İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FAZ III-B EMİSYON STANDARTLARINA CEVAP VEREN TURBO DİZEL TRAKTÖR MOTORUNUN 4 SUPAPLI SİLİNDİR KAFASININ TASARIMI İLE İLGİLİ TEORİK İNCELEMELER VE UYGULAMALAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enishan ÖZCAN

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Otomotiv Programı

HAZİRAN 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FAZ III-B EMİSYON STANDARTLARINA CEVAP VEREN TURBO DİZEL TRAKTÖR MOTORUNUN 4 SUPAPLI SİLİNDİR KAFASININ TASARIMI İLE İLGİLİ TEORİK İNCELEMELER VE UYGULAMALAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enishan ÖZCAN
503071707

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. Rafig Mehdiyev'e ve tezin çalışma konusu olan motorlar ile ilgili her türlü imkanı sağlayan Alçelik TÜMOSAN A.Ş. firmasından Sayın Kurtuluş Öğün ve Taylan Gürbüz'e, labaratuvarlarını kullanmamıza destekleri için Dr.Hikmet Arslan'a, Dr. Akın Kutlar'a, çalışma arkadaşım Reyhan Aslıhan Potur'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2009

Enishan Özcan

Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **İİİ**
İÇİNDEKİLER ..... **V**
KISALTMALAR ..... **İX**
SEMBOL LİSTESİ ..... **Xİ**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **Xİİİ**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **XV**
ÖZET ..... **XİX**
SUMMARY ..... **XXİ**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı 1
1.2 Avrupa Birliği Yoldışı Dizel Motorları Emisyon Standartları 3
1.2.1 Geçmiş 3
1.1.1 Faz I/II Standartları 4
1.2.2 Faz III/IV Standartları 4
2. DİZEL MOTORLARI VE EMİSYONLAR **9**
2.1 Dizel Motorlarda Yanma 9
2.1.1 Yanma prosesinin hesabı için vibe fonksiyonu 10
2.1.1.1 Yanma hızı kanunu 11
2.1.1.2 Yanma hızı denklemi 11
Yanma hızının yarı amprik vibe denklemi 12
Yanma hızı denklemi parametrelerinin analizi 14
2.2 Dizel Motorlarda Yanma Şekilleri 14
2.2.1 “Açık” tip klasik yanma odası ve common rail kullanılarak hacimsel karışım oluşturma 14
2.2.2 COMMET tipli ön yanma odalı dizel 17
2.2.3 M.A.N. M-Process yanma odalı dizel motorları 18
2.2.4 MR-1 yanma odası 19
2.3 Dizel Motorlarda Aşırı Doldurma 21
2.3.1 Turbo şarj sisteminin amacı 24
2.3.2 Turbo kompresörün çalışma prensibi 25
2.3.3 Turbo kompresörün yapısı 27
2.3.4 Turbo şarjın çalışması 28
2.4 Aşırı doldurmalı motorlarda ara soğutucu 28
2.4.1 Ara soğutucunun yapısı 30
2.5 Volümetrik(Hacimsel) Verim 32
2.5.1 Volümetrik verimi etkileyen büyüklükler 32
2.5.2 Volümetrik verimin güce etkisi 35
2.5.3 TÜMOSAN 4DT39T motorunda volümetrik verimi arttırmak için planlanan değişiklikler 36
2.6 Dizel Motorlarda Egzoz Gazı Emisyonları İçin Ek Sistemler 37
2.6.1 Oksitleme katalizörü 37

2.6.2 Üre katkılı seçici katalitik reaktör 38
2.6.3 Dizel partikül filtresi 40
2.6.4 Dizel EGR(Egzoz Gazı Geri Çevrimi) sistemi 42
3. MR YANMA SÜRECİ VE OPTİMUM YANMA 45
3.1 Teorik Araştırmalar 45
3.2 MR-1 Yanma Odasının Özellikleri 49
3.3 MR-1 Yanma Odasının Deneysel Olarak İncelenmesi 50
3.4 MR-1 Yanma Odasının Üstünlükleri ve TÜMOSAN Motorları için Yeni Yanma Odası Tasarımı 54
3.5 Motor-Bremze Deney Düzeneği Test Cihaz ve Olanakları 57
3.6 Motor-Bremze Deney Süresince Ölçülmesi Gereken Parametreler 58
3.7 Deney Sonrası Hesaplanan Parametreler 59
3.8 Deney Ölçüm Sonuçları Doğrultusunda Motor Karakteristiklerinin Belirlenmesi 62
3.9 "Optimum Yanma Kanununu" Belirleyen Teorik Araştırmalar 64
3.10 Tek Döngülü MR-1 Yanma Odası 66
3.11 İki Döngülü MR-2 Yanma Odası ("MR-Proses") 68
3.12 TÜMOSAN Turbo Dizel Motorlarında MR-1 Yanma Odasının Uygulanması 72
3.13 Deneysel Çalışmalar 73
3.14 MR-1 Yanma Odalı TÜMOSAN Motorlarının Sertifika Emisyon Test Sonuçları 78
4. MATEMATİK MODEL VE MATLAB ARAYÜZÜ 81
4.1 Matematik Modelin Özellikleri 81
4.1.1 Silindir içi parametrelerin hesabı 81
4.1.2 Azot oksit oluşumu ve Zeldoviç'in difüzyonlu yanma mekanizması kullanılarak hesaplanması 84
4.1.3 Yanmış ürünlerin denge konsantrasyon hesabı 87
4.1.4 Gürültü emisyonunun hesabı 89
4.2 TÜMOSAN Stage IIIB Motorunun Tasarımı ile İlgili Teorik Araştırmalar 89
4.2.1 Teorik araştırmaların amacı 89
4.2.2 Matematik modelin MATLAB programı dilinde yazılımı 91
4.2.3 Stage III motorun teorik incelemelerinin sonuçları 93
5. SİLİNDİR KAFASININ TASARIMI VE DİĞER SİSTEMLERİN SEÇİMİ 96
5.1 Silindir Kafasının Tasarımı 96
5.1.1 Hesaplanan parametreler 96
5.1.1.1 Emme Süreci Gaz Parametrelerinin Hesaplanması 96
5.1.1.2 Silindir kafasında çift emme ve egzoz portlarının yerleştirilmesi 97
5.1.1.3 Çift emme supaplı motorun volümetrik veriminin analitik hesabı 99
5.1.1.4 Çift emme portundaki akışın sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) yöntemi ile incelenmesi 101
5.1.2 Silindir kafasının 3D tasarımı 106
5.1.2.1 Emme kanalları 106
5.1.2.2 Egzoz kanalları 108
5.1.2.3 Soğutma suyu kanalları 108
5.1.2.4 Silindir kafası 109
5.1.2.5 Supap takımları ve manifoldlar 111
5.1.2.6 Silindir kafasının 2D imalat çizimleri 112
5.1.2.7 Silindir kafasının hızlı prototip modeli ve döküm ürünü 114
5.2 Diğer Sistemlerin Seçimi 115

5.2.1 Yakıt püskürtme sistemi seçimi 115
5.2.2 Turboşarj seçimi 118
5.2.3 Ara soğutucu seçimi 118
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA 120
KAYNAKLAR 124
EKLER 126
ÖZGEÇMİŞ 144

KISALTMALAR

BG	:Beygir gücü
HFK	:Hava fazlalık katsayısı
KMA	:Krank mili açısı
Ar-ge	:Araştırma geliştirme
EGR	:Exhaust gas recirculation (egzoz gazı çevrimi)
TG	:Tutuşma gecikmesi
ÜÖN	:Üst ölü nokta
AÖN	:Alt ölü nokta
NRTC	:Non road transient cycle (yoldışı düzensiz çevrim)
EPA	:Environmental Protection Agency (çevre koruma ajansı)
BD	:Birleşik Devletler
US	:United States
EU	:European Union
AB	:Avrupa Birliği
CFD	:Computational Fluid Dynamics (hesaplamalı akışkanlar dinamiği)
GUI	:Graphical User Interface (grafik kullanıcı arayüzü)
OTAM	:Otomotiv Taşıtları Araştırma Merkezi
PM	:Partikül madde

SEMBOL LİSTESİ

$\mathbf{k}$	:orantı katsayısı
$\mathbf{m_y}$	:yakıt kütlesi
$\mathbf{V_h}$	:strok hacmi
$\boldsymbol{\rho_h}$	:havanın yoğunluğu
$\boldsymbol{\eta_e}$	:efektif verim
$\mathbf{H_u}$	:yakıtın alt ısıl değeri
Wç	:çevrim işi
F	:kuvvet
$\mathbf{P_e}$	:Efektif Güç
G	:yakıt tüketimi
$\mathbf{V_{hava}}$	:hava tüketimi miktarı
$\mathbf{\Delta t_{hava}}$	:hava tüketim süresi
$\mathbf{\Delta H_{emme}}$	:hava emiş basınç düşüşü
$\mathbf{t_{oda}}$	:oda (atmosfer) sıcaklığı
$\mathbf{p_{oda}}$	:oda (atmosfer) basıncı
$\mathbf{nem_{oda}}$	:oda (atmosfer) bağıl nemi
$\mathbf{t_{yağ}}$	:yağ sıcaklığı
$\mathbf{p_{yağ}}$	:yağ basıncı
$\mathbf{t_{egz}}$	:egzoz gaz sıcaklığı
$\mathbf{\Delta H_{egz}}$	:egzoz karşı direnci
$\mathbf{G_{egz}}$	:saatteki egzoz gaz çıkışı
$\mathbf{N_e}$	:efektif motor gücü
WF	:uygun kirletici gazın “ağırlık faktörü”
U	:gazların iç enerjisi
$\mathbf{Q_H}$	:yanma ile açığa çıkan ısı
$\mathbf{Q_W}$	:soğutma ile atılan ısı
$\boldsymbol{\omega}$	:krank mili dönme hızı
$\boldsymbol{\lambda_s}$	:biyel eğikliği
$\boldsymbol{\alpha}$	:krank mili dönme açısı
$\mathbf{g_c}$	:çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı
x	:yanan yakıt kesri
$\boldsymbol{\alpha_z}$	:krank mili dönme açısı cinsinden yanma süresi
$\mathbf{V_o}$	:yakıt püskürtme başlangıcında silindir hacmi
$\mathbf{V_c}$	:sıkıştırma sürecinin sonunda silindir hacmi
$\mathbf{V_s}$	:emme supaplarının kapandığı andaki silindir hacmi
$\boldsymbol{\varepsilon}$	:sıkıştırma oranı;
$\mathbf{p_o}$	:atmosfer basıncı
$\mathbf{T_o}$	:atmosfer basıncı
E	:kullanılan yakıtın aktivasyon enerjisi
R	:evrensel gaz sabiti
$\boldsymbol{\alpha_t}$	:ısı transfer katsayısı
$\mathbf{F_w}$	:ısı transferine maruz toplam yüzey alanı
$\mathbf{F_k}$	:yanma odasının üst yüzey alanı
$\mathbf{F_p}$	:pistonun yüzey alanı

$\mathbf{F_s}$	:silindirin yüzey alanı
$\mathbf{T_w}$	:ısı transferi yapan yüzeylerin ortalama sıcaklığıdır
$\mathbf{M}$	:iş gazların miktarı
$\left({}_m c_v\right)_{t_0}^{t_i}$	:iş gazların moleküler özgül ısısı
$\mathbf{M_\Sigma}$	:yanma ürünlerinin toplam miktarıdır
$\boldsymbol{\xi_d}$	:disosyasyon ısı kayıp katsayısı
$\mathbf{L_o}$	:tam yanma için gerekli teorik hava miktarı
$\boldsymbol{\gamma_r}$	:artık gaz katsayısı
$\boldsymbol{\alpha_p}$	:basınç artış oranı (yanma basıncının sıkıştırma basıncına oranı)
$\mathbf{T_c}$	:sıkıştırma sonu sıcaklığı
$\mathbf{M_N}$	:ilgili bileşiklerin miktarı
$\boldsymbol{\lambda}$	:hava fazlalık katsayısı
$\mathbf{i}$	:silindir sayısı
$\mathbf{D}$	:silindir çapı
$\mathbf{S}$	:strok
$\mathbf{n}$	:devir sayısı
$\boldsymbol{\varepsilon}$	:sıkıştırma oranı
$\boldsymbol{\eta_v}$	:volumetrik verim
$\mathbf{p_k/p_o}$	:turbo basınç oranı
$\mathbf{T_{in}}$	:intercooler soğutma sıcaklığı
$\mathbf{m}$	:vibe katsayısı
$\boldsymbol{\theta}$	:yanma başı avansı
$\mathbf{w_p}$	:ortalama piston hızı
$\mathbf{M_e}$	:tork
$\mathbf{b_e}$	:özgül yakıt tüketimi
$\mathbf{p_z}$	:maksimum yanma basınçı
$\mathbf{\Delta V}$	:strok başına yakıt
$\mathbf{p_k}$	:kompressör basıncı
$\mathbf{T_k}$	:kompressör sıcaklığı
$\mathbf{p_r}$	:egzoz sonu artık gaz basıncı
$\mathbf{\Delta T}$	:hava dolgusunun motor cidarları ısısından oluşan sıcaklık artışı

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1 : AB Faz I/II Yoldışı Dizel Motorları için Emisyon Standartları **4**
Çizelge 1.2 : Yoldışı Dizel Motorları için Faz III A Emisyon Standartları **5**
Çizelge 1.3 : Yoldışı Dizel Motorları için Faz III B Emisyon Standartları **5**
Çizelge 1.4 : Yoldışı Dizel Motorları için Faz IV Emisyon Standartları **5**
Çizelge 1.5 : Dahili Su Yolu Gemileri için Faz III A Emisyon Standartları **6**
Çizelge 1.6 : Raylı Taşıt Motorları için Faz III A Emisyon Standartları **7**
Çizelge 1.7 : Raylı Taşıt Motorları için Faz III B Emisyon Standartları **7**
Çizelge 3.1 : Üç Silindirli Doğal Emişli Motorun Hız Deney Sonuçları **64**
Çizelge 3.2 : Farklı Yanma Kanunları Uygulandığında Motor Parametrelerinin Değişimi. **65**
Çizelge 3.3 : Tek Silindirli Deney Motorunun Orijinal Dizel ve MR-2 Yanma Odaları ile Aynı Şartlar Dahilinde ($n = 3000\ min^{-1}$, $\varepsilon = 17.5$, $\lambda = 1.42$, $\eta_v = 0.9$) Çalıştığında Motor Parametrelerinin Karşılaştırılması. **71**
Çizelge 3.4 : TÜMOSAN Dizel Motorlarının Hesap Parametreleri **73**
Çizelge 3.5 : TÜMOSAN Doğal Emişli Motorun Emisyon Test Sonuçları **74**
Çizelge 3.6 : TÜMOSAN Turbo Dizel Motorun Emisyon Test Sonuçları **78**
Çizelge 4.1 : TÜMOSAN Stage II ve Stage III 4DT39T Motorunun Teknik Özellikleri **91**
Çizelge 4.2 : Deney Verileri ile Matematik Model Verilerinin Karşılaştırılması **93**
Çizelge 4.3 : Tasarlanması Planlanan Stage III Motorun Teorik Olarak Bulunan ve İstenen Parametrelerin Karşılaştırılması **94**
Çizelge 5.1 : Emme Kanalları Giriş ve Çıkışında Akış Hızları **104**
Çizelge 5.2 : Enjektör Parametreleri **115**
Çizelge 5.3 : Pompa Parametreleri **117**
Çizelge 5.4 : Seçilmesi Planlanan Turboşarj Modelleri **118**
Çizelge 6.1 : Yapılan geliştirmelerin özeti **121**
Çizelge B.1 : Ömür testi değerleri **134**
Çizelge C.1 : Doğal Emişli TÜMOSAN 4D39T Motorun Sertifika Emisyon Test Sonuçları **136**
Çizelge C.2 : TÜMOSAN Turbo Dizel Motorun Sertifika Emisyon Test Sonuçları **137**
Çizelge C.3 : TÜMOSAN Turbo+Arasoğutuculu Motorun Sertifika Emisyon Test Sonuçları **138**

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 : Dizel Motorlarında Yanma İşlemi **9**
Şekil 2.2 : Direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anında fotoğrafı **15**
Şekil 2.3 : COMMET tipli Ön Yanma Odalı Motorda Yakıt-hava Karışım Oluşumu Şeması ve Yanma Prosesinin Fotoğrafları **17**
Şekil 2.4 : Çeşitli Dizel Motorlarında Yüke Bağlı Olarak Özgül Yakıt Tüketimi Değişimi **18**
Şekil 2.5 : M.A.N.- M Tipli Dizel Motorunda Yakıt-hava Karışımı Oluşumunun Şeması ve Yanmasının Anlık Fotoğrafları **18**
Şekil 2.6 : TÜMOSAN Dizel Motorlarının Optimum Yanma Kanununu Gerçekleştirebilen Yeni MR-1 Yanma Odası. **20**
Şekil 2.7 : Turbo Şarjın Kesit Görünüşü **25**
Şekil 2.8 : Turbo Şarjda Havanın Akış Şeması **26**
Şekil 2.9 : Turbo Şarjın kısımları. 1-Türbin; 2-Kompresör; 3-Türbin mili; 4-Yataklar **27**
Şekil 2.10 : Turbo Şarjın Çalışma Şeması **28**
Şekil 2.11 : Turbo Doldurmalı ve Ara Soğutuculu Bir Dizel Motorunun Çalışma Şeması **29**
Şekil 2.12 : Aşırı Doldurmalı TÜMOSAN Traktör Motoru **30**
Şekil 2.13 : Bir ara soğutucunun komple görünüşü **31**
Şekil 2.14 : Devir Sayısının Volümetrik Verime Etkisi **33**
Şekil 2.15 : Emme Havası Sıcaklığının Volümetrik Verime Etkisi **33**
Şekil 2.16 : Volümetrik Verimin Ortalama Piston Hızıyla Değişimi **35**
Şekil 2.17 : Oksitleme katalizörü şeması **37**
Şekil 2.18 : Üre katkılı seçici katalitik indirgeyici şematik çalışma prensibi ve traktör üstünde yerleşimi **39**
Şekil 2.19 : Dizel partikül filtresi **41**
Şekil 2.20 : Egzoz gazı geri çevrim sistemi şeması **43**
Şekil 3.1 : Farklı Yanma Kanunları İle Çalışan Turbo Dizelin (m = 0,5, 1,0, 1,5 ve α_z = 50°) İndikatör Diyagramlarının Karşılaştırılması (n=2000 dak^{-1}, *yakıtın tutuşma anı* 10 ^{o}KMA, λ=1,77, p_k/p_0 = 2,73, T_k = 317 K). **46**
Şekil 3.2 : Farklı Tutuşma Avansları İçin Azot Oksit (NO), Ortalama Efektif Basınç (p_{me}) ve Özgül Yakıt Tüketiminin (b_e) Vibe Parametresi m'ye (yanma hızına) Bağlı Olarak Değişimi. **48**
Şekil 3.3 : MR-1 Yanma Odasının Şeması. **49**
Şekil 3.4 : Şekil 3.1 n=3000 d/d Hız ve Tam Yük (%100) Rejiminde Efektif Güç P_e, Özgül Yakıt Tüketimi b_e ve Egzoz Gaz Koyuluk Derecesi k(duman)'nın Statik Yakıt Püskürtme Avansına Bağlı Olarak Değişimleri **51**
Şekil 3.5 : n=3000 d/d ve %100 Yükte Çıkarılmış İndikatör Diyagramların Karşılaştırılması **52**
Şekil 3.6 : n=3000 d/d ve Farklı Yüklerde Çıkarılmış İndikatör Diyagramlarının Karşılaştırılması (Yukarıdan Aşağıya Doğru Yük %100, %75, %50, %25 ve 0 Seviyelerinde Değiştirilmiştir). **53**
Şekil 3.7 : TÜMOSAN Dizel Motorlarının Optimum Yanma Kanununu

