)

T_{in} [°C]	Motor gücü [BG]	Yakıt tüketimi [gr/BGh]	Max. yanma basıncı [bar]	NO [ppm]	Gürültü [dB(A)]
40	101,5	165,9	105,2	334,4	90,44
45	103,	165,4	105,5	320,8	90,45
50	105	164,8	105,7	308	90,46
55	107	164,3	106	296	90,47
60	108,7	163,8	106,3	284,5	90,48

Motor gücünün 105 BG ve emisyon değerlerinin Stage IIIB emisyon standardında olması için motorda yapılması gereken değişiklikler:

- Sıkıştırma oranı: 18
- Doldurucu basınç oranı: 2,2
- Hava fazlalık katsayısı: 2,3
- Ara soğutucu sıcaklığı: 55°C
- Volumetrik verim: 0,9
- Yanma başı avansı: 0 °KMA

Bu değişikliklerle motorda elde edilen teorik sonuçlar:

- Maksimum basınç: 10,5 MPa
- Elde edilen güç: 105 BG
- NO_x emisyonu: 296 ppm
- Özgül yakıt tüketimi: 167,2 g/BGh
- Tork: 295 Nm
- Gürültü: 90,4 dB(A)

7.4. Motorun Isıl Bilançosu

Motorun ısıl bilançosu yakıtın yanması ile ortaya çıkan ısının ne kadarının efektif işe dönüştüğünü, soğutma sistemine gittiğini, egzoz ile dışarı atıldığını, ısıyım taşınım ve diğer ısı kayıplarına dönüştüğünü göstermektedir. Aşağıda ısı bilançosunun hesap formülleri verilmiştir (Kolchin ve Demidov, 1984).

- Yakıtın yanmasıyla ortaya çıkan toplam ısı miktarı

$$Q_o = H_u \cdot G_y / 3.6 = 207120 J / s \quad (7.1)$$

Burada, H_u- yakıtın alt ısı değeri, kJ/kg; G_y– saatteki yakıt tüketimi, kg/saat

- Efektif işe dönüşen ısı miktarı

$$Q_e = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 78.6 = 78600 J / s \quad (7.2)$$

N_e – efektif güç, kW

- Soğutucuya transfer edilen ısı

$$Q_c = C \cdot i \cdot B^{1+2m} n^m (1 / \lambda) = 0.53 \cdot 4 \cdot 10.4^{1+2 \cdot 0.68} 2500^{0.68} (1 / 2.3) = 47359 J / s \quad (7.3)$$

Burada $C = 0,53$ -Aşırı doldurmalı motorlarda orantı faktörü ; i – silindir sayısı; D – Pistonun çapı,cm; $m=0,68$ –güç indeksi; n - devir sayısı, d/d; λ – hava fazlalık katsayısı

- Egzoz ile dışarı atılan ısı miktarı

$$Q_r = (G_f / 3.6) [M_2 (mc_p)_{t_o}^{t_r} t_r - M_1 (mc_p)_{t_o}^{t_c} t_c] = J / s \quad (7.4)$$

$$(mc_v)_{t_o}^{t_r} = 22,4123 \text{ kJ/kmol}$$

$$T_c = T_o \left(p_k / p_o \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} = 295 \cdot 2.2^{\frac{1.7-1}{1.7}} = 353 K \quad (7.5)$$

$$t_c = T_c - 273 = 353 - 273 = 80^\circ C$$

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = 20.823 \text{ kJ/kmol}$$

$$(mc_p)_{t_o}^{t_c} = (mc_v)_{t_o}^{t_c} + 8,315 \quad (7.6)$$

$$Q_r = \frac{17,57}{3,6} [1,18(22,4123 + 8,315)359.76 - 1.15(20,823 + 8,315)80] = 50520 J / s$$

- Diğer ısı kayıpları

$$Q_d = Q_o - (Q_e + Q_c + Q_r) \quad (7.7)$$

$$Q_d = 207120 - (78600 + 47359 + 50520) = 30632 J / s$$

Stage III yeni motor ve Stage II eski motor için yapılmış ısı bilançosu hesap sonuçları Çizelge 7.8’de verilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, yeni motorun soğutma sistemine transfer edilen ısı miktarı eski Stage II motora göre %7 civarında daha düşüktür (59523 J/s ’e karşı 47359). Bunun sebebi, yeni motorun daha fakir karışımla çalışmasıdır ($\lambda=1,83$ ’e karşı 2,3). Bu karşılaştırmadan anlaşılır ki, yeni motorda eski motorda kullanılan soğutma sisteminde (su radyatörü, vantilatör, su pompası vb.) değişiklik yapmaya gerek kalmamaktadır. Mevcut soğutma sisteminin korunması ve yanma basıncının maksimum değerinin 113 bar’ı aşmaması, yeni motorun yağlama sisteminde de değişikliklerin yapılmasına gerek duyulmamaktadır.