Gerçekleştirebilen Yeni MR-1 Yanma Odası Kesiti ve Enjektörden Püskürtülen Yakıt Demetlerinin Konumu 55
Şekil 3.8 : Sıkıştırma Oranı 16:1 Olan MR-1 Yanma Odasının Teknik Resmi 56
Şekil 3.9 : Sıkıştırma Oranı 17:1 Olan MR-1 Yanma Odasının Teknik Resmi 56
Şekil 3.10 : TÜMOSAN Dizel Motorları Ailesinin Pistonlar Üzerinde Standart (sağda) ve MR-1 Yanma Odalarının Fotoğrafları 56
Şekil 3.11 : Emme havası şartlandırma sistem şeması. 58
Şekil 3.12 : TÜMOSAN fabrikasında Ar-Ge deney düzeneğinin Motor ve Kumanda odalarının fotoğrafları 58
Şekil 3.13 : Üç Silindirli Doğal Emişli Motorun Hız Karakteristikleri 64
Şekil 3.14 : Motor Farklı Yanma Kanunlarıyla Çalıştığında Yanan Yakıtın Kesri ve Silindir İçi Basıncın Değişim Grafikleri. 66
Şekil 3.15 : Tek Döngülü MR-1 Yanma Odasının Şeması 67
Şekil 3.16 : İki Döngülü MR-2 Yanma Odasında Gerçekleşen Yakıt Püskürtme ve Yanma Süreçlerinin Şeması 69
Şekil 3.17 : Silindir Başına Çift Emme ve Egzoz Supapları Olan Motorun Silindir Kapağının Kesiti 70
Şekil 3.18 : Tek Silindirli Deney Motorunun Orijinal Dizel YO (A) ve MR-2 YO (B) ile Aynı Şartlar Dahilinde (n = 3000 min^{-1}, ε = 17.5, λ = 1.42, η_v = 0.9) Çalıştığında Silindir İçi Yanma Basıncı Diyagramlarının Karşılaştırılması 71
Şekil 3.19 : TÜMOSAN Dizel Motorların Hesap Parametreleri ve Teorik İndikatör Diyagramlarının Karşılaştırılması (Tam yük, n=2500 dak^{-1}) 73
Şekil 3.20 : TÜMOSAN 4 Silindirli Doğal Emişli Dizel Motorların Farklı Yanma Odaları Kullanıldığında Yük Karakteristiklerinin Karşılaştırılması 76
Şekil 3.21 : TÜMOSAN 4 Silindirli Turbo Dizel Motorların Farklı Yanma Odaları Kullanıldığında Yük Karakteristiklerinin Karşılaştırılması. 77
Şekil 3.22 : Doğal Emişli TÜMOSAN Motorunun OTAM Laboratuarındaki Sertifika Emisyon Testleri 79
Şekil 3.23 : TÜMOSAN Turbo Dizel Motorlarının OTAM Laboratuarında Sertifika Emisyon Testleri 80
Şekil 4.1 : MATLAB Yazılım Programının Ana Sayfası 92
Şekil 5.1 : Emme ve Egzoz Kanallarının Silindir Kafasına Şematik Yerleşimi 98
Şekil 5.2 : Çift Döngülü Emme Kanalları İçin Oluşturulan Ağ Yapısı 102
Şekil 5.3 : Tek Döngülü Emme Kanalı İçin Akışın Sınır Şartları 103
Şekil 5.4 : Çift döngülü emme kanalı için akışın sınır şartları 103
Şekil 5.5 : Tek Döngülü Emme Kanalındaki Akım Çizgileri ve Hız Dağılımı 105
Şekil 5.6 : Çift Döngülü Emme Kanalındaki Akım Çizgileri ve Hız Dağılımı 105
Şekil 5.7 : Çift Döngülü Emme Kanallarına Ait Silindir İçi Hızı Kesiti 106
Şekil 5.8 : Emme Kanalı Geometrisinin CATIA Programında Elde Edilen Şekli 107
Şekil 5.9 : Emme Kanalının Geometrisinin Maça Tasarımı İçin Uygunluk Kontrolü 107
Şekil 5.10 : Egzoz Kanalı Geometrisi 108
Şekil 5.11 : Soğutma Suyu Kanalları Geometrisi 109
Şekil 5.12 : Soğutma Suyu Kanalları Kalıp Ayırma Kontrolü 109
Şekil 5.13 : Silindir Kafasının Kanalların Orda Düzleminden Üstten Kesit Görüntüsü 110
Şekil 5.14 : Silindir Kafasının Kanalların Orta Düzleminden İzometrik Kesit Görüntüsü 110
Şekil 5.15 : Silindir Kafasının İzometrik Görüntüsü 111

Şekil 5.16 : Silindir Kafası İle Manifoldlar ve Supap Takımları **111**
Şekil 5.17 : Silindir Kafası İmalat Resmi **112**
Şekil 5.18 : Silindir Kafası İmalat Resmi **113**
Şekil 5.19 : Silindir kafasının hızlı prototip modeli **114**
Şekil 5.20 : Silindir kafasının döküm ürünü **114**
Şekil 5.21 : 4 Delikli Enjektörün MR-1 Yanma Odasına Göre Konumu **116**
Şekil 5.22 : 5 Delikli (4 adet A+ 1 adet B) Enjektörün MR-1 Yanma Odasına Göre Konumu **116**
Şekil 5.23 : Enjektörün Yüksek Basınçlı Borusunun Külbütör Alt Kapağına (3) Bağlanma Şeması: 1: Mevcut Enjektöre (Delphi - XP10144KO) Göre Bağlantı, 2: Tercih Edilen Enjektör Bağlantısı **117**
Şekil 5.24 : Ara Soğutucu İçin Gerekli Verilerin Şema Üzerinde Gösterilişi **119**
Şekil D.1 : Silindir kafasının soğutma suyu kanalı, egzos kanalı ve emme kanalı maçaları **140**
Şekil D.2 : Silindir kafası döküm ürününün üst ve alt kesitleri **141**
Şekil D.3 : Silindir kafasının hızlı prototip ürününün kesitleri **142**
Şekil D.4 : Emme kanalı maçası için CNC tezgahta işlenmiş maça kalıbı **142**
Şekil D.5 : Emme ve egzoz kanalı maçaları **143**

FAZ III-B EMİSYON STANDARTLARINA CEVAP VEREN TURBO DİZEL TRAKTÖR MOTORUNUN 4 SUPAPLI SİLİNDİR KAFASININ TASARIMI İLE İLGİLİ TEORİK İNCELEMELER VE UYGULAMALAR

ÖZET

Bu çalışma ile Avrupa Birliği Yoldışı Dizel Motorları Emisyon Standartları olan AB Faz III-B (European Union Emission Standart for Nonroad Diesel Engines EU Stage III-B) standartına uygun seviyeler elde etmenin radikal bir yolu incelenmiştir. Hedeflenen yol zararlı emisyonları filitrelemek veya katalizör yardımıyla azaltmak gibi ardıl önlemler yerine oluşumlarını frenleyerek hem emisyon miktarlarının uygun seviyelere düşürülmesi hem de optimum yanma sağlanarak motor performansının iyileştirilmesidir. Bu amaçla literatürdeki çeşitli yanma odaları incelenmiş ve aranan amaca uygunlukları açısından karşılaştırılmıştır. MR-I tek döngülü yanma odası avantajları açısından tasarımda kullanılmıştır. Bu yanma odasının etkilerinin incelenmesi amacıyla Vibe Fonksiyonu kullanılarak analitik bir model oluşturulmuş ve MATLAB programında parametreleri optimize edilerek daha önce OTAM test labaratuvarında yapılmış deneyler ile karşılaştırılmıştır. Aranan motor performansı ve emisyonları veren parametreler(volumetrik verim, sıkıştırma oranı, hava fazlalık katsayısı, doldurucu basınç oranı, ara-soğutucu çıkış sıcaklığı) yanma ile doğrudan ilgili geometrilerin tasarımında kullanılmıştır. Yanma odasında döngü oluşumuna imkan veren helisel emme kanalları tasarlanarak döngü oluşumu ve volumetrik verime etkisi olan hava emiş hızı ANSYS CFX programında sayısal akışkanlar dinamiği(CFD) analiziyle durgun hal(steady-state) için incelenmiştir. Tasarımın son adımı olarak CATIA programında çizilen silindir kafası geometrik katı modeli hızlı prototipleme ile üretilmiş, ürünün döküm ve talaşlı imalata uygunluğu kontrol edilerek döküm kalıpları ve maçalar tasarlanmıştır. Matematik modelin uygulamada başarılması halinde aynı şartlarda motordan %11,8 daha fazla güç elde ederek NO_x emisyonunda %40 ve yakıt tüketiminde %5,5 düşüş elde etmek mümkün olmaktadır. Yapılan bu çalışma devir sayısı 3000 d/d'yı geçmeyen dizel motorlarında uygulamaya elverişlidir. Ticari uygulamalarda emisyon standartlarının sağlanması için kullanılan ek sistemlerin getirdiği maliyetleri zorunluluktan çıkartacak bir alternatiftir.

THEORETICAL INVESTIGATION AND APPLICATION REGARDING TO 4 VALVED CYLINDER HEAD DESIGN OF A TURBO DIESEL TRACTOR ENGINE SUITED FOR STAGE IIIB EMISSION STANDART

SUMMARY

In this study a fundamental way of providing suitable emissions for EU Stage III-B Emission Standards for Nonroad Diesel Engines is investigated. The aim is to avoid the formation of emission during combustion without using indirect precautions like filters or catalysts and to increase the performance of engine by optimizing the combustion.In this manner various combustion chambers are investigated and compared according to their advantages in emission formations. MR combustion chamber is selected due to its suitable characteristics. To research the properties of MR combustion chamber, a mathematical model is constructed by using viebe function of burnt fuel fraction and optimized in MATLAB by comparing experimental results taken from tests in OTAM. The determined parameters are used to obtain geometrical design criterias that are directly related to combustion. The swirl effect of helical intake ports and effect of intake air speed on volumetric efficiency is investigated in Ansys CFX by executing steady-state CFD analysis. As final step of design the cylinder head is modelled in CATIA and manufactured by rapid-prototype process to be checked for mold and core design. The succession of teoritical model in application will bring %11,8 more power, %40 less NO_x concentration and %5,5 less fuel consumption in the same working conditions. This study is appropriate for diesel engines that will not overrun 3000 rpm and is an alternative that will reduce total cost of engine systems.

1. GİRİŞ

1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı

Otomotiv sektöründe günümüzde yapılan araştırma ve geliştirme çalışmaları özellikle emisyon değerlerinin düşürülmesi, araç performansının arttırılması, ve yakıt ekonomisinin iyileştirilmesi yönünde yapılmaktadır. Dizel motorları benzin motorları ile kıyaslandığında yaklaşık %25–30 daha az yakıt tükettiği bilinmektedir. Bu yüzden 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 taşıtlarının 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 yürürlüğe giren 2004\26\EC (Faz II) yönetmeliği ile yol dışı hareketli makinelerin içten yanmalı motorlarından çıkan gaz halindeki ve parçacık kirleticilerin emisyonlarına karşı kısıtlamalar getirilmiştir. 2010 yılında Faz IIIA (Stage IIIA), 2012 yılında ise Faz IIIB (Stage IIIB) emisyon standartları ile limit değerlerinin daha da düşürülmesi gündeme gelmiştir. Bu yüzden ziraat tipi araçların emisyonlarının standartlardaki sınır değerlere düşürülmesi için çalışmalar yürütülmektedir.

Bu çalışma ile Avrupa Birliği Yoldışı Dizel Motorları Emisyon Standartları olan AB Faz III-B (EU Stage III-B Emission Standart for Nonroad Diesel Engines) standartına uygun seviyeler elde etmenin radikal bir yolu incelenmiştir. Hedeflenen yol zararlı emisyonları filitrelemek veya katalizör yardımıyla azaltmak gibi ardıl önlemler yerine oluşumlarına frenlenerek hem emisyon miktarlarının uygun seviyelere düşürülmesi hem de optimum yanma sağlanarak motor performansının iyileştirilmesidir. Mevcut kullanımda olan Stage II standardını sağlayan TÜMOSAN turbo dizel traktör motorunun bir yandan Stage III emisyon standartlarının öngördüğü sınır değerleri seviyesine düşürülmesi bir yandan da motor gücünün arttırılabilmesi ve yakıt ekonomisinin iyileştirilmesi gerekmektedir. Bu amaçla

literatürdeki çeşitli yanma odaları incelenmiş ve aranan amaca uygunlukları açısından karşılaştırılmıştır. Bunun için literatürdeki çeşitli yanma odaları incelenmiş ve amaca uygunlukları açısından karşılaştırılmış ve MR yanma odası avantajları açısından tasarımda kullanılmıştır. 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 (ara soğutucu) belirlenmiştir. Aranan motor performansı ve emisyonları veren parametreler (volumetrik verim, sıkıştırma oranı, hava fazlalık katsayısı, doldurucu basınç oranı, ara-soğutucu çıkış sıcaklığı) yanma ile doğrudan ilgili geometrilerin tasarımında kullanılmıştır. Yanma odasında döngü oluşumuna imkan veren helisel emme kanalları tasarlanarak döngü oluşumu ve volumetrik verime etkisi olan hava emiş hızı ANSYS CFX programında sayısal akışkanlar dinamiği(CFD) analizi durgun hal (steady-state) için incelenmiştir. Tasarımın son adımı olarak CATIA programında çizilen silindir kafası geometrik katı modeli hızlı prototipleme ile üretilmiş, ürünün döküm ve talaşlı imalata uygunluğu kontrol edilerek döküm kalıpları ve maçalar tasarlanmıştır.

Matematik modelin uygulamada başarılması halinde aynı şartlarda motordan %11,8 daha fazla güç elde ederek NO emisyonunda %40 ve yakıt tüketiminde %5,5 düşüş elde etmek mümkün olmaktadır.

Yapılan bu çalışma devir sayısı 3000 d/d'yı geçmeyen dizel motorlarında uygulamaya elverişlidir. Ticari uygulamalarda emisyon standartlarının sağlanması

için kullanılan ek sistemlerin getirdiği maliyetleri zorunluluktan çıkartacak bir alternatiftir.

1.2 Avrupa Birliği Yoldışı Dizel Motorları Emisyon Standartları

1.2.1 Geçmiş

Yoldışı araçların emisyon düzenlemesi için ilk Avrupa Birliği yasası 16 Kasım 1997 yılında (Directive 97/68/EC) yayınlanmıştır. Yoldışı dizel motorları için yönetmelikler iki aşama olarak takdim edilmiştir: Faz I (Stage I) 1999 yılında ve Faz II 2001 yılından 2004'e kadar motor çıkış gücüne bağlı olarak uygulamaya konmuştur.

Standartlar tarafından kapsanan araçlar endüstriyel sondaj makineleri, kompressörler, inşaat yük kamyonları, buldozerler, yoldışı kamyonlar, otoban kepçeleri, forkliftler, yol bakım araçları, kar küreyiciler, hava alanlarındaki yer destek araçları, mobil platformlar ve mobil vinçlerdir. Ziraat ve orman araçları aynı emisyon standartlarına tabidir fakat farklı yürürlülük tarihlerine sahiptir (Directive 2000/25/EC). Gemilerde, lokomotiflerde, uçaklarda ve jeneratörlerde kullanılan motorlar Faz I/II standartları kapsamı dışındadır.

9 Kasım 2002'de Avrupa Birliği Parlamentosu gücü 19 kW'ın altında olan benzin yakıtlı küçük hizmet motorları için 2002/88/EC talimantına yoldışı dizelleri için olan 97/68/EC talimatının emisyon kısmını ekleyip kabul etmiştir. Bu talimat uyarınca Faz II standartları uygulanabilirliği sabit hızlı motorlara kadar genişletilmiştir. Hizmet motorları standartları büyük oranda Birleşik Devletler Ufak Hizmet Motorları Emisyon Standart'larına uyumluluk göstermektedir.

Avrupa Birliği Parlamentosu tarafından Faz III/IV emisyon standartları yoldışı dizel araçlar için 21 Nisan 2004 yılında (Directive 2004/26/EC), ziraat ve orman traktörleri içinse 21 Şubat 2005 yılında (Directive 2004/26/EC) kabul edilmiştir. Faz III standartı 2006'dan 2013 senesine kadar aşamalandırılmış olup, Faz IV standartı ise 2014 yılında uygulanacaktır. Faz III/IV standartları, öncekilere ek olarak, lokomotif motorları ve dahili suyolları gemileri motorlarını kapsamaktadır.

Avrupa Birliği yoldışı araç emisyon standartları genellikle iki tip gerçekleştirme tarihi belirler; tip onay tarihleri ve piyasaya sunum tarihleri.

Listelenen tarihler piyasaya sunum tarihlerini belirtmektedir. Çoğu durumda yeni tip onay tarihleri piyasaya sunum tarihlerinden bir sene öncesi olmaktadır.

Japonya, Avrupa Birliği ve Birleşik Devletler'deki düzenleyici otoriteler, üreticiler tarafından dünya çapındaki standartları uyumsallaştırmak adına baskı altında tutulmaktadır ki farklı piyasalar için motor geliştirme ve emisyon tip onayları ve sertifikaları gibi eylemler düzene girebilsin. Faz I/II limitleri Birleşik Devletler standartları ile kısmi uyum göstermektedir. Faz III/IV standartları Birleşik Devletler Tier 3/4 standartları ile uyumludur.

1.1.1 Faz I/II Standartları

Faz I ve Faz II emisyonları Çizelge 1.1'de gösterilen miktarları aşmamalıdır. Faz I emisyon değerleri motor çıkış değerleridir ve ardıl egzoz cihazları kullanılmadan elde edilmelidir.

Çizelge 1.1 : AB Faz I/II Yoldışı Dizel Motorları için Emisyon Standartları

Kategori	**Net Güç**	**Tarih***	**CO**	**HC**	**NO_x**	**PM**
	kW		g/kWh			
Faz I						
A	130 ≤ P ≤560	01.1999	5,0	1,3	9,2	0,54
B	75 ≤ P < 130	01.1999	5,0	1,3	9,2	0,70
C	37 ≤ P < 75	04.1999	6,5	1,3	9,2	0,85
Faz II						
E	130 ≤ P ≤ 560	01.2002	3,5	1,0	6,0	0,2
F	75 ≤ P < 130	01.2003	5,0	1,0	6,0	0,3
G	37 ≤ P < 75	01.2004	5,0	1,3	7,0	0,4
D	18 ≤ P < 37	01.2001	5,5	1,5	8,0	0,8
* Faz II ayrıca sabit hızlı motorlara uyarlanır: 01.2007						

Uygulama tarihinden önce üretilen motorlar için piyasa sunum tarihinden itibaren 2 yıl elden çıkarma müddeti verilir. Her müddet uygulanan yönetim tarafından belirleneceği için farklı ülkelerde net uygulama tarihleri farklılaşabilir.

Emisyonlar ISO 8178 C1 8 mod çevrim ölçümü standartına göre ölçülür ve g/kWh olarak hesaplanır. Faz I/II motorları %0,1- 0,2 kükürt oranlı yakıt ile test edilir.

1.2.2 Faz III/IV Standartları

Faz III standartları (ileriki safhalarda iki alt aşamaya bölünmüştür: Faz III A ve Faz III B) ve Faz IV standartları sırasıyla Çizelge 1.2, Çizelge 1.3 ve Çizelge 1.4'te

gösterilmiştir. Bu sınır değerleri gösterilen güç aralıklarında lokomotifler, raylı arabalar ve dahili su yolu gemileri gibi araçların tahrikinde kullanılanlar hariç bütün yoldışı dizel araç motorlarına uygulanmaktadır

Takibi çizelgeler de gösterilen (Çizelge 1.2'den Çizelge 1.7'ye kadar) uygulama tarihleri piyasaya sunum tarihleridir. Bütün motor kategorilerinde motor üreticileri için piyasaya sunum tarihini takiben 2 yıllık elden çıkarma müddeti verilmiştir. Birkaç istisna hariç tip onay tarihleri sunum tarihinden 1 sene öncesidir

Çizelge 1.2 : Yoldışı Dizel Motorları için Faz III A Emisyon Standartları

Kategori	**Net Güç**	**Tarih***	**CO**	**NO_x + HC**	**PM**
	kW		g/kWh		
H	130 ≤ P ≤560	01.2006	3,5	4,0	0,2
I	75 ≤ P < 130	01.2007	5,0	4,0	0,3
J	37 ≤ P < 75	01.2008	5,0	4,7	0,4
K	19 ≤ P < 37	01.2007	5,5	7,5	0,6
*Sabit hızlı motorlarda H, I kategorileri için uygulama tarihi: 01.2011, J kategorisi için uygulama tarihi: 01.2012					

Çizelge 1.3 : Yoldışı Dizel Motorları için Faz III B Emisyon Standartları

Kategori	**Net Güç**	**Tarih***	**CO**	**HC**	**NO_x**	**PM**
	kW			g/kWh		
L	130 ≤ P ≤560	01.2006	3,5	0,19	2,0	0,025
M	75 ≤ P < 130	01.2007	5,0	0,19	3,3	0,025
N	56 ≤ P < 75	01.2008	5,0	0,19	3,3	0,025
P	37 ≤ P < 56	01.2007	5,0	4,7*		0,025
	*** NO_x + HC**					

Çizelge 1.4 : Yoldışı Dizel Motorları için Faz IV Emisyon Standartları

Kategori	**Net Güç**	**Tarih***	**CO**	**HC**	**NO_x**	**PM**
	kW			g/kWh		
Q	130 ≤ P ≤560	01.2014	3,5	0,19	0,4	0,025
R	56 ≤ P < 130	10.2014	5,0	0,19	0,4	0,025

Faz III B standartı parkitül madde limiti olarak 0,025 g/kWh değerini sınır olarak getirmektedir ki bu bir önceki uygulama olan Faz II'den %90 daha az bir değerdir. Bu değeri yakalamak için motorların parçacık filitresi ile donatılacağı düşünülmektedir. Faz IV standartı ayrıca NO_x limit değeri olarak 0,4 g/kWh gibi oldukça sert bir limit değerini zorunlu kılmaktadır, bununla da NO_x emisyonu için egzoztan sonra ardıl işlem gerekliliği doğacağı düşünülmektedir.

Gerçekçi koşullarda emisyonları temsil edebilmek için Birleşik Devletler – EPA tarafından yol dışı Süreksiz Çevrim (Non-Road Transient Cycle - NRTC)isimli yeni bir süreksiz test prosedürü geliştirilmiştir. Bu çevrim sıcak ve soğuk marş ile iki defa koşulmaktadır. Nihayi emisyon değerleri %10 soğuk marş ölçümünden %90 sıcak marş ölçümünden %10 ağırlıklı ortalama ile hesaplanır. Bu yeni test metodu yeni sürekli test metodu olan ISO 8178 C1 ile birlikte kullanıma girecektir.

Yoldışı Süreksiz Çevrim testi sabit hızlı motorlar hariç Faz III B ve Faz IV standartlarındaki partikül emisyonları ölçümü için kullanılmalıdır. Üreticinin seçimine bağlı olarak süreksiz çevrim testi Faz III A standartı ve Faz IIIB/IV standartlarındaki gaz kirleticileri emisyonları ölçümü için kullanılacaktır.

Yoldışı Sürekli çevrim testi Faz I, II ve III A geneli, sabit hızlı motorlar ve Faz III B ile Faz IV standartlarının gaz kirletici ölçümü için kullanılacaktır.

Faz I/II standartları aksine Çizelge 1.5'te görüldüğü gibi Faz III A dahili su yolu gemilerine de uygulanmaktadır. Motorlar silindir hacimlerine göre ve net güç çıktılarına göre ayrılmıştır. Motor kategorileri ve standartları Birleşik Devletler denizcilik motorları ile uygunlaştırılmıştır. Su yolu gemileri için Faz III B ve Faz IV standartları geçerli değildir.

Çizelge 1.5 : Dahili Su Yolu Gemileri için Faz III A Emisyon Standartları

Kategori	**Silindir Hacmi (D)**	**Tarih***	**CO**	**NO_x + HC**	**PM**
	dm^3		g/kWh		
V1:1	D ≤ 0,9, P ≤ 37 kW	01.2007	5,0	7,5	0,40
V1:2	0,9 ≤ P < 1,2		5,0	7,2	0,30
V1:3	1,2 ≤ P < 2,5		5,0	7,2	0,20
V1:4	2,5 ≤ P < 5	01.2009	5,0	7,2	0,20
V2:1	5 ≤ P < 15		5,0	7,8	0,27
V2:2	15 ≤ D < 20, P ≤ 3300 kW		5,0	8,7	0,50
V2:3	15 ≤ D < 20, P > 3300 kW		5,0	9,8	0,50
V2:4	20 ≤ D < 25		5,0	9,8	0,50
V2:5	25 ≤ D < 30		5,0	11	0,50

Faz III A ve Faz III B standartları 130 kW gücün üstünde lokomotif (kategori R, RL, RH) ve raylı araç (RC) motorları için Çizelge 1.6 ve Çizelge 1.7'de görüldüğü gibi adapte edilmiştir [1].

Çizelge 1.6 : Raylı Taşıt Motorları için Faz III A Emisyon Standartları

Kategori	**Net Güç**	**Tarih***	**CO**	**HC**	**NO_x + HC**	**NO_x**	**PM**
	kW			g/kWh			
RC A	130 < P	01.2006	3,5	-	4,0	-	0,2
RL A	130 ≤ P < 560	10.2007	3,5	-	4,0	-	0,2
RH A	P < 560	01.2009	3,5	0,5*	-	6,0*	0,2
* HC = 0.4 g/kWh ve NO_x = 7.4 g/kWh değerleri of P > 2000 kW ve D > 5 liters/cylinder şeklindeki motorlar içindir							

Çizelge 1.7 : Raylı Taşıt Motorları için Faz III B Emisyon Standartları

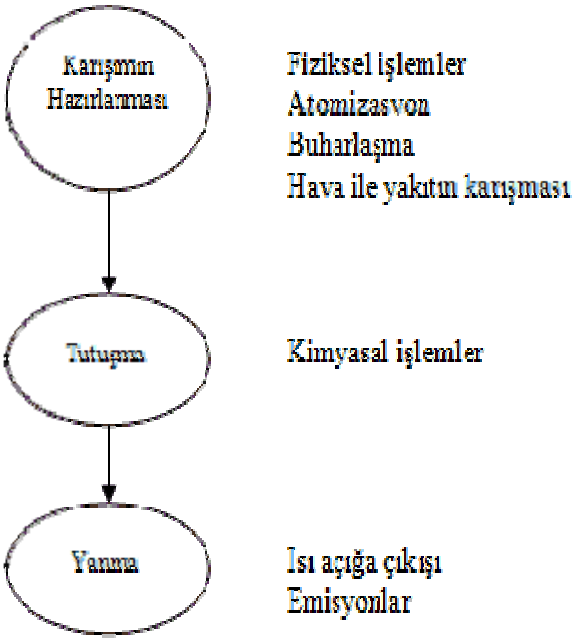
Kategori	**Net Güç**	**Tarih***	**CO**	**HC**	**NO_x + HC**	**NO_x**	**PM**
	kW			g/kWh			
RC B	130 < P	01.2012	3,5	0,19	-	2,0	0,025
R B	130 < P	01.2012	3,5	-	4,0	-	0,025

2. DİZEL MOTORLARI VE EMİSYONLAR

2.1 Dizel 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. 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.

Dizel motorlarında yanma işleminin prensip şeması Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Dizel Motorlarında Yanma İşlemi

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 (T.G.) 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.

2.1.1 Yanma prosesinin hesabı için vibe fonksiyonu

İçten yanmalı motorlarda, iş çevrimi sırasında kimyasal enerji mekanik enerjiye dönüşmketedir. 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 yapılabilmektedir.

2.1.1.1 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 dizellerde yanma reaksiyonlarının hızı yüksek olduğu durumda motor sert çalışmaktadır. Farklı karışım oluşturma ve ateşleme yöntemleri farklı yanma kanununa göre gerçekleşmektedir.

2.1.1.2 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.

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:

$$x = 1 - e^{-\int_0^t n\rho dt} \qquad \textbf{(2.1)}$$

Burada;

ρ- efektif merkezlerin bağıl yoğunluğu (anlık),

n- katsayı,

t- yanma zamanı,

Bu denklem kompleks fonksiyon olarak yazılmıştır:

$$X = \phi[f(t)] \qquad \textbf{(2.2)}$$

n değerini sabit olarak alırsak denklemi şu şekilde yazabiliz:

$$x = 1 - e^{-n\int_0^t \rho dt} \qquad \textbf{(2.3)}$$

Yukarıdaki fonksiyonu ise şu şekilde yazabiliriz:

$$f(t) = n\int_0^t \rho dt \qquad \textbf{(2.4)}$$

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:

$$\rho = kt^m \qquad \textbf{(2.5)}$$

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.

$$x = 1 - e^{-\frac{K}{m+1} t^{m+1}} \qquad \textbf{(2.6)}$$

Burada K=nk'dır

Bağıl yanma hızı için:

$$w = K t^{m} e^{-\frac{K}{m+1} t^{m+1}} \qquad \textbf{(2.7)}$$

Bu denklemleri pratikte uygulanabilecek hale getirmeden önce yanma olayı süresi tanımı yapmalıyız. Yanma hızının 0'a ulaşması için, yani maddenin tümüyle değişime uğrayabilmesi (x=1), ancak zamanın t=∞ 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:

$$x = 1 - e^{C\left(\frac{t}{\alpha_z}\right)^{m+1}} \qquad \textbf{(2.8)}$$

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

$$x = 1 - e^{-6.908\left(\frac{t}{\alpha_z}\right)^{m+1}} \qquad \textbf{(2.9)}$$

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.

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 sıfıken, 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 $\alpha_{1/2}$ /α_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.)[esin çakır]

2.2 Dizel Motorlarda Yanma Şekilleri

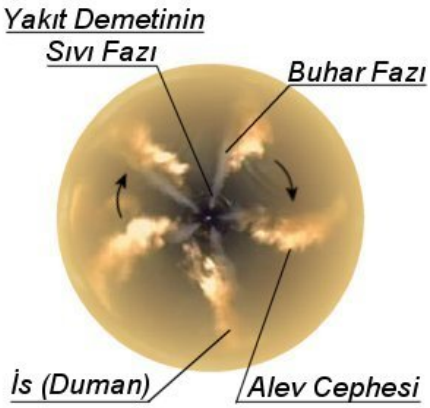
Yakıt tüketimi ve çevre kirliliğinin azaltılması silindirlerde gerçekleşen yanmanın verimli bir şekilde oluşumuna bağlıdır. Yanmanın verimli bir şekilde gerçekleşmesi için geliştirilmesi öngörülen motorun çalışma koşulları da göz önünde bulundurularak optimum yanma odasının ve yanma şeklinin belirlenmesi 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.

2.2.1 "Açık" tip klasik yanma odası ve common rail kullanılarak hacimsel karışım oluşturma

Common Rail direkt püskürtmeli dizellerde 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 şartlarıdır ("Hacimsel Karışma"yöntemi) [2].

Şekil 2.2'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 Üniversitesinde 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.



Şekil 2.2 : Direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anında fotoğrafı

Bu şartları sağlamak için yanma odası geometrisi daha geniş hacim alanına (açıklığa) sahip olmalıdır. Direkt püskürtmeli dizellerde 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 [2]. 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 [3].

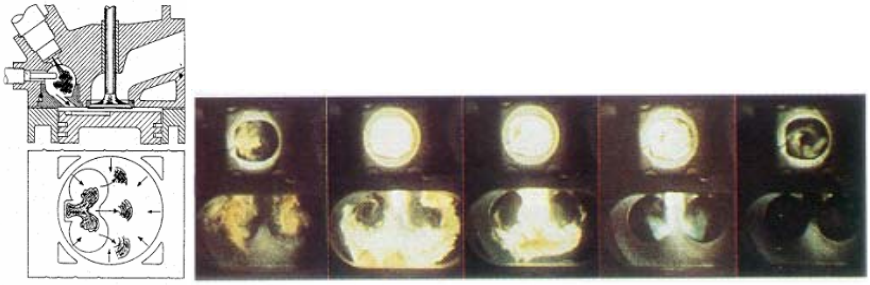
BOSCH, SIEMENS, DELPHI vb. gibi başlıca firmalar tarafından geliştirilen common rail sistemi (ortak yollu elektronik yakıt püskürtme sistemi) ile dizel motorları, ticari amaçlı yolcu ve yük taşıtlarına ilaveten, binek otomobillerde de yaygın olarak kullanılmaktadır. Common-rail sistemi oldukça pahalı 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 katalizatör gibi çok pahalı ek sistemler kullanmak gerekmektedir.

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.

2.2.2 COMMET tipli ön yanma odalı dizel

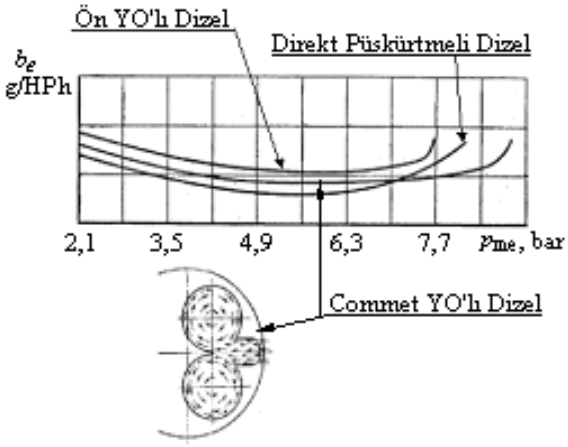
Ön yanma odalı dizel motorlarının, duman ve gürültü emisyonunu arttırmadan silindir başına düşen gücü arttırabilme avantajı olduğu bilinmektedir. Şekil 2.3'de II. Dünya savaşından sonra Ricardo tarafından geliştirilmiş ve son 10 yıla kadar piyasada bulunan, mevcut yanma odası geometrileri içerisinde fazla dikkat çekici, COMMET 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 2.3 : COMMET tipli Ön Yanma Odalı Motorda Yakıt-hava Karışım Oluşumu Şeması ve Yanma Prosesinin Fotoğrafları

Şekil 2.4'te bu motorun yüke (ortalama efektif basınca, pme [bar]) bağlı olarak özgül yakıt tüketiminin (be, [g/BGsaat]) değişimi gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, COMMET 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, COMMET 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

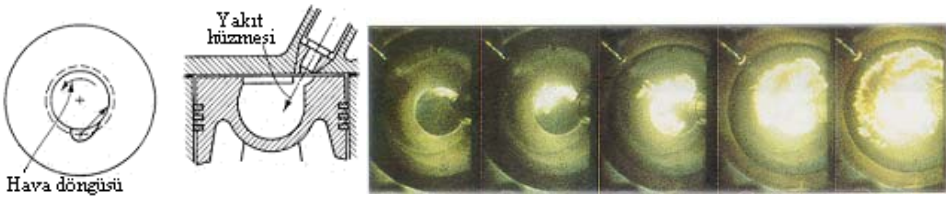
motorda performans ve emisyon bakımından COMMET tipli dizel motorlarıyla aynı, verimlilik ve çok yakıtlılık açısından ise daha üstün olduğu görülmüştür.



Şekil 2.4 : Çeşitli Dizel Motorlarında Yüke Bağlı Olarak Özgül Yakıt Tüketimi Değişimi

2.2.3 M.A.N. 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. Motorun performans ve emisyon değerlerinin iyileştirilmesi için, yakıtın hava ile karışmadan önce yanma odası duvarlarına sıvanarak pistonun sıcaklığıyla buharlaştırılmasının daha faydalı olduğunu tespit etmiştir.



Şekil 2.5 : M.A.N.- M Tipli Dizel Motorunda Yakıt-hava Karışımı Oluşumunun Şeması ve Yanmasının Anlık Fotoğrafları

M.A.N.-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.

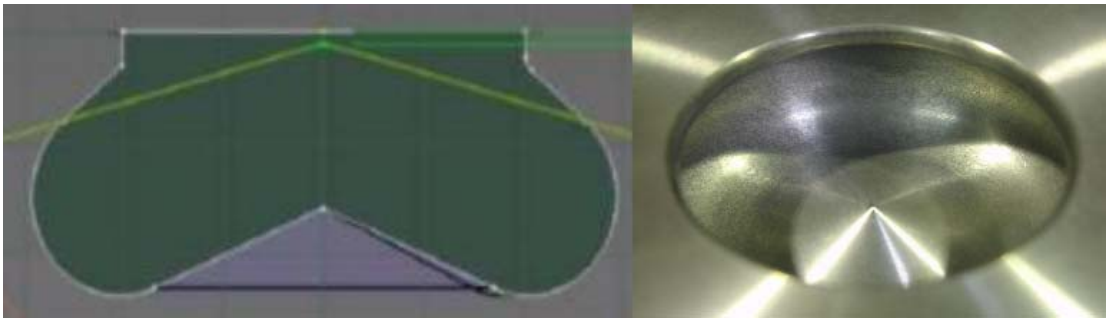
2.2.4 MR-1 yanma odası

Ön türbülanslı çift yanma odalı dizellerde, 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 [4].

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.

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 2.6'te gösterilmiştir. TÜMOSAN 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 [5].