Çizelge 7. 8 : Yeni Stage III motor ile mevcut Stage II motorun Isıl Bilançosunun karşılaştırılması

Isıl Bilançosu	Yeni Stage III Motoru		Mevcut Stage II Motoru	
	Q, J/s	q,%	Q, J/s	q,%
Efektif işe dönüşen ısı miktarı (Q_e)	78609	38	71465	37
Soğutma sistemine gönderilen ısı(Q_c)	47359	22.8	59523	30
Egzoz ile dışarı atılan ısı miktarı(Q_r)	50520	24.4	61013	31
Diğer ısı kayıpları(Q_d)	30632	14.8	2981	2
Yakıtın yanmasıyla ortaya çıkan toplam ısı miktarı(Q_o)	207120	100	194980	100

7.5. Stage IIIB Motorunun Ampirik (Tahmini) Tam Gaz Hız Karakteristiği

Teorik incelemelerin sonucuna dayanarak, motor hız karakteristiği belirlenmiştir. Motor hız karakteristiği güç, moment, yakıt tüketimini ve diğer parametrelerin motor hızı eksenine göre çizilmesi ile elde edilir.

Motor hız karakteristiği tam gaz açıklığında oluşturulmuştur. Şekil 7.7’de motor hız karakteristiğini (güç ve moment) gösterilmektedir. Aşağıda motorun güç, tork, özgül yakıt tüketimi, çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı formülleri ve hesaplarla elde edilen grafikler verilmiştir.

7.5.1. Güç hesabı

Açık yanma odalı dizeller için efektif güç eğrisinin devir sayısına göre hesaplanma formülü (Kolchin ve Demidov, 1984);

$$N_{ex} = \left(N_{eN} \frac{n_x}{n_N} \right) \left(0.87 + 1.13 \cdot \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right) \quad (7.8)$$

N_{ex} = Herhangi bir devir sayısındaki efektif güç değerleri [kW]

N_{eN} = Nominal çıkış gücü = 78.6 kW

n_x = Motor devir sayıları [d/d]

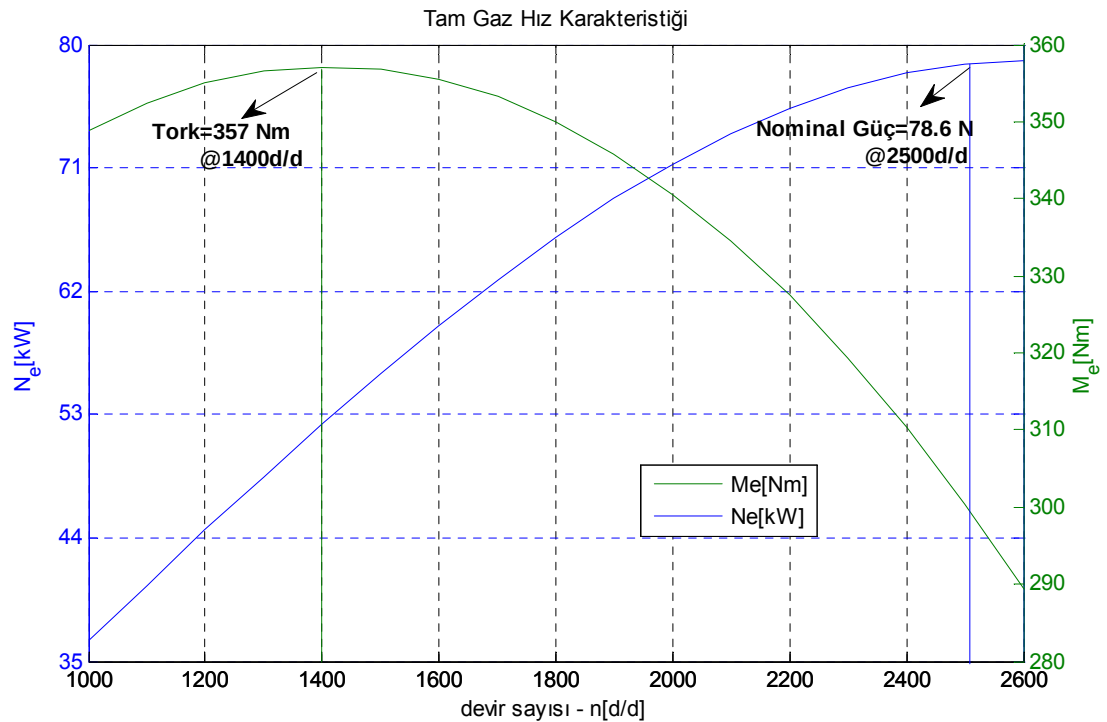
n_N = Maksimum devir sayısı = 2500 d/d

7.5.2. Tork hesabı

Efektif tork değeri formülü;

$$M_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 9554}{n_x} \quad (7.9)$$

M_{ex} = Motor tork değeri [Nm]



Şekil 7.7 : Motor güç ve moment karakteristiği

Şekil 7.7’den görüldüğü üzere motor maksimum tork değerine (max. tork=357 Nm) 1400d/d değerinde ulaşmaktadır. Maksimum devirde ($n_{max}=2500$ d/d) 78.6 N güç elde etmektedir.

7.5.3. Özgöl yakıt tüketimi

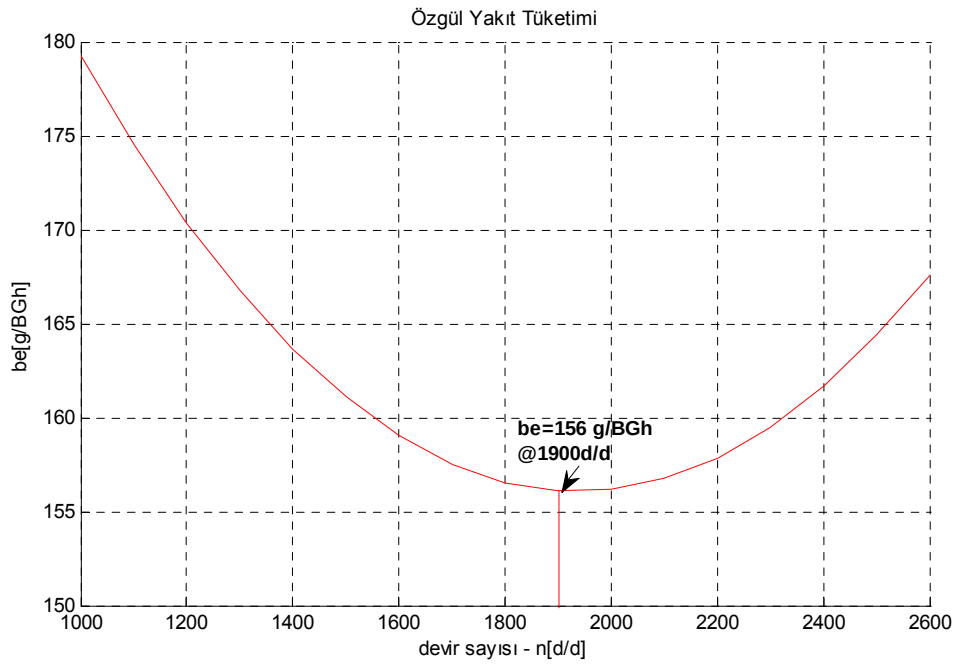
Açık yanma odalı dizeller için özgöl yakıt tüketimi eğrisinin devir sayısına göre hesaplanma formülü;

$$b_{ex} = b_{en} \left(1.55 - 1.55 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right) \quad (7.10)$$

b_{ex} = Özgöl yakıt tüketimi [g/BGh]

b_{en} = Nominal yakıt tüketimi, 167g/BGh

Şekil 7.8'e göre minimum özgöl yakıt tüketimi 1900d/d'da 159g/BGh elde edilmektedir. 2500 d/d maksimum devirde özgöl yakıt tüketimi 167 g/BGh'tir.



Şekil 7.8 : Özgöl yakıt tüketimi eğrisi

7.5.4. Çevrim başına püskürtülen yakıt

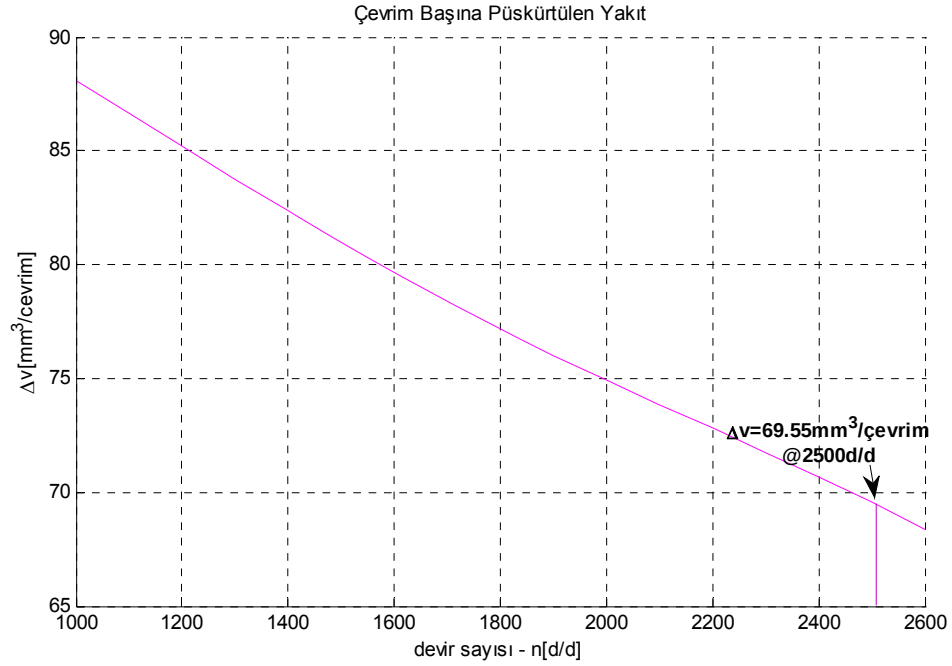
$$\Delta v = \frac{b_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^3}{30 \cdot n_x \cdot i \cdot \rho_y} \quad (7.11)$$

i = Silindir sayısı

$\Delta v = \text{Çevrim başına püskürtülen yakıt [mm}^3\text{/çevrim]}$

$\rho_y = \text{Yakıt yoğunluğu [g/cm}^3\text{]} , 0.842 \text{ g/cm}^3$

Şekil 7.9’da 2500d/d maksimum devirde motora çevrim başına 69.55 mm³ yakıt püskürtüldüğünü göstermektedir.