Şekil 2.6 : TÜMOSAN 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 2.6'te gösterildiği gibi, duvarlarına doğru püskürtülür. Püskürtülen yakıtın sıvanması için duvarın yüzey alanını artırmak 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 ekseni 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 [5]. 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 yöneltmek ve buradaki hava ile karışıp çabuk tutuşarak yakılmasını sağlamak için oyuğun dibinde tepe

noktası kesik koninin ekseni 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 dizellerde 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 emisyonların 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 [5].

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.

2.3 Dizel Motorlarda Aşırı Doldurma

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 kısalır. 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 çiftti) 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. TÜMOSAN traktör motorunda da aşırı doldurma sisteminin uygulaması halinde elde edilebilinecek çıktılar teorik olarak hesaplanmıştır.

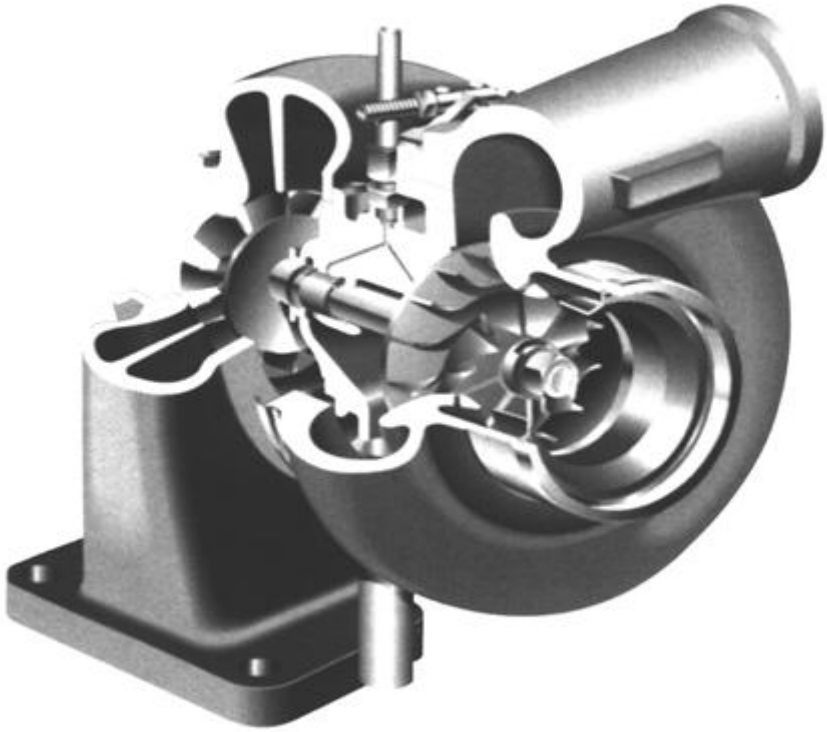
2.3.1 Turbo şarj sisteminin amacı

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.

Silindirlerden 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 2.7'de 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 arttırılması için dizaynda özen gösterilmesi gerekir. $\varepsilon_k>2$ şartlarında turbo şarj yöntemiyle aşırı doldurma için, genelde iki egzoz ve iki emme supabı uygulaması yoluna gidilir.



Şekil 2.7 : Turbo Şarjın Kesit Görünüşü

Mekanik ve termik zorlanmaların makul sınırlarda tutulabilmesi için 1,6-1,8 sınırlarında tutulmalıdır. ε_k >2-2,2 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.

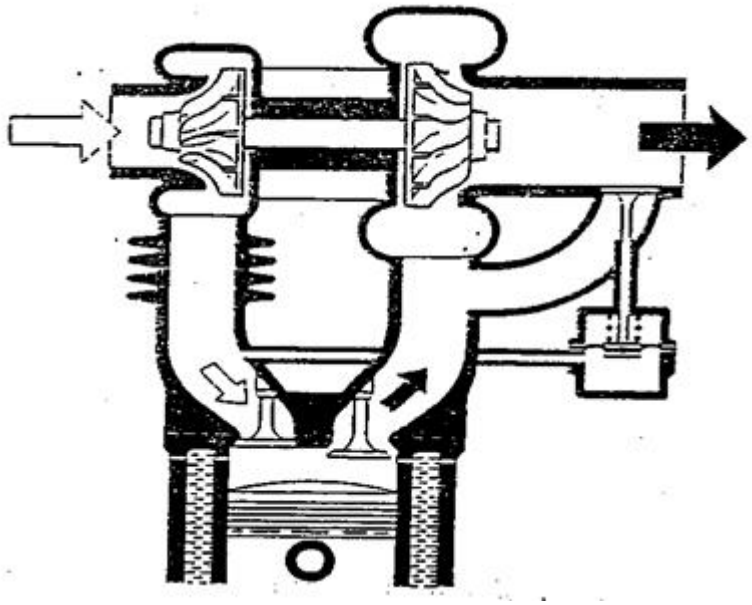
Türbin çevresel hızı taşıt motoru uygulamasında 250-380 m/s arasındadır. Türbin rotor çapının artması türbin ünitesinin ataletini arttıracağından, bu durum motorun ivmelenmesini olumsuz etkiler. Bu nedenle türbin rotoru dış çapı küçük tutulur. Normal işletme şartlarında, türbin hızlan 55000-80000 1/min arasında değişir.

2.3.2 Turbo kompresörün çalışma prensibi

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 kanada 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 2.8'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.



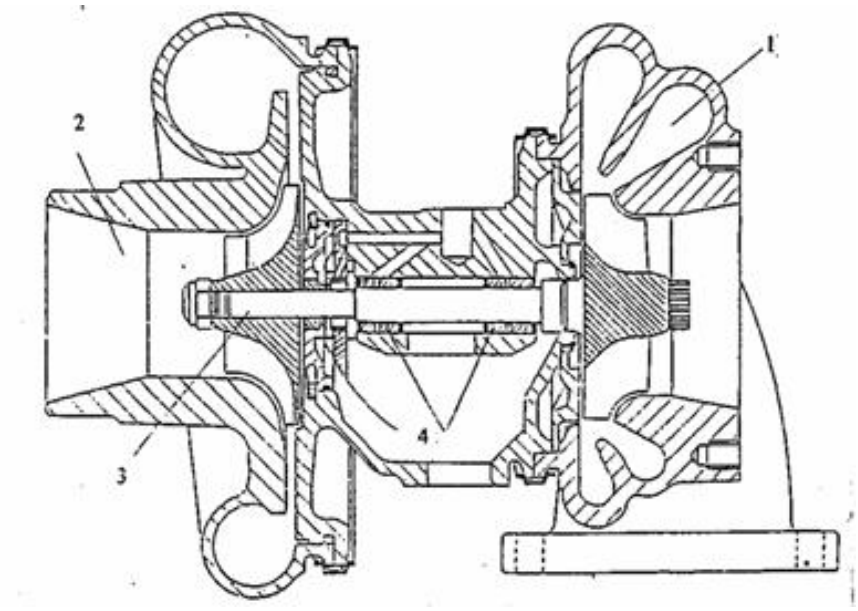
Şekil 2.8 : Turbo Şarjda Havanın Akış Şeması

Motorun hızı arttıkça egzoz gazlarını hacmi ve buna bağlı olarakta 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.

2.3.3 Turbo kompresörün yapısı

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.

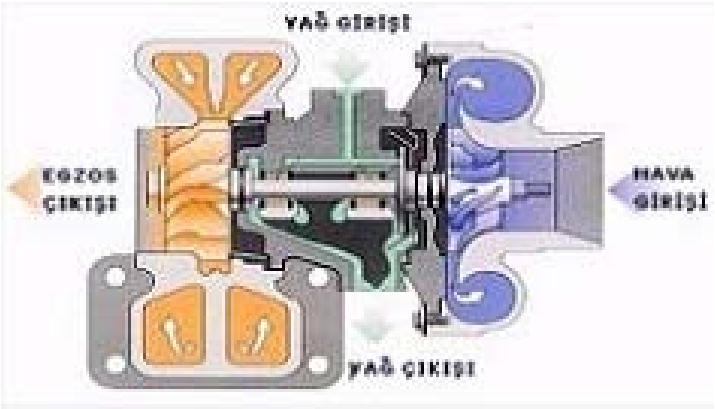
Büyük çaplarda ise, radyal türbin durumunda imalat ve mukavemet problemleri ile karşılaşılmaktadır. Bu nedenle 300 mm'den daha büyük çaplarda radyal tip kullanılmaktadır. Gerçekten radyal türbinler karışık kanat şekilleri nedeniyle daha çok döküm yoluyla imal edilmektedir. Bu bakımdan çap büyüdükçe iyi 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 2.9'de görülmektedir.



Şekil 2.9 : Turbo Şarjın kısımları. 1-Türbin; 2-Kompresör; 3-Türbin mili; 4-Yataklar

2.3.4 Turbo şarjın çalışması

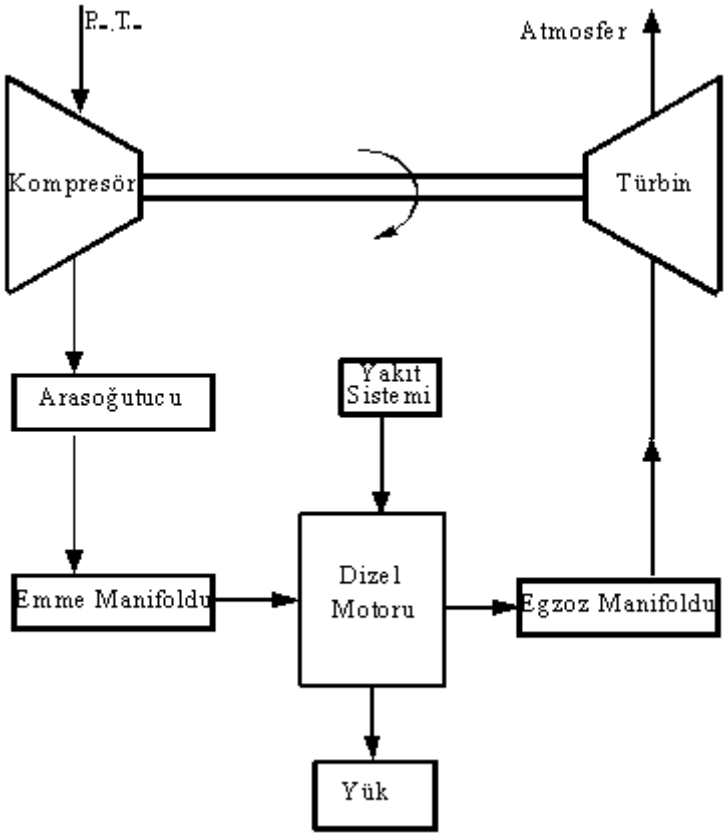
Yanma odasında patlayan hava-yakıt karışımı, egzoz gazına dönüşerek egzoz subaplarından egzoz manifolduna doğru itilir. Bu aşamada egzoza giden gazın basıncı, yol üzerindeki turbonun pervanesini döndürür. Şekil 2.10'da gösterildiği gibi yönlü kanatçıklara sahip olan bu pervane sayesinde gazın önemli bir kısmı türbine girer. Türbin basınçlı gazla dolduğu andan itibaren ters yöndeki kompresör pervanesi de basınçla dönmeye başlar. Dönen bu pervane kompresor salyangozunun hava giriş kısmında ters basınç yaratarak emme kuvveti doğurur, bu sayede emme salyangozunun içine dolan basınçlı hava salyangozun çıkış kısmından emme manifolduna doğru süratle yollanır. Yanma odasına giren basınçlı havanın yakıtla birlikte ateşlendiğinde çok daha şiddetli bir patlama gerçekleştirmesini sağlar.



Şekil 2.10 : Turbo Şarjın Çalışma Şeması

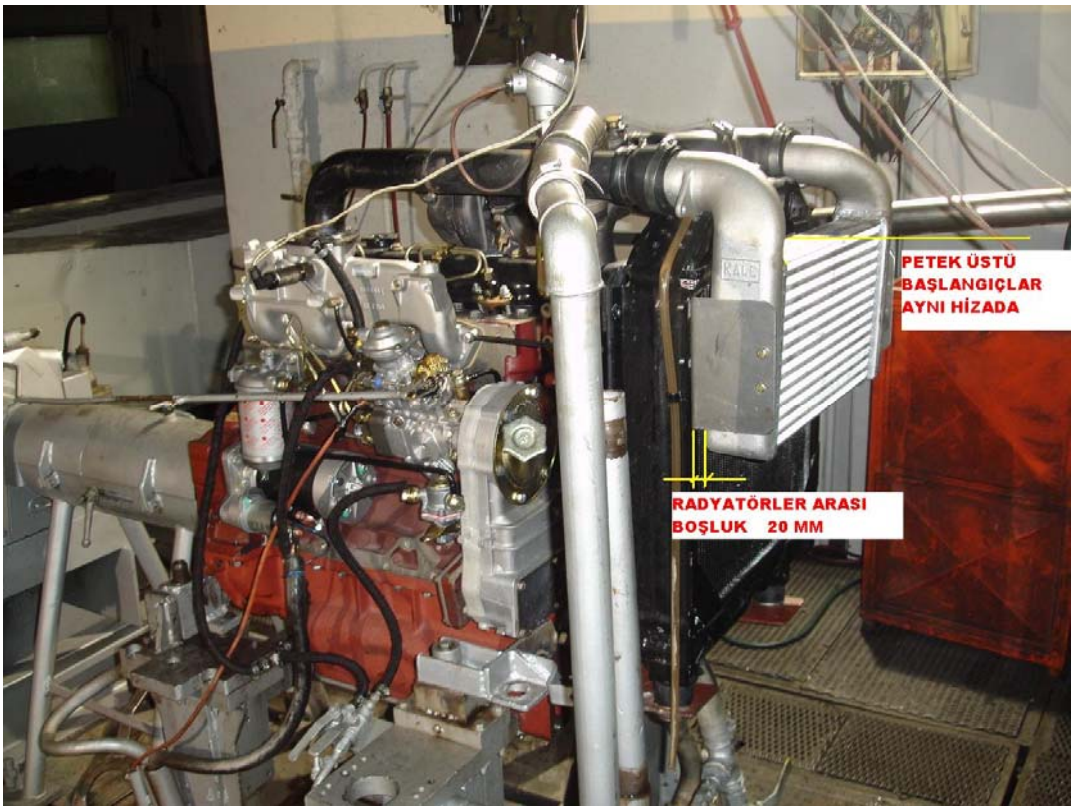
2.4 Aşırı doldurmalı motorlarda ara soğutucu

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. Amaç, silindire gönderilen havanın yoğunluğunu arttırarak, silindire bir çevrimde alınan hava miktarını arttırmak olduğu için, kompresör çıkışı ısınarak yoğunluğu azalan havanın silindirlere girmeden arasında 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 2.11'de turbo doldurmalı ve ara soğutuculu bir dizel motorunun çalışma şeması görülmektedir [6].



Şekil 2.11 : Turbo Doldurmalı ve Ara Soğutuculu Bir Dizel Motorunun Çalışma Şeması

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 standartı seviyesine ulaşan TÜMOSAN motoru Şekil 2.12'de gösterilmiştir.



Şekil 2.12 : Aşırı Doldurmalı TÜMOSAN Traktör Motoru

2.4.1 Ara soğutucunun yapısı

Ara soğutucu, üç kısımdan oluşur:

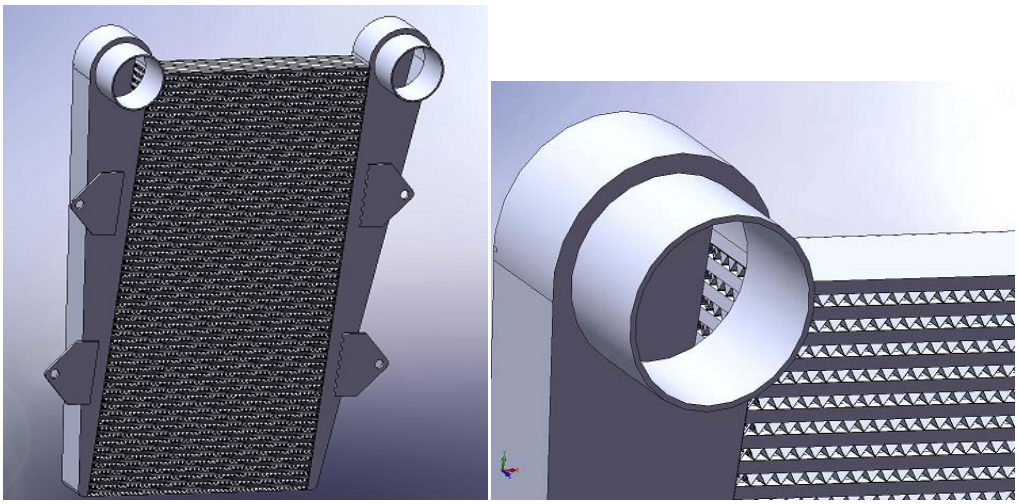
1- Hava kazanları

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 Şekil 2.13'de de görüldüğü gibi giriş ve çıkış noktalarına doğru genişleyen bir şekilde yapılırlar.

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.



Şekil 2.13 : Bir ara soğutucunun komple görünüşü

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 kanatçıların 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

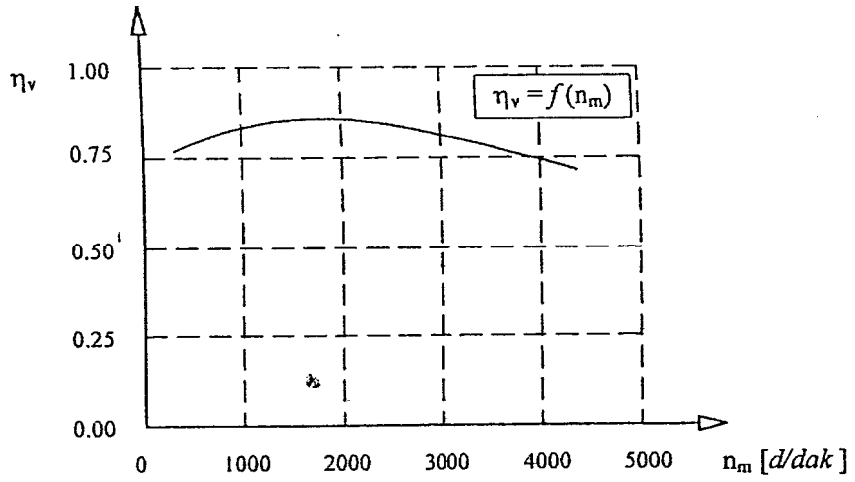
6. Türbin verimi olarak sayılabilir.

2.5 Volümetrik(Hacimsel) Verim

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 [7].

2.5.1 Volümetrik verimi etkileyen büyüklükler

Emme sonu silindir basıncı büyüdükçe yani emme süresince olan aerodinamik kayıplar azaldıkça volümetrik verim artmaktadır. Emme sonu basıncı silindir kafası konstrüksyonuna bağlı olarak motor dönme sayısının karesi ile azalır. Çünkü aynı supap açık kalma alanı için gaz hızı dönme hızıyla, basınç kaybıda hızın karesi ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Şekil 2.14'te de görüldüğü gibi düşük dönme sayılarında emme havasının ataletinin düşük olması dolayısıyla yüksek dönme sayılarında ise kısılma kayıplarının artması sebebiyle volümetrik verim azalmaktadır.