Şekil 7.9 : Çevrim başına püskürtülen yakıt

Çizelge 7.9’de her 500’er devir de motorun güç, tork, özgül yakıt tüketimi ve çevrim başına püskürtülen yakıt değerlerinin teorik olarak hesaplanan değerleri verilmiştir.

Çizelge 7.9 : Motorun devir sayısına bağlı güç, özgül yakıt tüketimi, çevrim başına püskürtülen yakıt, tork değerleri

Devir Sayısı [d/d]	Güç [kW]	Özgül Yakıt Tüketimi [g/BGh]	Δv [mm ³ /çevrim]	Tork [Nm]
1000	36,5	179,2	88,1	348,9
1500	56	161,1	81	356,7
2000	71,3	156,1	74,9	340,6
2500	78,6	164,3	69,5	300,4

7.6. Stage III Motorun Teorik İncelemelerinin Sonuçları

Yapılmış teorik hesaplamalar ve incelemeler esasında proje kapsamında tasarlanması planlanan Stage III motorun bulunan ve istenen parametrelerin karşılaştırılması Çizelge 7.10'da gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, λ , ϵ , p_k/p_o , T_{in} parametrelerinin optimizasyonu ile yeni motorun gücünün %10-12 arttırılması (95'e karşı 105-107 BG), yakıt tüketiminin 170 g/BGh'in altında kalması (164) ve NO emisyonunun ise 300 ppm sınırını aşmaması sağlanmıştır. Ayrıca maksimum yanma basıncının 106 bar olup istenen 113 bar seviyesini aşmaması motorun mevcut mukavemetinin korunmasını sağlamıştır.

Çizelge 7.10 : Tasarlanması planlanan Stage III motorun teorik olarak bulunan ve istenen parametrelerin karşılaştırılması

Parametreler		Proje kapsamında motordan istenen parametreler	Teorik olarak bulunmuş parametreler
Efektif Güç (N_e)/ Devir(n)	[BG]/[d/d]	105/2500	107/2500
Tork (M_e)/Devir (n)	[Nm]	365/1500	356/1500
Özgül Yakıt Tüketimi (b_e)	[g/BGh]	<170	164
Volumetrik verim (η_v)	-	0,90	0,90
Hava Fazlalık Katsayısı (λ)	-	Opt. değerinde	2,3
Sıkıştırma Oranı (ϵ)	-	Opt. değerinde	18
Turbo Basınç Artış Oranı (p_k/p_o)	-	Opt. değerinde	2,2
İntercooler soğutma sıcaklığı (T_{in})	[°C]	Opt. değerinde	55
Yanma Başı Avansı (θ)	[°KMA]	Opt. değerinde	0
Maksimum yanma basıncı	[bar]	<113	106
NO emisyonu	[ppm]	<300	296
Gürültü	dB(A)	90	90,47

Teorik incelemelerin Sonucu:

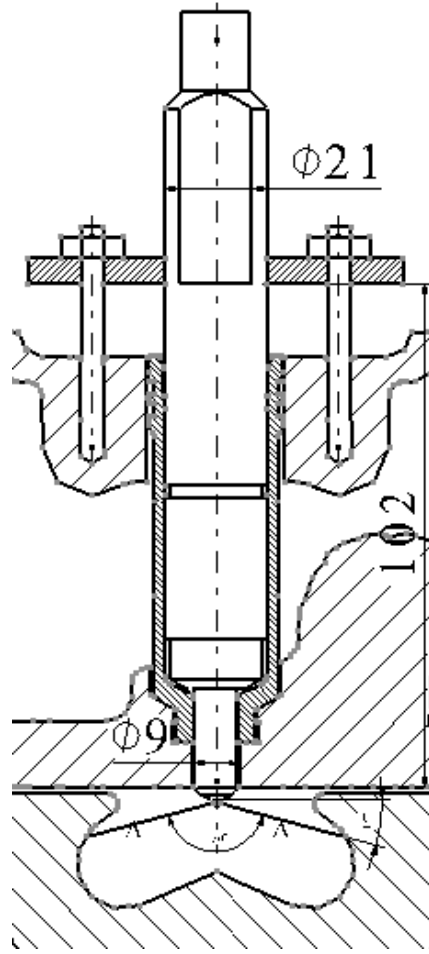
Yukarıda sunulmuş teorik araştırmaların ve incelemelerin sonucu olarak, seri üretimde olan mevcut motor bloğunun, piston-biyel mekanizmasının, soğutma ve yağlama sistemlerinin kullanım imkanını sağlamak şartıyla, tasarlanması öngörülen motorun sadece silindir kafasının yeni bir modelini geliştirerek, yüksek performans, verime, dayanıklılığa sahip olan ve Stage III emisyon standardına cevap veren yeni bir motor geliştirmek mümkündür.

8. YAKIT PÜSKÜRTME SİSTEMİ SEÇİMİ

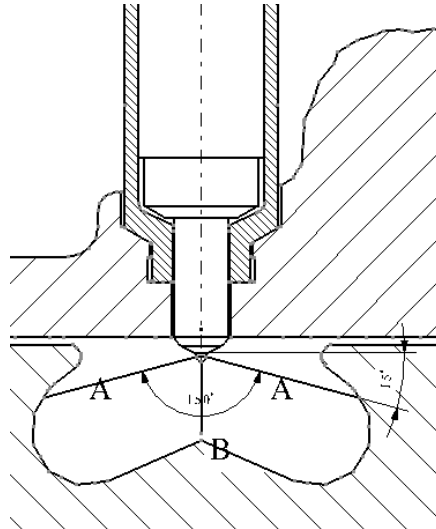
Çizelge 8.1’de verilmiş parametrelere dayanarak TÜMOSAN Stage III motorunun yakıt püskürtme sisteminin hesabı ve seçimi yapılmıştır. Çizelge 8.1’da bu motorda kullanılacak yakıt enjektör seçimi için gerekli olan parametreler verilmiştir. Enjektörün yanma odasına göre konumu Şekil 8.1 ve Şekil 8.2’de gösterilmiştir. Enjektörün motora bağlantı yolları Şekil 8.3’te verilmiştir. Çizelge 8.2’de ise seçilmesi planlanan pompanın parametreleri bulunmaktadır.

Çizelge 8.1 : Enjektör parametreleri

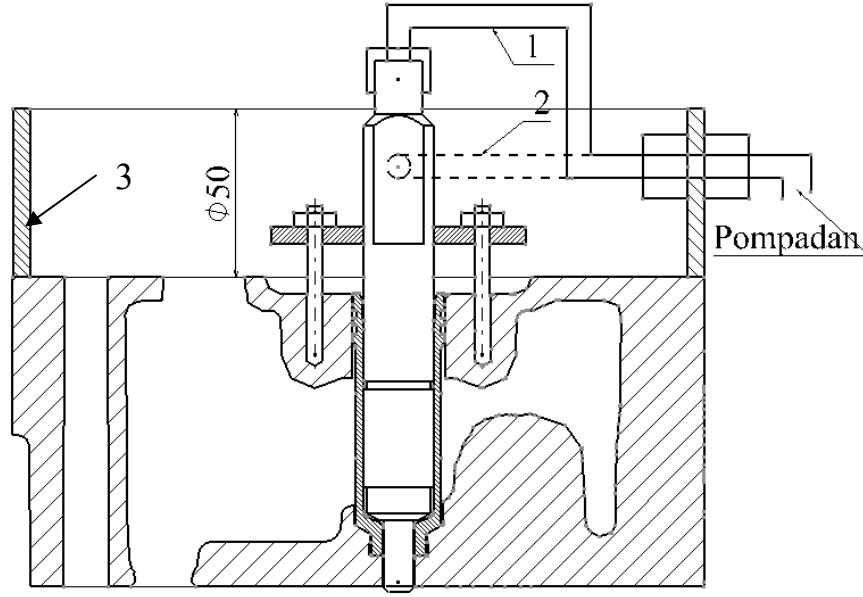
Parametreler	Değerler	Birim
Enjektör konumu	Dikey olarak silindir ekseninde (Şekil 8.1)	
Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı, Δv_c	70 59	$mm^3/\text{çevrim}$ $mg/\text{çevrim}$
Yakıt püskürtme süresi, Δt $\Delta \varphi$	$1,2 * 10^{-3}$ 18	s (san.) $^{\circ}KMA$
Püskürtme süresince silindir gaz basıncının ortalama değeri, p_m	10	MPa
Püskürtülen yakıtın ilk (Enjektör iğnesinin açılma) basıncı, p_s	18-22	MPa
Püskürtülen yakıtın ortalama basıncı, p_s	45	MPa
Püskürtülen yakıtın ortalama hızı, W_e	286	m/s
Enjektör deliklerin toplam kesit alanı, $f_{\square}$	0,283	mm^2
Enjektör delik sayısı ve çapı: ($i_e \times d_d$) <u>a) 4 delikli Enjektör (Şekil 8.1)</u> Püskürtme açıları (delik eksenleri arası açılar): Dikey düzlemde Yatay düzlemde	4 x 0,30 150° 90°	(adet)x (mm)
<u>b) 5 delikli Enjektör (Şekil 8.2):</u> -A delikleri sayısı ve çapı, Püskürtme açıları (delik eksenleri arası açılar): Dikey düzlemde Yatay düzlemde -B deliği sayısı ve çapı Püskürtme açısı	4x0,29 150° 360°/ i_e 90° 1x0,13 Enjektör dikey eksenini boyunca	(adet)x (mm) (adet)x (mm)