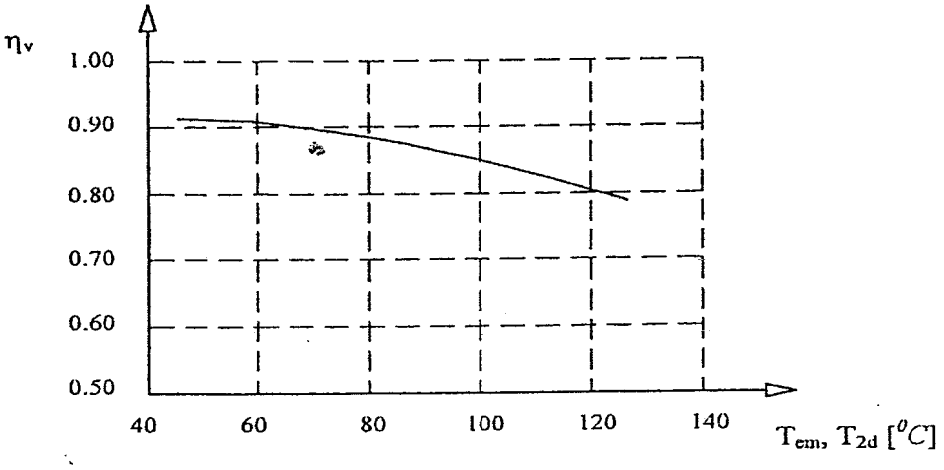


Şekil 2.14 : Devir Sayısının Volümetrik Verime Etkisi

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.

Egzoz sonu sıcaklığı arttıkça volümetrik verim azalır. Bunun sebebi, artan sıcaklık ile birlikte emilen dolgunun yoğunluğunun artması ve dolayısıyla içeri daha az dolgu alınabilmesidir.

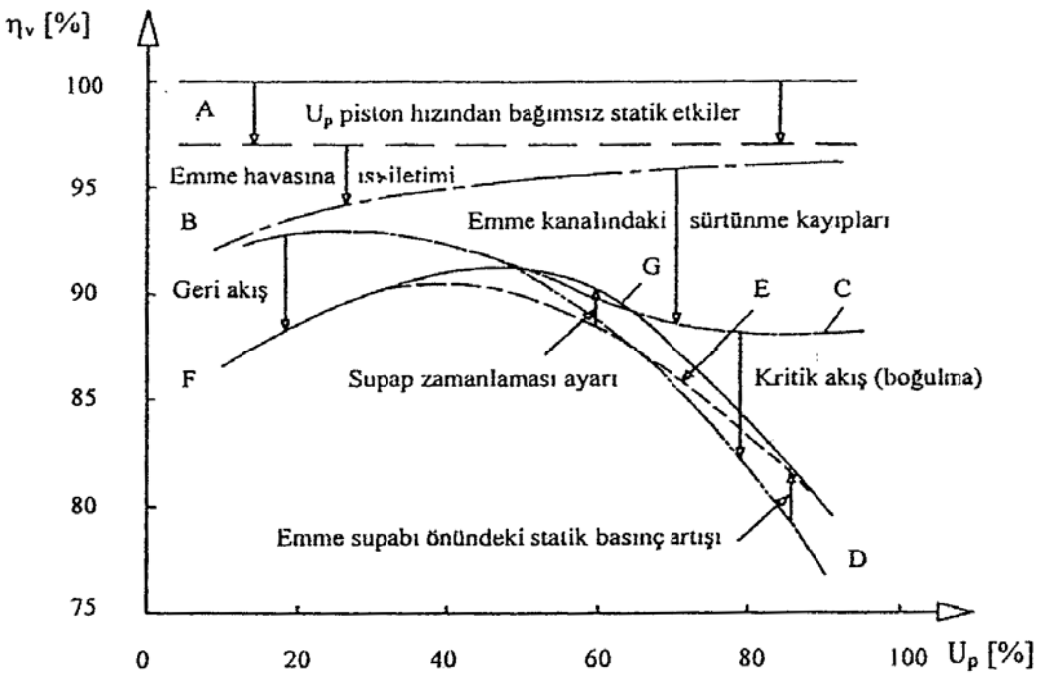
Emme sonu sıcaklığı azaldıkça volümetrik verim artmaktadır. Bunun sebebi, emme sürecinde alınan dolgunun düşük sıcaklıkta daha az yer kaplaması ve daha çok dolgunun emilebilmesine olanak sağlamasıdır. Şekil 2.15'te emme havası sıcaklığının volümetrik verime etkisi gösterilmiştir.



Şekil 2.15 : Emme Havası Sıcaklığının Volümetrik Verime Etkisi

Sıkıştırma oranının artışının volümetrik verim üzerinde pozitif ve negatif etkileri bulunmaktadır. Pozitif etikisi; 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 2.16'da volümetrik verim üzerine etkiyen 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 2.16 : Volümetrik Verimin Ortalama Piston Hızıyla Değişimi

2.5.2 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;

$$m_y = \frac{\eta_v V_h \rho_h}{HYO}; \qquad \textbf{(2.10)}$$

$$W = m_y \eta_e H_u; \qquad \textbf{(2.11)}$$

Burada;

m_y : *Yakıt kütlesi*

V_h : *Strok hacmi*

ρ_h : *Havanın yoğunluğu*

η_e : *Efektif verim*

H_u : *Yakıtın alt ısıl değeri*

HYO : *Hava – yakıt oranı ve* $W_ç$: *İş'dir.*

2.5.3 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 dolgusunun 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 volumetrik 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 titizlilikle gerçekleştirilmelidir.

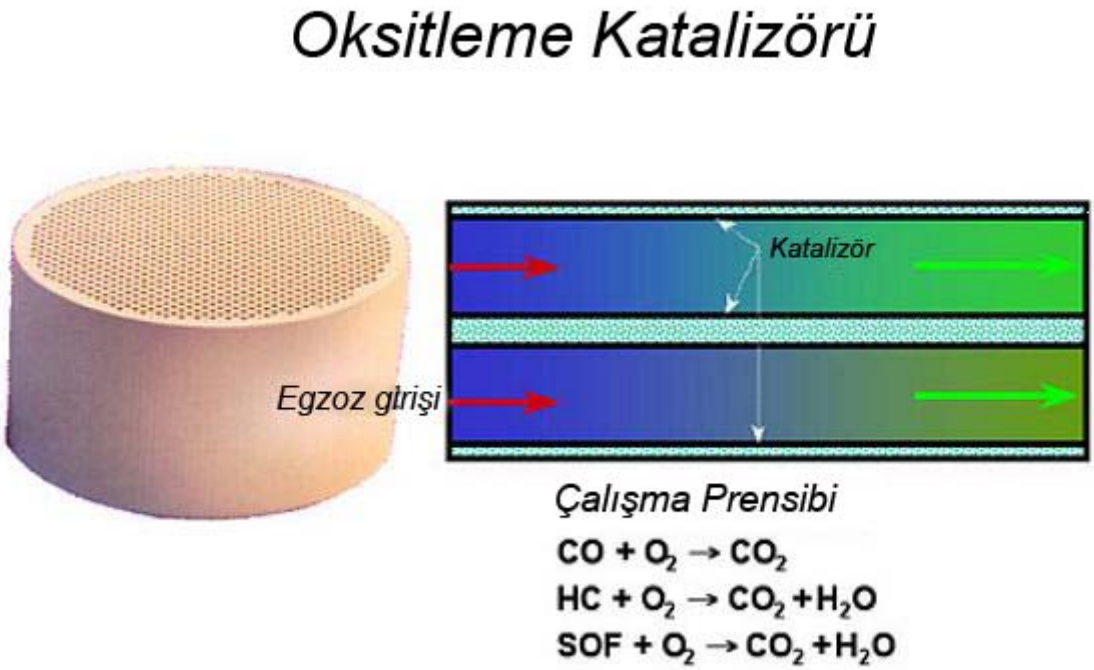
Turboşarj ile emme manifoldu arasına ara soğutucu eklemesi planlanmıştır. Bu sayede turboşarjda ısınan ve yoğunluğu azalan havanın ara soğutucu ile soğutularak yoğunluğunun arttırılması amaçlanmıştır. Emme zamanında silindire daha fazla hava alınacağından volümetrik verim de artar.

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

2.6 Dizel Motorlarda Egzoz Gazı Emisyonları İçin Ek Sistemler

2.6.1 Oksitleme katalizörü

Şekil 2.17'da görüldüğü gibi oksitleme katalizörü alt kısmı tek parça seramikle kaplı ve Platinyum aktif metali ile oksitleme sağlayan ve CO, HC ile birlikte partikül maddeleri fakir ortamda oksitleyen bir yapıdadır. Partikül madde emisyonlarının karbon oranları bu işlemden etkilenmezler. Yeni gelişmeler ile birlikte destekler, sabitleyiciler gibi bağlayıcıların değerli oksidasyon metal ile olan etkileşimlerinden faydalanıp daha yüksek CO ve HC aktiviteleri elde etmek, daha kararlı ısıl dayanıklılık sağlamak ve %15 NO_x azaltımına kadar kükürt toleransını iyileştirmek mümkün olacaktır [8].



Şekil 2.17 : Oksitleme katalizörü şeması

Avantajları sıralanacak olursa:

- %30 toplam partikül madde emisyonu azalımı
- Çok zincirli aromatik hidrokarbonların elenmesinden ötürü ardıl reaksiyonlarda düşme meğili
- HC emisyonlarında %75'e kadar azalma
- CO emisyonlarında %70'e kadar azalma

- Dizel egzoz kokusunda iyileşme

Dezavantajları ise:

- Sürekli çalışma sağlanamamakta, belirli sıcaklık aralığında HC ve kükürt oluşumu arasında geçiş olmakta
- Soğuk çalışma performansının düşük olması
- Yüksek egzoz sıcaklıklarında muhtemel kükürt oluşumu ve buna bağlı partikül madde emisyonu artışı
- Aldehit oluşum problemi

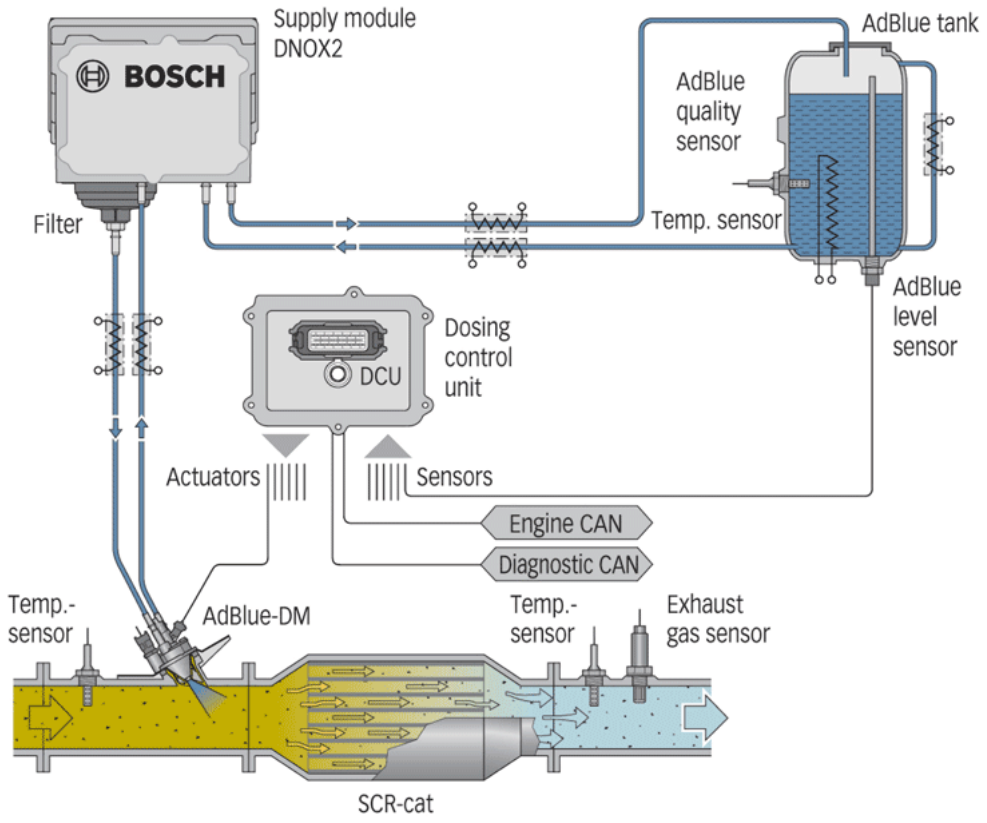
Bu cihazın kullanımı sayesinde farklı kalitedeki yakıtların yol açtığı farklı emisyonların engellenmesi problemi bi nebze önlenmektedir. Kükürt oluşumunu engelleyici araştırmalar sürmektedir. Günümüzde genelde Birleşik Devletler'deki ağır ve hafif hizmet araçlarının dizel motorlarında kullanılmaktadır. Cihazın yakıt tüketimine ihmal edilebilir bir etkisi olmaktadır.

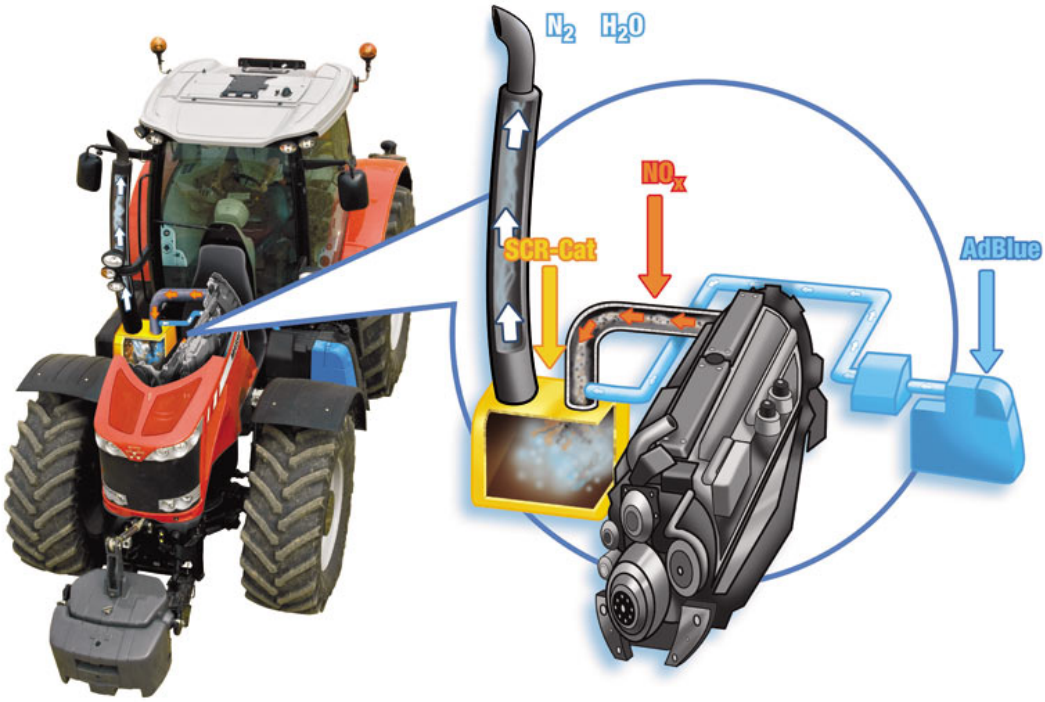
2.6.2 Üre katkılı seçici katalitik reaktör

Şekil 2.18'de görülen bu teknoloji ürenin hava tahliyeli bir enjektörden su içeren bir çözücü olarak egzoz gazlarına püskürtülmesine dayanır. Donma problemine karşı toz haline getirilmiş ürenin kullanılması da gündemdedir. Düşük NO_x dönüşümünü ve amonyak kaçmasını engellemek için püskürtme miktarı hassas ve dikkatli olarak ayarlanmalıdır. Püskürtülen üre NO_x ile tepkimeye girerek N2 H2O ve CO2 oluşturur. Katalizör kısmı metal oksitlerden oluşur: V2O5, TiO2, WO3. En uygun çalışma aralığı 250-500 ^{0}C sıcaklıkları arasındadır.

Avantajları sıralanıcak olursa:

- Yüksek miktarda NO_x dönüşümü sağlamaktadır (%60-90 arası) ve dizel motorlarda mevcut en yüksek NO_x emisyonu engelleme miktarına sahiptir
- Partikül maddelerin artımına sebep olmaz
- Motor çalışmasına etkisi olmaz
- Kükürtlü yakıtlara dayanıklıdır





Şekil 2.18 : Üre katkılı seçici katalitik indirgeyici şematik çalışma prensibi ve traktör üstünde yerleşimi

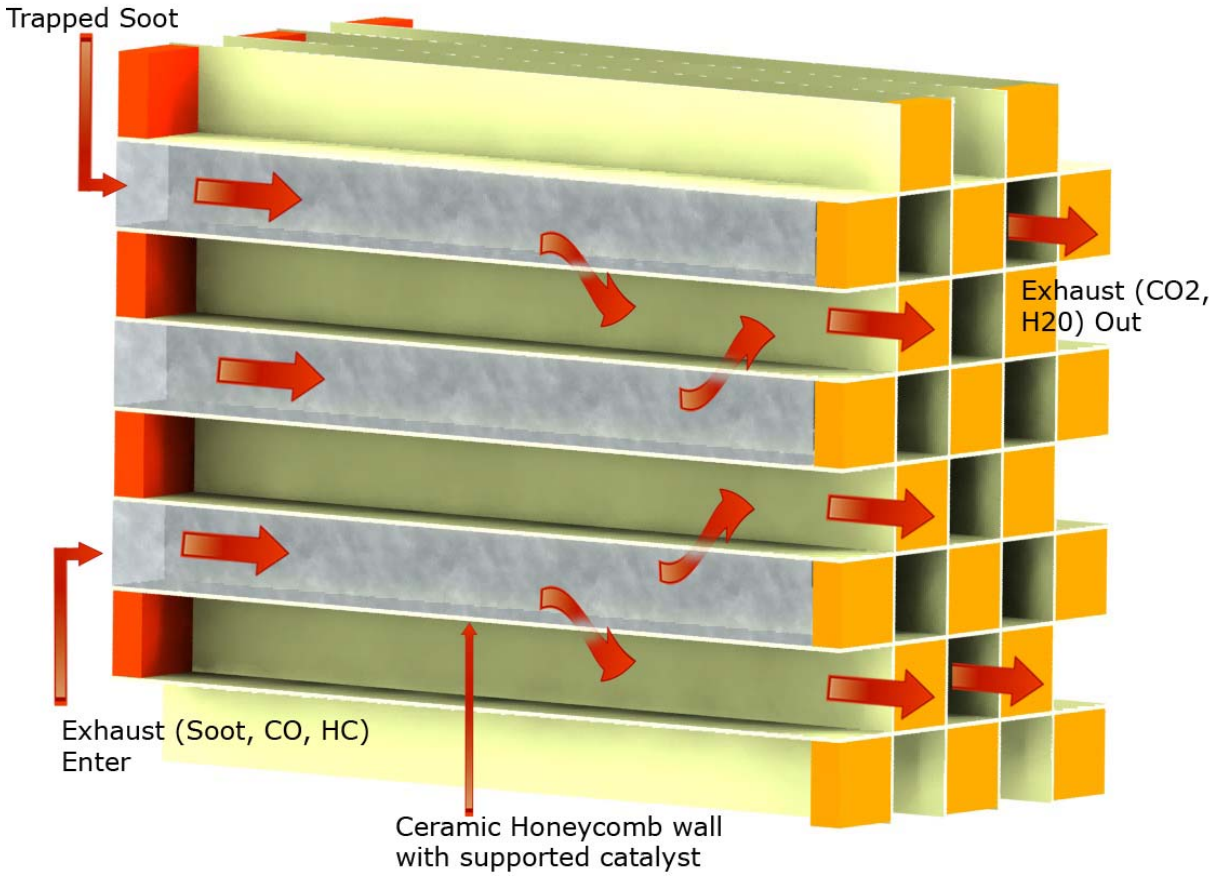
Dezavantajları ise:

- Üre püskürtme sistemi ihtiyacı olması
- Muhtemel amonyak sızıntısı
- Üre püskürtme miktarı kontrolü için NO_x veya NH3 sensörü ihtiyacı olması
- Amonyak sızıntısını engellemek için fazladan oksitleme katalizörü ihtiyacı doğabilmesi
- En az 40 litre tank hacmi ihtiyacı ile yer problemi yaratması
- Tekrar doldurma ile ilgili problemlerin olması
- Sıvı çözeltinin -11 ^{0}C'de kolay donması
- Tersinir amonyak ve kükürt oluşumları
- 4000-5000$ arasında maliyeti olması

Yakıt tüketimine bir etkisi olmamakla birlikte bu cihaz ile kullanılacak yakıtın kükürt seviyesinin de düşük olması gerekmektedir. Yüksek maliyeti ve hacim ihtiyacı nedeniyle binek araçlarda kullanıma uygun olmayabilir.