Şekil 8.1 : 4 delikli enjektörün MR-1 yanma odasına göre konumu



Şekil 8.2 : 5 delikli (4 adet A+ 1 adet B) enjektörün MR-1 yanma odasına göre konumu



Şekil 8.3 : Enjektörün yüksek basınçlı borusunun külbütör alt kapağına (3) Bağlanma şeması: 1: mevcut enjektöre (Delphi - XP10144KO) göre bağlantı, 2: tercih edilen enjektör bağlantısı

Çizelge 8. 2 : Pompa parametreleri

Parametreler	Değerler	Birim
Pompa tipi	Rotasyon	
Çıkış sayısı	4	adet
Tam güç (78 kW veya 105 BG) ve Nominal Devir Sayısında (2500 d/dak) Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı, Δv_c	70	$mm^3/\text{çevrim}$
	59	$mg/\text{çevrim}$
Maksimum Tork (355 Nm) ve Devir Sayısında (1500 d/dak) Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı, Δv_c	82	$mm^3/\text{çevrim}$
	69	$mg/\text{çevrim}$
Tam gazda yakıtın kesildiği motor devri	2750-2800	d/dak
Marştan önce yakıt püskürtülme avansının otomatik olarak arttırılma değeri(Cold-Start Device - CSD Automatic)	12-15	$^{\circ}KMA$

9. TURBO ŞARJ SEÇİMİ

Geliştirilmesi öngörülen motordan beklenen parametrelerin elde edilmesi için uygun turbo şarj uygulaması gerekmektedir. Basınç artış oranı $p_k/p_o = 2,2$ ile turbo şarjın oluşturduğu hava miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$G_{hava} = \frac{l_h \cdot \lambda \cdot I_0 \cdot N_e \cdot b_e}{36.10^5} \quad (9.1)$$

$$\dot{Q}_{hava} = \frac{G_{hava}}{\rho_o} \quad (9.2)$$

$$G_{hava} = \frac{1 \cdot 2,3 \cdot 14,452 \cdot 78,6 \cdot 223}{36.10^5} = 0,16 \text{ kg / s}$$

$$\dot{Q}_{hava} = \frac{0,16}{1,205} = 0,135 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Burada, G_{hava} - kütleli hava miktarı (kg/s); $\dot{Q}_{hava}$ - hacimsel hava miktarı, m^3/s

Çizelge 9.1’de $p_k/p_o = 2,2$ ve $\dot{Q}_{hava} = 0,135 \text{ m}^3 / \text{s}$ değerlerinde yüksek verim sağlayabilen iki tip turbo şarjın modelleri, verimleri ve devir sayıları verilmiştir.

Çizelge 9.1 : Seçilmesi planlanan turbo şarj modelleri

Turbo Şarj Modelleri	Verim %	Turbo devir sayısı d/d
Garrett T3-50	76	125000
KKK K14-2464	80	140000

10. ARA SOĞUTUCU SEÇİMİ

Ara soğutucu (intercooler) seçimi için gerekli olan değerler Tablo 10.1'deki şema üzerinde verilmiştir.

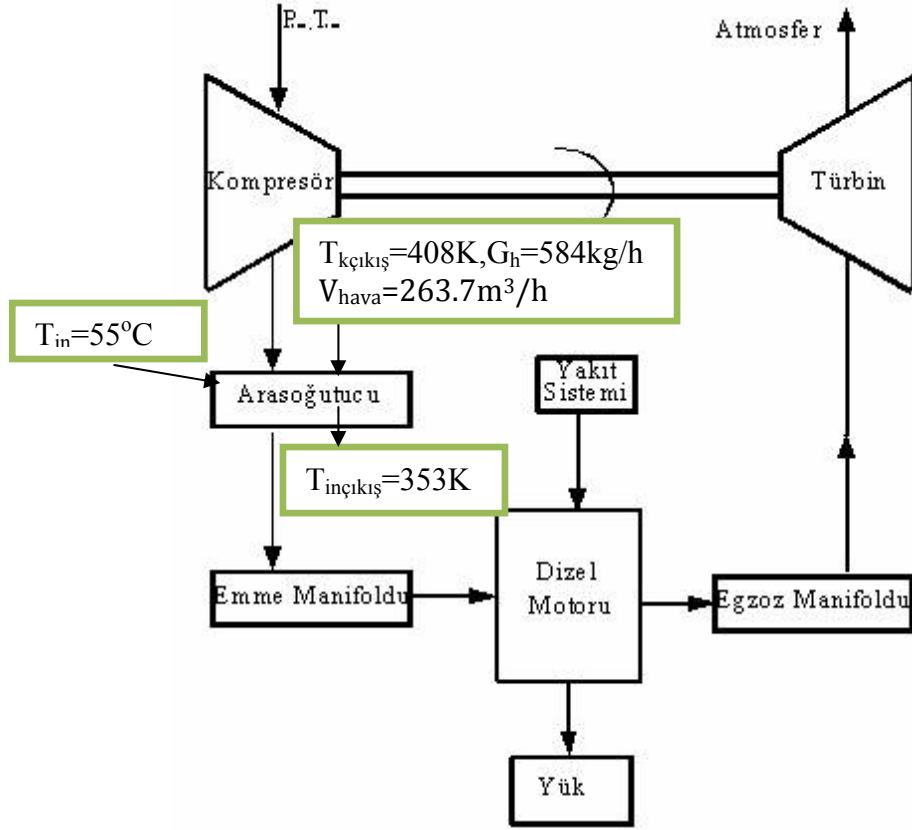
- Soğutmaya gönderilen hava 408.15K

$$T_k = 408.15K - 273K = 135.15^{\circ}C \text{ Kompresörden çıkış sıcaklığı}$$

$$T_{int} = 55^{\circ}C$$

$$\Delta t = 135.15 - 55 = 80^{\circ}C$$

- İntercooler'dan çıkış sıcaklığı 353 K
- Kompresörden çıkıp intercooler'a giren "Hava Debisi" = 583.98 kg/h = 0.162 kg/s
- Yakıt Debisi = 17.57 kg/h
- Hacimsel debi (V_{hava}) = 263.76 m³/h



Şekil 10.1 : Ara soğutucu gerekli verilerin şema üzerinde gösterilişi

Bu bilgilere dayanarak piyasadaki mevcut intercoolerlardan birinin seçimi mümkündür.

11. SONUÇLAR

TÜMOSAN motorlarının özelliklerine uygun olarak, geliştirilmesi veya modernizasyonu öngörülen motorların gerçek termodinamik çevriminin matematik modeli oluşturulmuş ve bu model kapsamında MATLAB programında uygun algoritma geliştirilmiştir. Bu modelden yararlanarak, motorun yanma kanununa, performansına, emisyonuna ve verimine etki eden parametrelerin optimum değerlerini bulmak artık daha hızlı yapılabilmektedir.

Geliştirilmiş bu matematik model ve MATLAB yazılım programı Ar-Ge çalışmalarını sürdürmek için TÜMOSAN tarafından kabul edilmiştir.

Teorik araştırmalar ve incelemelerle seri üretimde olan mevcut motor bloğunun, piston-biyel mekanizmasının, soğutma ve yağlama sistemlerinin değiştirilmeden kullanım imkanını sağlamak şartıyla, tasarlanması öngörülen motorun sadece silindir kafasının yeni bir modelini geliştirerek (2 supaplı versiyondan 4 supaplı versiyona geçiş) motorun volümetrik veriminin artırılması (0,85'den 0,90'a), motorda daha güçlü turbo şarj kullanılması ($p_k/p_o=1,8$ 'den $p_k/p_o=2,2$ 'e), motora intercooler eklenmesi, sıkıştırma oranının artırılması (17'den 18'e) ile yüksek performansa, verime, dayanıklılığa sahip olan ve Stage IIIB emisyon standardına cevap verebilen yeni bir motor geliştirilmesinin mümkün olduğu tespit edilmiştir.

Mevcut 95 BG'deki turbo dizel motorun deney sonuçları ile tasarlanmış yeni nesil motorun teorik hesap sonuçlarının karşılaştırması Çizelge 11.1'de verilmiştir.

Matematik modelin uygulamada başarılması halinde aynı şartlarda motordan %12,6 daha fazla güç elde ederek NO emisyonunda %29 ve yakıt tüketiminde %5 düşüş elde etmek mümkün olmaktadır.

Bu sonuçlara dayanarak, 4 supaplı Stage III emisyon standartlarına cevap verebilecek motorun silindir kafasının tasarımı için gerekli bilgiler (yanma odası profili, hava ve egzoz gaz debileri, sıcaklıkları, hızları, çift emme ve egzoz supap alanları vb.) elde edilebilmektedir. Elde edilen bilgiler ışığında bu motora uygun yakıt püskürtme sistemi, turbo şarj, intercooler (ara soğutucu) seçimi yapılmıştır.

Çizelge 11. 1 : Yeni nesil motorun sonuçlarının mevcut motor ile karşılaştırılması

Parametreler		95 BG'deki mevcut TÜMOSAN motoru	Yeni nesil TÜMOSAN motoru	% İyileşme oranı
Efektif Güç (N _e)/ Devir(n)	[BG]/[d/d]	95	107/2500	+ %12,6
Tork (M _e) / Devir (n)	[Nm]	329/1500	356/1500	+ %7,6
Özgül Yakıt Tüketimi (b _e) / Devir (n)	[g/BGh]	173/2500	164/2500	-%5
NO emisyonu	[ppm]	417	296	-%29
Gürültü	dB(A)	-	90,47	