2.6.3 Dizel partikül filtresi

Şekil 2.19'de gösterilen bu sistemin en basit hali egzoz susturucusu bölgesinde yer alan ve bütün egzoz akışını kapsayan bir filtreden oluşur. Gözenek yapısı ve boyutuna göre farklı karakterlerde bir çok çeşit filtre kullanılmaktadır fakat bunların hepsi egzoz geri basıncını arttırarak partikül yüküne sebep olur. Bu geri basıncı azaltmak için filtre hacimi arttırılabilir ama bu seferde yer problemi ortaya çıkar. Belirli bir zaman aralığından sonra filtrede biriken parçacıkları ayıklamak ve temizlemek egzoz geri basıncını düşürmek için hayatidir. Bazı uygulamalarda filtrenin araçtan belirli zamanlarda çıkarılıp sıcak hava üfleyerek veya silkeleme işlemi ile temizlenmesi ve araca geri takılması olasıdır. Araç üstündeki temizleme işlemlerinde ise egzoz gazındaki oksijen miktarına bağlı olarak yeterli sıcaklığa çıkıldığında >500 ^{0}C temizleme doğal yollar ile sağlanabilir. Ağır iş makinalarında bu sıcaklığı yakalamak mümkündür fakat yük miktarı düştükçe bu ihtimal de azalır. Fakat bu tip doğal temizleme şartlarına tamamen güvenmek doğru değildir. Bu yüzden bazı tedbirler gereklidir.



Şekil 2.19 : Dizel partikül filtresi

Bu tedbirler için alternatifler:

- Egzoz gazlarına ekstra sıcaklık verilerek ve egzoz gazlarına harici hava akışı eklenerek gerekli temizleme yapılabilir. Isı kaynağı bir yakıcı, elektrikli bir ısıtıcı veya motordan gelen artık ısı olabilir. Sistem farklı devirlerde ve yüklerde çalışmaya uygun olmalıdır.

- Katalizör kullanarak temizleme sıcaklığı düşürülebilir. bu katalizör doğrudan yakıta karıştırılabilir ya da filitrenin kaplama malzemesinde kullanılabilir. Yakıta eklenen katalizör malzemenin başarım oranı daha yüksektir, ayrıca Ce (Seryum) eklenen yakıtlarda motordan çıkan partikül miktarında düşüş olmaktadır. Bu sayede daha uzun ömürlü bir temizleme tipi sağlanabilir.

- Filtrede biriken partiküllerin geri çekilmesi ile filitre temizlenebilir. Bu yöntemde geri çekilen miktar daha sonradan temizlenmek üzere korunabilir veya elektrikli ısıtıcı ile yakılabilir. Bu işlem sırasında egzoz gazı akışının ikinci bir filtreli hattan geçirilmesi veya doğruda atmosfere atılması gerekmektedir. İkinci filtre kullanımı yer ihtiyacını arttırmaktadır. Ayrıca geri

çekim işlemi için bir hava tankı, hava pompası ve çok vanalı bir hat gerekmektedir

İlk ve sonuncu alternatif için bir kontrol sistemi gerekmektedir. Termal temizleme filtrenin küçük bir bölgesinde gerçekleşirken geri kalanına yayılamayabilir. Tam temizlik çok uzun süre almaktadır. Kısmi temizlemeler ise çok tekrar gerektirir.

Partikül filtresinin avantajları:

- %50-90 arasında partikül madde kütlesinde azalma sağlanabilir
- Tek filtre kullanıldığında susturucu yerine takılabilir bu sayede yer ihtiyacı olmaz
- Temiz egzoz gazı geri çevrimi için ideal şartlar sağlanır

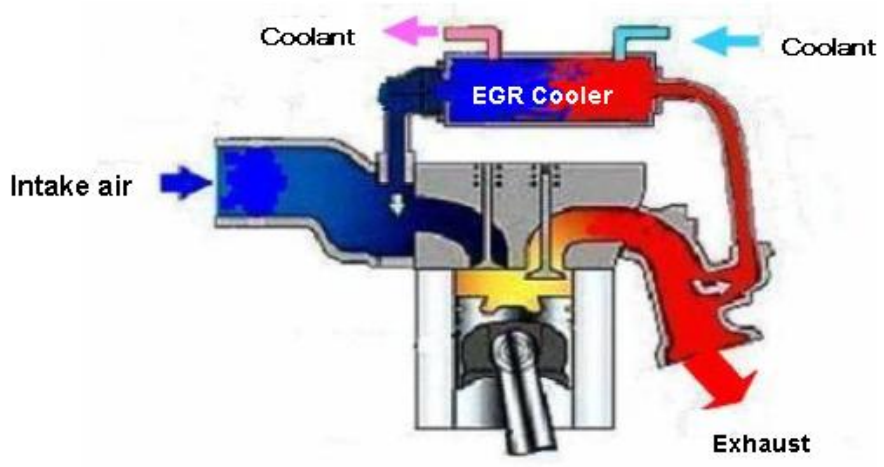
Dezavantajları ise:

- Yüksek maliyetli bir sistemi olması
- Temizleme ile ilgili sorunlar yaşanabilmesi
- Kullanılan yakıta, yağa veya metal katkısına göre kül ve başka atık maddelerin birikebilmesi
- Metal katkısı kullanımında zehirli ortam oluşması
- Katkı kullanılacak ise ekstra bir tank ihtiyacı olması
- Seramik filtrelerde temizlik sırasında dayanıklılık sorunları olması
- Karmaşık temizleme sistemlerine sahip olması
- Temizleme sırasında CO emisyonlarında artış olması
- Yakıt tüketimini arttırması

Bu tip bir sistemin yakıt tüketimini %5-10 civarında arttırıcağı düşünülmektedir.

2.6.4 Dizel EGR(Egzoz Gazı Geri Çevrimi) sistemi

Şekil 2.20'de şeması görülen bu sistem egzoz gazının en fazla %30-40 lık miktarını taze hava emişine geri göndererek çalışan bir sistemdir. Dizellerde emilen oksijen miktarını azaltarak NO_x oluşumunu engeller. Ayrıca toplam yanma sıcaklığının düşümüne de yol açarak NO_x oluşumunu arttıran yüksek sıcaklıklara çıkılması engellenir.



Şekil 2.20 : Egzoz gazı geri çevrim sistemi şeması

Sistemin avantajları:

- Şu ana kadar en çok tercih edilen NO_x azaltıcı sistem olması
- Ortak Hatlı (Common Rail) yakıt püskürtme sistemi için en etkili NO_x emisyon çözümü olması
- Soğutmasız sistemlerde %30-70 arası NO_x emisyonlarında azalma
- Soğutmalı sistemlerde %30-85 arası NO_x emisyonlarında azalma

Sistemin dezavantajları:

- Partikül madde emisyonlarını arttırması
- Yağlama yağı tüketimini ve motor aşınmasını arttırması
- Emme tarafında birikinti oluışturması

Bu sistemin kalite farkı gösteren yakıtlara bir hassasiyeti yoktur. Toplam yakıt tüketiminde ve CO_2 emisyonlarında az miktarda artışa sebep olmaktadır.

3. MR YANMA SÜRECİ VE OPTİMUM YANMA

3.1 Teorik Araştırmalar

İçten yanmalı motorlar teorisine göre dizel motorlarının verimi ve emisyon değerleri yanma hızına bağlı olarak değişebilir. Yanma hızı arttırıldığında motorun yakıt ekonomisi yükselerek is oluşumu azaltmaktadır. Diğer taraftan ise NO_x emisyonunu artmakta ve silindir içi basıncı motor yapısının dayanım sınırını aşabilmektedir (>120 bar). "Yanma Kanunu" yanma hızını belirleyen esas faktördür. Motor verimi, yanma basıncı, azot oksit ve gürültü emisyonlarına etkisini incelemek ve daha uygun bir yanma kanunu elde etmek için İTÜ'de Vibe fonksiyonu temel alınarak bir matematik yöntem geliştirilmiştir . Bu yöntemde aşağıda gösterilen Vibe fonksiyonu optimum yanma kanununu teorik olarak belirlemek için kullanılmaktadır:

$$x = 1 - \exp\left[-6{,}908\left(\alpha / \alpha_z\right)^{m+1}\right] \qquad \textbf{(3.1)}$$

Burada,

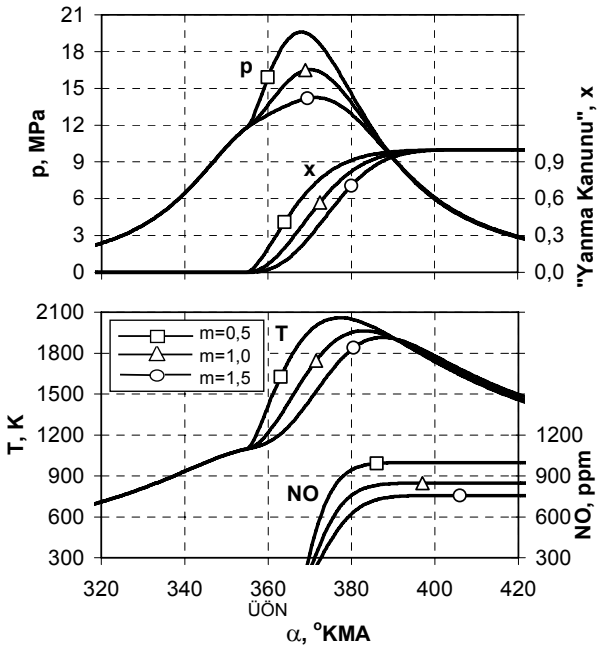
x : Yanan yakıtın kesri,

m : Yanma hızının değişimini (yanma karakterini -"Yanma kanununu") gösteren Vibe parametresi,

α_z : Krank mili açısı (^{o}KMA) olarak teorik yanma süresidir.

Önerilen modelin yardımıyla Common Rail'e sahip bir motorun Rail püskürtme basınçları ile çalıştığı rejim parametreleri temel alınarak teorik indikator diyagramları belirlenmiştir. Bu diyagramlarla test sonucu elde edilen deneysel indikatör diyagramları birbiriyle karşılaştırılarak önerilmiş modelin gerçekçi olduğu tespit edilmiştir. Buna göre farklı yakıt püskürtme sistemine sahip olan dizel motorlarda oluşan "yanma kanunu" ve Vibe denklemi parametrelerinin değerleri belirlenmiştir. Örneğin, Rail basıncı 1000-1500 bar arasında değiştiğinde "açık" tipli yanma odası olan direkt püskürtmeli turbo dizellerde gerçekleşen aşırı hızlı yanma kanunu Vibe parametrelerinin m=0,30...0,65 ve α_z= 45...60 ^{o}KMA değerlerine sahip olduğu bulunmuştur.

Yanma hızını belirleyen Vibe parametrelerinin motorun performans ve emisyon değerlerine etkisini incelemek için önerilen modelin yardımıyla bir dizi hesaplamalar yapılmıştır. Örnek olarak Şekil 3.1'de Vibe parametreleri m = 0,5, 1,0, 1,5 ve α_z = 50° değerlerinde gerçekleşen yanma süreçlerinde yanan yakıtın kütlesel kesri (x), yanma basıncı ve sıcaklığın (p, T) ve azot oksit (NO) oluşumunun ^{o}KMA'na bağlı olarak teorik değişim grafikleri gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Farklı Yanma Kanunları İle Çalışan Turbo Dizelin (m = 0,5, 1,0, 1,5 ve α_z = 50°) İndikatör Diyagramlarının Karşılaştırılması (n=2000 dak^{-1}, *yakıtın tutuşma anı* 10 ^{o}KMA, λ=1,77, p_k/p_0 = 2,73, T_k = 317 K).

Burada görüldüğü gibi, aşırı hızlı yanma (m=0,5) gerçekleştirildiğinde yanma basıncı p=19,5 MPa civarında olmakta, azot oksit emisyonu ise maksimum (NO=1050 ppm) değere ulaşmaktadır. Düşük hızlı yanma kanunu (m=1,5) gerçekleştirildiğinde ise yanma basıncı p=14,5 MPa, azot oksit ise NO=750 ppm değerlerine ulaşır. Şüphesiz, bu durumda motorun performansı da doğal olarak kötüleşmektedir.

Birçok durumda yanma hızını düşürerek NO emisyonunu Stage III veya IV standardı seviyesine ulaştırmak mümkün olmadığı için motor performansının daha da kötüleşmesi kabul edilerek yakıtın püskürtme avansının optimumdan düşük değerlere alınması gerekir. Bazı hallerde eksi değerli avans, yani ÜÖN' den sonra yakıtı püskürtmek zorunda kalınır. Yakıtın tutuşma anı (veya yakıtın püskürtülme avansı) ve yanma hızının motorun performans ve NO emisyonuna etkisini incelemek için Şekil 3.2'de bir dizi hesap sonuçları verilmiştir.

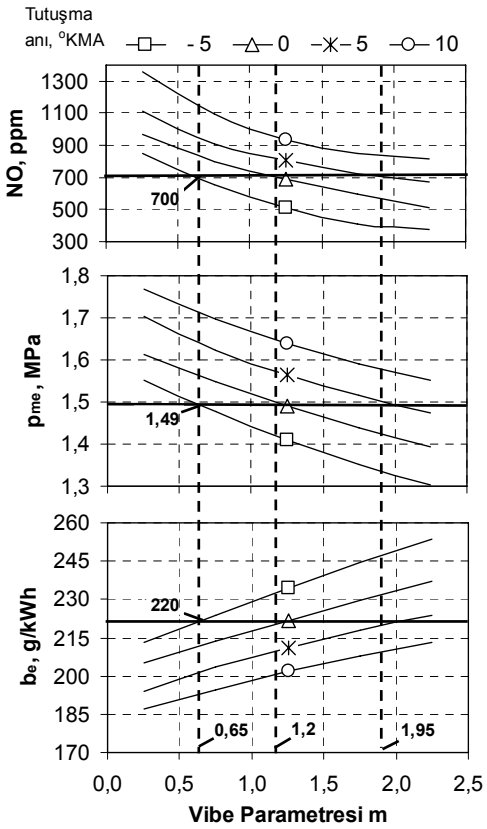
Bu şekilde tutuşma anının farklı değerlerinde (-5, 5 ve 10 ^{o}KMA) yanma hızını belirleyen Vibe parametresi m'ye bağlı olarak NO, p_{me} ve b_e'nin değişimi gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi, en yüksek performans değerleri m'nin en küçük, tutuşma avansının ise en büyük değerlerinde, en hızlı yanma gerçekleştirildiğinde elde edilir. Azot oksit emisyonu da en yüksek değerlerine bu rejimlerde ulaşır. NO=700 ppm sınır değeri(yaklaşık Stage III standardına uygun maksimum sınır değerini) kabul edilirse, tutuşma anı (veya avansı) 10 ^{o}KMA eşit olduğunda gerçekleşecek tüm yanma kanunları ile NO emisyonunu bu sınır değerine ulaştırmak mümkün değildir. Tutuşma anı ≤ 5 ^{o}KMA olduğunda NO emisyonunu standardın öngördüğü sınır değerin altında tutmak mümkündür.

Şekil 3.2'den görüldüğü gibi, NO=700 ppm sınır değerini aşmamak şartıyla motorun p_{em}=1,49 MPa ve b_e=220 g/kWh' e eşit performans değerlerini üç farklı yanma kanunu (m=0,65, 1,2 ve 1,95) ile elde etmek mümkündür:

1) m=0,65 parametreli yanma kanunu aşırı hızlı olup, yukarıda anlatıldığı gibi, Common Rail sisteme sahip "hacimsel karışımlı" dizellerde karşılaşılır. Bu halde is emisyonunu düşürmek için Rail basıncını yüksek seviyede (>1200 bar) tutmanın yanı sıra, yakıtı üç (ön+ana+post), bazı hallerde dört kademeli (ön+ana+2post) püskürtmek gerekir. Rail basıncını ise yüksek değerlerde tutma ve çok kademeli püskürtme gerçekleştirme talepleri elektromanyetik enjektörlerin üretiminde hassas tezgah ve işleme teknolojisi kullanmayı gerektirir. Bu da Comman Rail sisteminin pahalı olmasına neden olmaktadır.

2) m=1,95 parametreli yanma kanunu düşük hızlı olup MAN – M-Proses dizellerinde karşılaşılır. Bu tip dizellerde 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 tabaka (film) oluşturur ("tabakalı karışma"). Yapılan deneysel çalışmalar, yakıt tabakasının duvarla doğrudan temasta olmasının ısı transfer katsayısını arttırdığı görülmüştür. Duvarın sıcaklığı sıkıştırılmış hava sıcaklığının yarısı olmasına rağmen (< 400 ^{o}C), yakıtın çabuk buharlaşması sağlanabilmektedir. Buharlaşma düşük sıcaklık ortamında gerçekleştiğinde ise yakıt doğal hidrokarbon yapısını koruyup piroliz prosesine maruz kalmaz. Böylece "hacimsel karışımlı" motorlardakinden farklı olarak "tabakalı karışmalı" motorlarda tutuşmadan önce is oluşumu büyük ölçüde engellenmiş olur. Püskürtülen yakıt demetinden koparak duvara sıvanamamış % 5 civarında yakıt damlacıkları yanma

odasının sıcak bölgesinde – merkezinde yer aldığından dolayı çabuk tutuşur. Bu sayede duvar üzerinden buharlaşmakta olan yakıtın tutuşma gecikmesine uğramadan yanması ve vuruntu oluşumu önlenmiş olur.



Şekil 3.2 : Farklı Tutuşma Avansları İçin Azot Oksit (NO), Ortalama Efektif Basınç (p_{me}) ve Özgül Yakıt Tüketiminin (b_e) Vibe Parametresi m'ye (yanma hızına) Bağlı Olarak Değişimi.

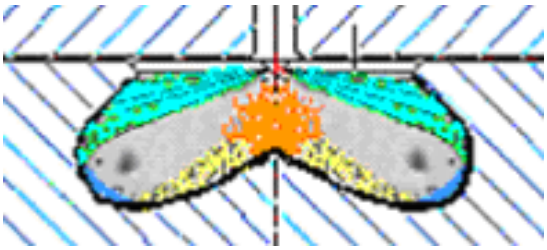
Bu durumda yakıtın püskürtülme hızına ve miktarına bağlı olarak yanma sürecinin performans ve NO emisyonu kontrol altında tutulabilir. Görüldüğü gibi, "tabakalı karışma" yöntemiyle motorun aynı performans değerlerinde NO ve is emisyonunu düşürmek için yüksek basınç altında çok kademe ile yakıtın püskürtmesine gerek yoktur. Ancak MAN – M-Prosesle çalışan motorlarda esasen tek delikli enjektörler kullanıldığı için devir sayısı n>2200 d/dak olan motorlarda m≥1,9 karakterli yanma hızı yakıt tasarrufu açısından verimli değildir. Bu sebepten dolayı nispeten yüksek hızlı motorlarda MAN – M-Prosesle çalışan motorlar tercih edilmemektedir.

3) m=1,2 parametreli yanma kanunu aşırı (m=0,65) ve düşük (m=1,95) hızlı yanma kanunlarıyla karşılaştırıldığında daha avantajlı olduğu düşünülmektedir. Çünkü bu halde, Şekil 3.2'den de görüldüğü gibi, tutuşma (veya püskürtme) avansı arttığında,

NO emisyonunu fazla artmadan, performans değerlerini iyileştirme imkanları daha olasıdır. Ayrıca bu tip yanma kanunu devir sayısı n>2200 dak^{-1} olan motorlarda da problemsiz kullanılabilir. Bu yüzden de Vibe parametresi m=1,2...1,5 ve α_z =50...60 ^{o}KMA olan yanma kanunu optimum (uygun) hızlı kanun olarak değerlendirilmiştir.

3.2 MR-1 Yanma Odasının Özellikleri

MR-1 yanma odasının şeması Şekil 3.3'te gösterilmiştir. Yakıt-hava karışım oluşumu, MAN-M motorlarda olduğu gibi, yakıtı yanma odasının duvarına sıvayarak gerçekleştirilir. Sıkıştırma sürecinin sonuna yakın belirli bir avans açısında en az üç delikli, delik çapı >0,20 mm olan enjektörün yardımıyla yakıt düşük basınçta (<500 bar) yanma odası duvarlarına doğru püskürtülür. Püskürtülen yakıtın sıvanması için duvarın yüzeyini arttırmak ve böylece duvarların sıcaklığı sayesinde yakıtın çabuk buharlaşması için yanma odası koni açısı belli değerlerde tutulmalıdır. Yakıtın duvara sıvanmasını arttırmak için enjektör(yanma odası ekseni üzerine yerleştirilmiş) deliklerin yönlendirilme açısı, piston ÜÖN'da olduğu an püskürtülen yakıt demetinin üst dış kenarı ile pistonun yüzey alanı yaklaşık aynı hat üzerinde olmalıdır. Sıcaklığı 320-380 ^{o}C civarında değişen yanma odası duvarlarına sıvanan yakıt, sıkıştırılmış hava sıcaklığından (650-800 ^{o}C) yaklaşık iki kat düşük sıcaklığa sahip duvarın yüksek ısı transfer katsayısı sayesinde daha hızlı buharlaşabilir.



Şekil 3.3 : MR-1 Yanma Odasının Şeması.

Yakıtın buharlaşması düşük sıcaklıkta gerçekleştiği için yakıt buharlarının piroliz işlemine (C oluşumuna) uğraması ve is oluşumu büyük oranda engellenir. Buhar haline gelmiş yakıtın yanma odasının en sıcak bölgesine - merkezine doğru yöneltmek ve buradaki hava ile karışıp çabuk tutuşarak yanmasını sağlamak için oyuğun dibinde açısı belli aralıkta tutulan koni bulunur. Oyuğun duvarları ile dibi motorun sıkıştırma oranına bağlı bir yarıçapla birleştirilir. Bu nedenle yanma büyük oranda yanma odası merkezinde oluşur ve alev cephesinin, mevcut yanma odalarında olduğu gibi, soğuk cidarlar yakınında sönmesi engellenir. Böylece motor hızına bağlı

olarak en az 3, en çok ise 5 delikli enjektör ve düşük püskürtme basıncı (<500 bar) kullanılarak tam yanma sağlanır ve eksik yanma ürünleri olan C, CO ve HC azaltılabilir. Ayrıca, çevrim başına püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı (yaklaşık %90) yanma odası duvarından buharlaşıp hava ile karıştıktan sonra yandığı için yanma sırasındaki basınç artış hızı (ani yanma) belli bir ölçüde frenlenir. Fakat M.A.N. yanma odalı dizellerden farklı olarak yanma hızının düşüşü iş çevrimi parametrelerini kötüleştirmeyecek seviyede tutulduğundan dolayı motorun yüksek performans değerleri korunmuş olur. Böylece yüksek performans değerleri sağlanarak hem NO_x ve Gürültü emisyonlarının artışı engellenir, hem de motor ömrünün uzanması sağlanır. M.A.N. motorlarda olduğu gibi, burada da püskürtülen yakıtın duvara sıvanamamış küçük bir kısmı (yaklaşık %10) tutuşmaya sevk edildiği için motor çok yakıtlılık yeteneği de kazanabilir.

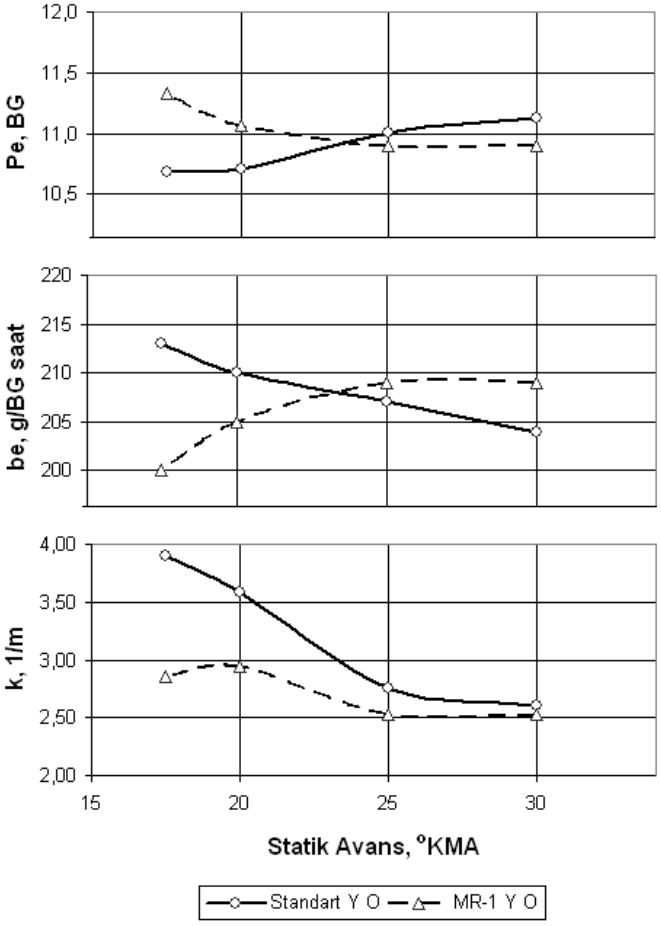
3.3 MR-1 Yanma Odasının Deneysel Olarak İncelenmesi

MR-1 yanma odasının "optimum yanma kanunu" özelliklerini deneysel olarak kanıtlamak için İTÜ "Motorlar ve Taşıtlar Laboratuarındaki" özel tek silindirli deney motorunda indikatör diyagramları çıkarılarak yanma analizi yapılmıştır. Yanma analizindeki amaç, w tipli klasik-standart ve MR-1 yanma odalı motorun farklı hız ve yük rejimlerinde çalıştığında silindir içi basınç ve yakıt püskürtme basıncının KMA'ya bağlı olarak değişimi - indikatör diyagramları ile gözlenerek değerlendirilmesidir. Bunun için motor deneylerinde silindir içi indike büyüklüklerin ölçümünü yapabilen SMETEC (Almanya) marka indikatör ölçüm sistemi kullanılmıştır.

Yanma analizi için gereken indikatör diyagramları motorun n=3000 ve 2500 d/d hız aralığında ve farklı yüklerde (%100, 75, 50, 25 ve %0, rölanti) statik yakıt püskürtme avansının 30, 25, 20 ve 17, 5 ^{o}KMA değerlerinde çıkarılmıştır.

Şekil 3.4'de tek silindirli deney motorunun n=3000 d/d hız ve tam yük (%100) rejiminde efektif güç P_e, özgül yakıt tüketimi b_e ve egzoz gaz koyuluk derecesi k(duman)'nın statik yakıt püskürtme avansına bağlı olarak değişimleri gösterilmiştir. Bu verilerden anlaşıldığı gibi, standart yanma odası kullanıldığında motorun performans ve duman koyuluğu açısından en iyi sonuçları 30 ^{o}KMA statik avansta, MR-1 yanma odası kullanıldığında ise 17,5 ^{o}KMA'da elde edilmiştir. MR-1 yanma odasının bu özelliğini araştırmak için MR-1 ve standart yanma odaları ile yapılan

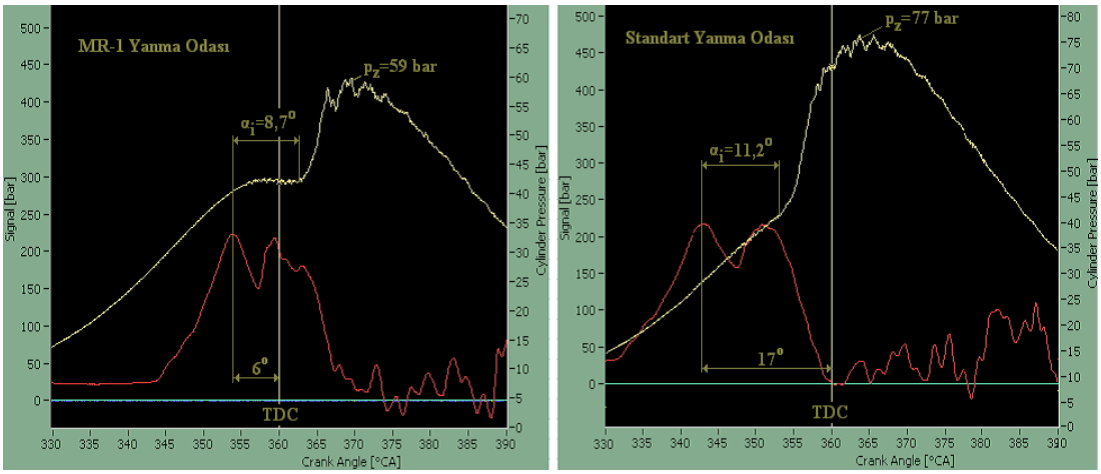
deneylerde Şekil 3.5'te gösterilen motorun n=3000 d/d ve tam yükte ve Şekil 3.6'da gösterilen %100, 75, 50, 25 ve 0 gibi farklı yüklerde çıkarılan indikatör diyagramları karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.4 : Şekil 3.1 n=3000 d/d Hız ve Tam Yük (%100) Rejiminde Efektif Güç P_e, Özgül Yakıt Tüketimi b_e ve Egzoz Gaz Koyuluk Derecesi k(duman)'nın Statik Yakıt Püskürtme Avansına Bağlı Olarak Değişimleri

Şekil 3.4'ten görüldüğü gibi, motor MR-1 yanma odası ile çalıştığında dinamik yakıt püskürtme avansı Φ_{av}=6 ^{o} (statik avans 17,5 ^{o}) ve tutuşma gecikmesi α_i=8,7 ^{o}KMA olarak ölçülürken, standart yanma odası ile çalıştığında Φ_{av}=17 ^{o} (statik avans 30 ^{o}) ve tutuşma gecikmesi α_i=11,2 ^{o}KMA olarak ölçülmüştür, yani MR-1 yanma odasında yakıtın tutuşma gecikmesi %23 civarında daha düşük bulunmuştur. Ancak tutuşma gecikmesinin düşük olmasına rağmen, dinamik püskürtme avansı da düşük olduğu için yanma süreci ÜÖN (TDC)'den sonra gerçekleşmiş ve maksimum yanma basıncı p_z=59 bar değerine ÜÖN'den 10-12 ^{o}KMA sonra ulaşmıştır.

Standart yanma odası kullanıldığında yanma basıncı maksimum değerine p_z=77 bar, MR-1 yanma odalı motora göre daha erken (ÜÖN'dan 5-6 ^{o} sonra) ulaşmış ve motordan en yüksek performans elde edilmiştir. MR-1 yanma odasında çok daha düşük yanma basıncı oluşmasına rağmen (77'ye karşı 59 bar, basınç düşüşü %27) motor gücü bir miktar artmıştır (11,1'e karşı 11,3 BG).



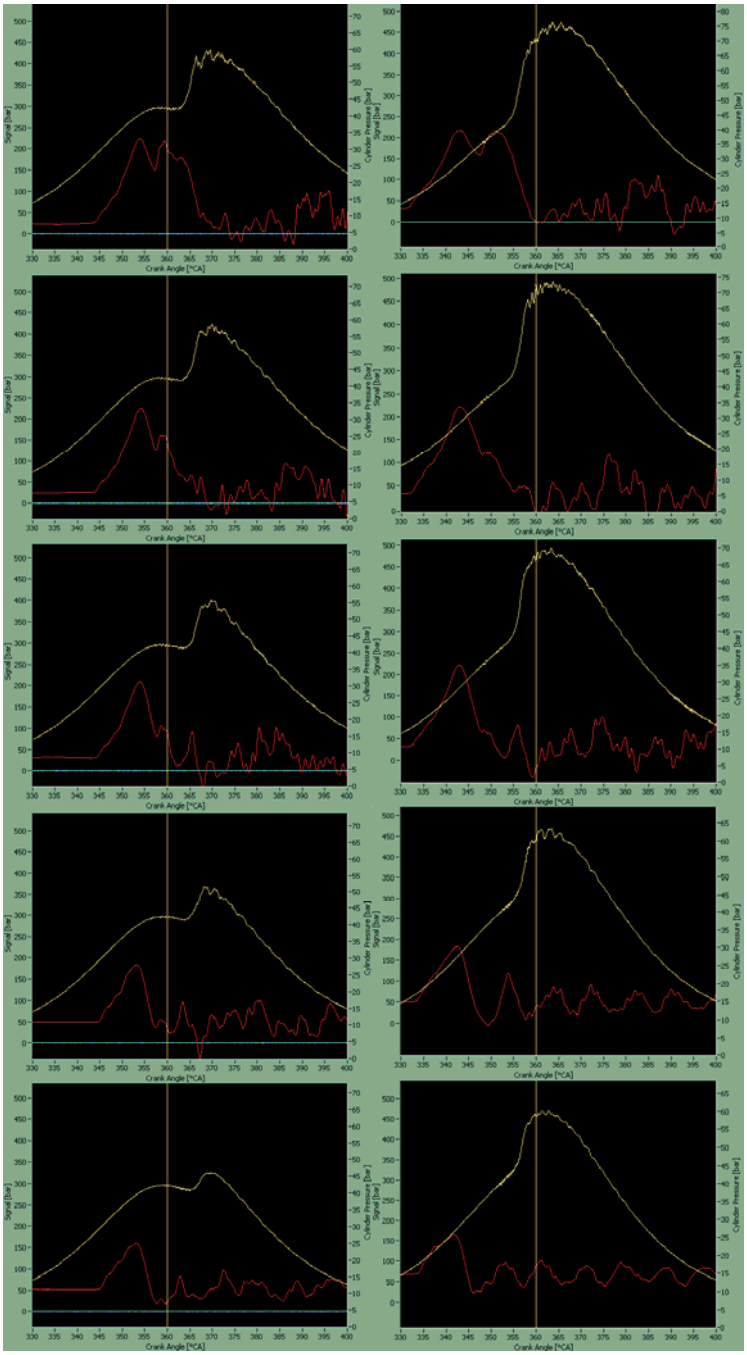
Şekil 3.5 : n=3000 d/d ve %100 Yükte Çıkarılmış İndikatör Diyagramların Karşılaştırılması

Bunun nedeni MR-1 yanma odasında optimum hızda gerçekleşen yanma işlemi nedeniyle, maksimum basıncın ÜÖN'nın sonrasına sarkarak piston-biyel mekanizmasında maksimum momentin oluşması için en uygun zamana denk gelmesidir. Piston-biyel mekanizmasında maksimum moment oluşumu için yanma basıncının maksimum değeri ÜÖN'den 10-12 ^{o}KMA sonra oluşmalıdır. Şekil 3.6'deki indikatör diyagramlarından görüldüğü gibi, diğer yük rejimlerinde de MR-1 yanma odasında maksimum yanma basıncı ÜÖN'den 10-12 ^{o}KMA'dan sonra oluşmuş ve bu nedenle diğer yük rejimlerinde de motorun performansı yüksek olmuş ve emisyon değerleri düşük kalmıştır.

Motorun n=2500 d/d hız ve farklı yük (%100, 75, 50, 25 ve 0) rejimlerindeki deney sonuçlarına göre MR-1 yanma odası optimum yanma hızını statik püskürtme avansının 17,5 ^{o}KMA değerinde gerçekleştirmektedir. Dolayısıyla maksimum yanma basıncı ÜÖN'den 10-12 ^{o}KMA sonra oluşmaktadır. Bu nedenle motorun en yüksek performans ve en düşük emisyon değerleri yakıt püskürtme avansının, n=3000 d/d hız rejiminde olduğu gibi, 17,5 ^{o}KMA değerinde elde edilmiştir.

Çıkarılan indikatör diyagramları yardımıyla yapılmış olan yanma analizi ile MR-1 yanma odasının, yukarıda teorik olarak bahsedildiği gibi, optimum yanma sürecinin

gerçekleştirilebildiği deneysel olarak kanıtlanmıştır. Yapılan bu analizlere göre, belli bir avans açısıyla MR-1 yanma odasının duvarlarına doğru püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı (>%90) duvara sıvanarak çabuk buharlaşmaktadır (yakıt ile yanma odası duvarının temasında ısı iletim katsayısı yaklaşık yüz kat daha yüksektir).



A) MR-1 Yanma Odası B) Standart Yanma Odası

Şekil 3.6 : n=3000 d/d ve Farklı Yüklerde Çıkarılmış İndikatör Diyagramlarının Karşılaştırılması (Yukarıdan Aşağıya Doğru Yük %100, %75, %50, %25 ve 0 Seviyelerinde Değiştirilmiştir).