Yapılan tüm çalışmalar teorik olarak motorun hem performansını ve yakıt sarfiyatını iyileştirecek, hem de Faz IIIB emisyon standardına karşılayacak şekilde yapılmıştır. Bu çalışmada emisyon standartlarının karşılanması, performans artırımı, yakıt tüketiminin düşürülmesi, emisyon azaltıcı ek sistemler ilave edilmeden sadece yanmanın optimize edilmesi (MR-1 yanma odası ile optimum yanma kanunu), bugünkü dizel motorlarda standart olan ara soğutucu sistemi ve silindir başına 4 supap uygulaması ile sağlanmıştır. Bu sayede firma daha düşük maliyetlerle hem ileriki yıllarda karşılaşacağı yüksek emisyon standartlarını karşılayabilecek hem de motor gücünü ve yakıt tasarrufunu hedeflediği seviyeye yükseltmiş olacaktır. Firmanın hedeflerini karşıladığı düşünülen bu proje TÜMOSAN firması tarafından 2007 tarihinden itibaren programlarına dahil edilmiş ve TÜBİTAK destek süreci ile birlikte bu projenin uygulamasına geçilmiştir. 4 supaplı silindir kafasının ilk prototip ürünü dökülmüş ve diğer gerekli komponentlerin tedariki ile birlikte motorun test aşamasına 2009 yılı içerisinde geçilecektir.

KAYNAKLAR

- Arslan H.**, 1996. Taşıt egzoz emisyonları ve İTÜ motorlar ve taşıtlar laboratuvarında 1993-1995 yılları arasında yapılan ölçümlerin değerlendirilmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Basshuysen, R., Schafer F.**, 2004. Internal Combustion Engine, SAE International, Canada.
- Bayraktar, A., Özcan E. ve Yılmaz M. F.**, 2007. Anadolu Motor 510 tek silindirli dizel motorun 4 supaplı versiyonunun tasarımı, *Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü, İstanbul.
- Bayraktar, E.**, 1990. Doğal gazda yanma ve yanmanın esasları, *Mühendis ve Makine*, cilt:31, sayı 371.
- Çakır, E.**, 2007. Dizel motorunun gerçek çevrimi ve piston-biyel mekanizmasının kinematik, dinamik ve mukavemet hesaplarının matematik modellenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Doğru, B.**, 2007. Enjektör parametrelerinin motor performansına etkisi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Gökbel, R.**, 2008. Antor 3 LD 510 dizel motorun tek döngülü MR-1 tipli yeni yanma odası ve emme portu geometrisi uygulayarak modernizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Gülyaşar, F., Erdaş İ. Ö. ve Özkaya K. A.**, 2008. TUMOSAN dizel motorunun turbo şarj uygulanması ile modernizasyonu, *Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul.
- Kocabaş, Ç.**, 2007. Dizel motorlarda yanma süreci boyunca azot oksit oluşumu ve yanmış ürünlerin denge konsantrasyonlarının matematik modellenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Kolchin, A. and Demidov V.**, 1984. Design of automotive engines. MIR Publishers. Moscow.
- Kuşul, V. M.**, 1965. Yeni tip içten yanmalı motor, Sudostroenie yayın evi, Leningrad.
- Mehdiyev, R., ve Arslan H.**, 2003a. İçten yanmalı motorların hesabı ve geliştirilmesi hisse-I, *Ders notları*, İ.T.Ü.
- Mehdiyev, R., ve Arslan H.**, 2003b. İçten yanmalı motorların hesabı ve geliştirilmesi hisse-II, *Ders notları*, İ.T.Ü.
- Mehdiyev, R., Derbentli T., Arslan H., Özcan E., Potur R. A.**, 2009. Development of a Turbo Diesel Engine by a New Combustion Process for Heavy Duty Vehicles and Tractors, *9th International Conference on Engine and Vehicle*, SAE International, September 13.

- Mehdiyev, R., Ögün, K., Babaoğlu, O., Gürbüz, T., Arslan, H., Kutlar, A.,** 2008. TÛMOSAN traktör motorlarının Stage II emisyon standardı seviyesine geliştirilmesi, *4. Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, 01-04 Haziran.
- Mehdiyev, R., Soruşbay C., Özgür L., Arslan H. ve Kutlar A.,** 2006. Dizel motorların geliştirmesinin alternatif bir yolu, *3. Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, 26-28 Haziran.
- Raşidova, A.,** 2003. Vibe fonksiyonu kullanılarak dizel motorlarında yanma hızının gürültü emisyonuna etkisinin incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Şenveli, E.,** 2008. Etanol katkılı yakıt kullanımının motor performansına ve emisyonlara etkisinin incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- TS-2004/26/EC,** 2007. Yol dışı hareketli makinalara yerleştirilen içten yanmalı motorlardan çıkan gaz hâlindeki ve parçacık kirleticilerin emisyonlarına karşı tedbirler, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.
- Url-1** <http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/comman_rail/cdi2.htm>, alındığı tarih 01.05.2009

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Reyhan Aslıhan Potur

Doğum Yeri ve Tarihi: Ankara, 1984

Adres: 7-8. kısım A25 daire 37 Ataköy Bakırköy İSTANBUL

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi

Yayın Listesi:

- Mehdiyev, R., Derbentli T., Arslan H., Özcan E., **Potur R. A.**, 2009. Development of a Turbo Diesel Engine by a New Combustion Process for Heavy Duty Vehicles and Tractors, *9th International Conference on Engine and Vehicle*, SAE International, September 13.