Motorun indikatör diyagramları parametrelerinin karşılaştırılması MR-1 yanma odası kullanıldığında yakıtın tutuşma gecikmesi (α_i) tüm yük ve hız rejimlerinde %20-%25 civarında kısaldığını göstermektedir. Bu durum püskürtülen yakıtın duvara sıvanmayan az bir kısmının (%5–10) ilk tutuşmaya neden olduğunu göstermektedir. Yakıtın geri kalan büyük bir kısmı ise yanma sürecinde buharlaşma ve hava ile karışma süreçlerini takip ederek yanma sırasındaki basınç artış hızını bir ölçüde frenlenmekte ve aniden yanmayı engellenmektedir. Böylece ortalama yanma basınç artış hızının ($dp/d\alpha$) azalmasıyla optimum yanma süreci gerçekleşmektedir. Bu durumda maksimum yanma basıncının azalmasına (aynı zamanda ortam sıcaklığının düşmesine) rağmen, MR-1 yanma odasının özel geometrisi sıkıştırma sürecinde oluşturduğu türbülanslı hava ile yakıtı birbirine karıştırıp yanma odasının en sıcak bölgesi olan merkezine doğru sürüklemekte, verimli ve düşük dumanlı bir yanma sağlamaktadır.

3.4 MR-1 Yanma Odasının Üstünlükleri ve TÜMOSAN Motorları için Yeni Yanma Odası Tasarımı

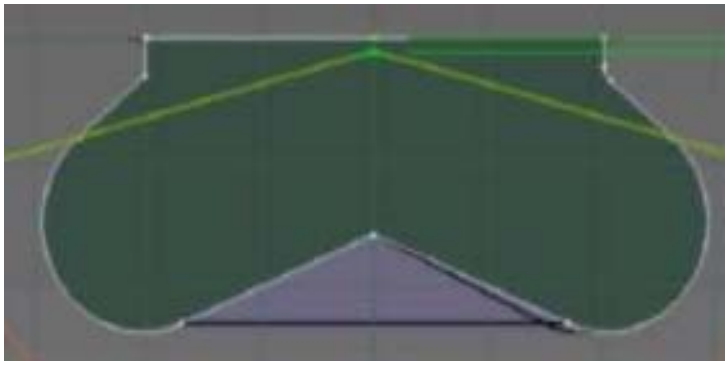
Yukarıda özetle anlatılan teorik ve deneysel araştırmalarla optimum yanma sürecini gerçekleştiren MR-1 yanma odasının aşağıdaki üstünlüklere sahip olması gerekmektedir:

- Yanma odası duvarı sıcaklığının (300-350 ^oC) sıkıştırma süreci sonu hava sıcaklığına (600-700 ^oC) göre yaklaşık iki kat düşük olmasına rağmen, çevrim başına püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı (>%90) duvara sıvanarak çabuk buharlaşabilir (temasla ısı iletim katsayısının yüz kat mertebede yükselmesinden dolayı). Yanma odasının özel geometrisi sıkıştırma sürecinde oluşturduğu türbülanslı hava ile buharlaşmakta olan yakıtı birbirine karıştırıp yanma odasının en sıcak bölgesine - merkezine doğru sürükler. Böylece yanma süreci esasen yanma odasının merkezinde gerçekleşerek verimli bir yanma sağlanır.
- Yakıtın büyük bir kısmının düşük sıcaklık ortamında buharlaştırılmasından dolayı petrol esaslı motor yakıtlarının >400 ^oC sıcaklıklarında gerçekleşen piroliz prosesi (yakıtın hidrokarbon yapısının değişmesiyle serbest karbon ve hidrojene parçalanması) önlenir ve böylece is ve parçacık (C) oluşumu büyük oranda engellenmiş olur.

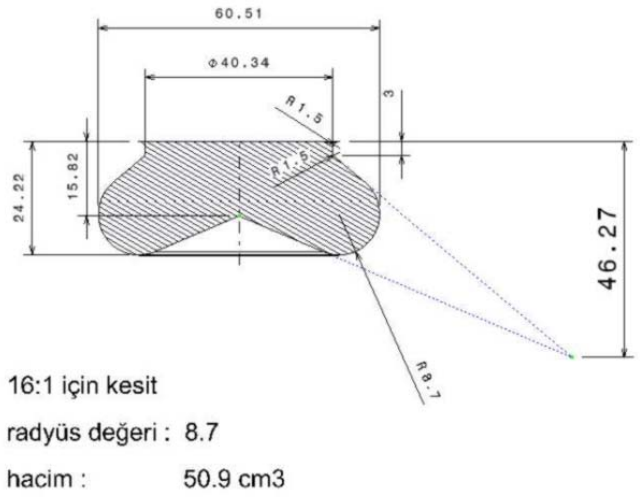
- Püskürtülen yakıtın duvara sıvanmamış %5 – 10 oranındaki kısmı daha kısa sürede tutuşur, yakıtın geri kalan büyük bir kısmının yanma süreci ise buharlaşma ve hava ile karışma süreçlerini takip ederek gerçekleşir. Böylece yanma sırasındaki basınç artış hızı bir ölçüde frenlenerek aniden yanma (Şekil 4.1'de m=0,5 olduğunda yanma basıncının aniden yükselmesi gibi) engellenir. Bu ise NO_x ve gürültü emisyonlarının düşmesini sağlayan en önemli etkendir.

Yakıtın yanma odası duvarına sıvanması için püskürtme basıncı 500 bar'ı, optimum yanma kanununu için ise enjektör delik sayısı 5'i aşmamalıdır. Bu durumda, direkt püskürtmeli dizellerde kullanılan çok delikli (7-8 adet) ve yüksek püskürtme basınçlı (>800 bar) pahalı yakıt püskürtme sistemi yerine, sıradan bir sistem kullanarak hem üretim hem de servis ihtiyacı açısından motorun maliyetini düşürmek mümkündür.

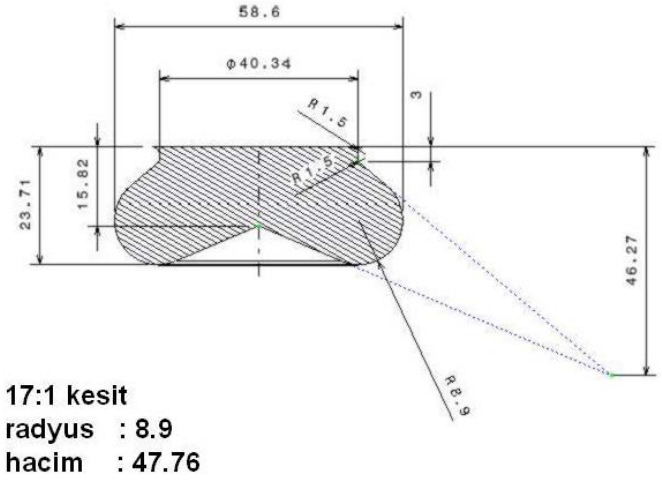
Şekil 3.7, Şekil 3.8, Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da TÜMOSAN dizel motorları pistonlarının yapısına ve enjektörün silindir kafasındaki konumuna bağlı İTÜ tarafından verilmiş bilgiler esasında CADEM'de tasarlanmış ve TÜMOSAN'ın aracılığıyla üretilmiş MR-1 yeni yanma odasının kesiti, teknik resimleri ve fotoğrafı gösterilmiştir. Motorun sıkıştırma oranını 16:1, 17:1 ve 18:1 seviyelerinde değiştirmek için üretilen MR-1 pistonlarında yanma odasının hacmi farklı değerlerde tasarlanmıştır.



Şekil 3.7 : TÜMOSAN Dizel Motorlarının Optimum Yanma Kanununu Gerçekleştirebilen Yeni MR-1 Yanma Odası Kesiti ve Enjektörden Püskürtülen Yakıt Demetlerinin Konumu



Şekil 3.8 : Sıkıştırma Oranı 16:1 Olan MR-1 Yanma Odasının Teknik Resmi



Şekil 3.9 : Sıkıştırma Oranı 17:1 Olan MR-1 Yanma Odasının Teknik Resmi

Şekil 3.10 : TÜMOSAN Dizel Motorları Ailesinin Pistonlar Üzerinde Standart (sağda) ve MR-1 Yanma Odalarının Fotoğrafları

3.5 Motor-Bremze Deney Düzeneği Test Cihaz ve Olanakları

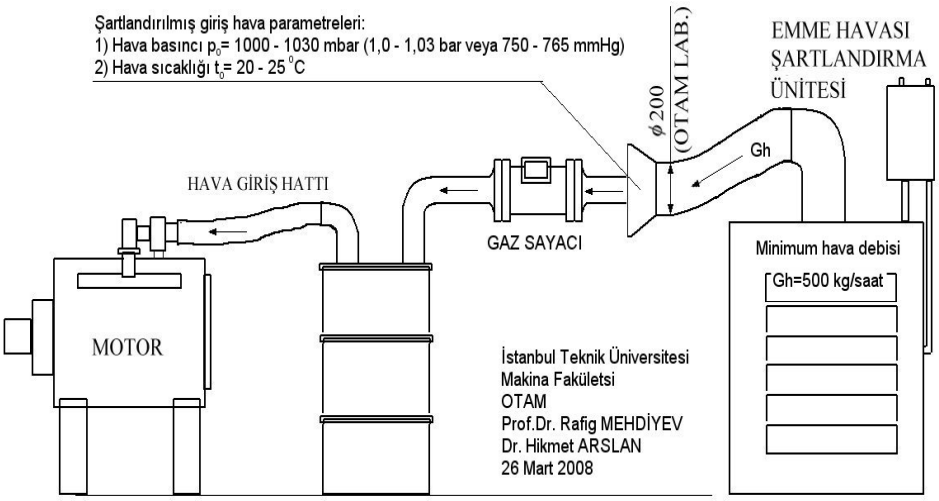
"TÜMOSAN" fabrikasının alıştırma test odasında mevcut olan ve motor hızını (n, d/dak), gücünü (P_e, BG) ve yakıt tüketimini (G_{ykt}, kg/h ve b_e g/BGsaat) ölçmek için uygun olan su soğutmalı fren-bremze baz alınarak, "uzaktan kumandalı" prensiple çalışabilen deney düzeneği yapılandırılmıştır. Deney düzeneği Ar-Ge çalışmaları için gerekli olan aşağıdaki ek Kontrol ve Ölçüm cihazları ile donatılmıştır:

- Emme hava debisi (G_{hava}, kg/h), sıcaklığı (t_{hava}, ^oC) ve basınç farkı (ΔH_h, mm su sütunu) ölçüm cihazları,
- Egzoz gazı sıcaklığı (t_{egz}, ^oC,önceden mevcuttu) ve karşı direnç (ΔH_{egz}, mmH_2O) ölçüm cihazları,
- Duman koyuluğu ölçüm cihazı (k veya Bosch) (önceden mevcuttur),
- Egzoz gaz kirletici emisyon değerleri için (NO_x, CO, CO_2, HC, O_2, λ) BİLSA ölçüm cihazı,
- Yağ sıcaklığı ve basınç ($t_{yağ}$, ^oC ve $p_{yağ}$, bar) ölçüm cihazları (önceden mevcuttur),
- Oda (Atmosfer) sıcaklığı, basınç ve bağıl nem (t_{oda}, ^oC; p_o, kPa; nem_{oda}, %) ölçüm cihazları,
- Yakıt püskürtme avansının dinamik değerini ($\alpha_{püs}$) ölçen cihaz (avans tabancası),

Deney düzeneği ile ilgili aşağıdaki ek donanımların yapılandırılması önerilmiştir:

- Deney odası veya motora giren havanın şartlandırılması (normal atmosfer, basınç ve sıcaklığının sabit tutulması) için Şekil 3.11'deki havalandırma sistemi,
- Yakıt tüketimini kütlesel olarak ölçmek için tesisat.

TÜMOSAN fabrikasında yeniden yapılandırılmış deney düzeneği odalarının fotoğrafları Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11 : Emme havası şartlandırma sistem şeması.

Şekil 3.12 : TÜMOSAN fabrikasında Ar-Ge deney düzeneğinin Motor ve Kumanda odalarının fotoğrafları

3.6 Motor-Bremze Deney Süresince Ölçülmesi Gereken Parametreler

Deney süresince direkt olarak ölçülen parametreler aşağıdaki gibidir:

- Motor hızı (Krank milinin devir sayısı; n, d/d),
- Kuvvet (F, kgf),
- Güç (P_e', BG),
- Yakıt tüketimi (miktar G, g ve süre Δt_{yak}, s),
- Hava tüketimi ve hava emiş basınç düşüşü (miktar V_{hava}, m^3; süre Δt_{hava}; s ve ΔH_{emme}, mmH_2O),
- Oda (atmosfer) sıcaklığı, basıncı ve bağıl nemi (t_{oda} °C; p_{oda} kPa; nem_{oda}, %),

- Yağ sıcaklığı ve basıncı ($t_{yağ}$, ^oC; $p_{yağ}$, bar),
- Egzoz gaz sıcaklığı ve karşı direnci (t_{egz}, ^oC; ΔH_{egz}, mmH_2O),
- Egzoz gaz duman koyuluğu (k ve/veya Bosch),
- Egzoz gaz kirletici emisyon (NOx, CO, CO2, HC, λ) değerleri.

Test süresince bu parametreler Deney Verileri Formu'na kayıt edilmiştir ve hesaplanan parametrelerin belirlenmesinde kullanılır. EK A'da bu formun örnekleri görülebilir.

3.7 Deney Sonrası Hesaplanan Parametreler

Aşağıda ölçülen deney verileri esasında hesaplanan parametrelerin formülleri verilmiştir:

97/68/EC Standart 'ına göre güç düzeltme faktörü

Doğal Emişli Motor

$$f_a = (99/p_{kuru\ hava})*((t_o+273)/298)^{0,7} \quad \textbf{(3.2)}$$

Turbo Kompresörlü Motor

$$f_a = (99/p_{kuru\ hava})^{0,7}*((t_o+273)/298)^{1,5} \quad \textbf{(3.3)}$$

Burada, $p_{kuru\ hava}$ - kuru atmosfer basıncı olup aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$p_{kuru\ hava}(kPa)=p_o(kPa) - p_{su\ buharı}(kPa) \quad \textbf{(3.4)}$$

Burada, $p_{su\ buharı}$ – havadaki su buharı basıncıdır. "Su Buharı Termodinamik Tablosu" esasında atmosfer sıcaklığı t_0 (^0C) ve nemine (%) bağlı olarak $p_{su\ buharı}$ aşağıdaki polinomla hesaplanır;

$$p_{su\ buharı}(kPa)=(0,00000000288015*t_o^5 + 0,0000002555285*t_o^4 + 0,00002790361883*t_o^3 + 0,00140566365093*t_o^2 + 0,04450854766264*t_o + 0,61065889333077)*nem(\%)/100 \quad \textbf{(3.5)}$$

Güç düzeltme faktörünün sınır değerleri: $0,98 \leq f_a \leq 1,02$

Güç (düzeltilmiş)

Pe = Pe' * fa BG ve Pe= Pe/1,36 kW

Moment

$$M_d = \frac{30 * 1000 * P_e}{\pi * n} \text{ N·m ve } M_d = M_d * 9{,}81 \text{ kgf·m} \quad \textbf{(3.6)}$$

Saatteki yakıt tüketimi

$$G_{ykt} = \frac{3{,}6 * G}{\Delta t_{ykt}} \text{. kg/saat} \quad \textbf{(3.7)}$$

Efektif özgül yakıt tüketimi

$$b_e = \frac{1000 * G_{ykt}}{P_e} \text{ g/kWh (g/BGsaat)} \quad \textbf{(3.8)}$$

Emilen havanın yoğunluğu

$$\rho_{hava} = \frac{1000 * p_o}{287 * (t_{oda} + 273)} \text{ kg/m}^3 \quad \textbf{(3.9)}$$

Saatteki hava tüketimi

$$G_{hava} = \frac{3600 * V_{hava} * \rho_{hava}}{\Delta t_{hava}} \text{ kg/saat} \quad \textbf{(3.10)}$$

Volümetrik verim

$$\eta_v = \frac{10^6 * G_{hava}}{30 * n * \rho_{hava} * V_{strok}} \quad \textbf{(3.11)}$$

Burada, V_{strok} = 2930 cm^3 3 silindirli ve V_{strok} = 3908 cm^3 4 silindirli motorların strok hacmidir (D/S=104/115 mm).

- Hava fazlalık katsayısı (HFK)

$$\lambda = \frac{G_{hava}}{\ell_o * G_{ykt}} \text{ (}\ell_o\text{=14,45 kg_hava/kg_yakıt - teorik hava miktarı)} \quad \textbf{(3.12)}$$

Saatteki egzoz gaz çıkışı

$$G_{egz} = G_{yak} + G_{hava} \text{ kg/saat} \quad \textbf{(3.13)}$$

Ortalama efektif basınç

$$p_e = \frac{120 * P_e}{V_{strok} * n} \text{ MPa} \quad \textbf{(3.14)}$$

Burada,

P_e - efektif güç, *kW*; *n* - motor hızı, d/d, V_{strok}: strok hacmi, dm^3.

- Efektif verim

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u b_e} \quad \textbf{(3.15)}$$

Burada,

H_u: dizel yakıtının alt ısıl değeri (Dizel yakıtı için H_u = 42,44 MJ/kg); b_e - özgül yakıt tüketimi, g/kWh.

Mekanik kayıpların ortalama basıncı

$$p_m = 0{,}089 + 0{,}0118 * \frac{n * S}{30} \text{ MPa (S=0,115 m - piston stroku)} \quad \textbf{(3.16)}$$

- Ortalama indike basınç

$$p_i = p_e + p_m \text{ MPa} \quad \textbf{(3.17)}$$

- Mekanik verim

$$\eta_m = p_e / p_i \quad \textbf{(3.18)}$$

- İndike verim

$$\eta_i = \eta_e / \eta_m \quad \textbf{(3.19)}$$

İndike özgül yakıt tüketimi

$$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \text{ g/kWh} \quad \textbf{(3.20)}$$

Egzoz gaz kirletici emisyonların [g/saat] ve [g/kWsaat] cinsinden değerlerini hesaplamak için *97/68/EC Standardı* ‘nda verilmiş aşağıdaki formüller kullanılır:

NOx(g/saat)= 0,001587*NOx(ppm)*Gegz(kg/saat)

CO(g/saat)= 0,000966*CO(ppm)*Gegz(kg/saat)

HC(g/saat)= 0,000478*HC(ppm)*Gegx(kg/saat)

NOx(g/kWsaat)= Σ(NOx(g/saat)*WF)/Σ(Ne(kW)*WF) **(3.21)**

CO(g/kWsaat)= Σ(CO(g/saat)*WF)/Σ(Ne(kW)*WF)

HC(g/kWsaat)= Σ(HC(g/saat)*WF)/Σ(Ne(kW)*WF)

Burada, emisyon ölçüm cihazının yardımıyla kirletici gazların; NO_x, CO ve HC'nin [ppm] cinsinden ölçülmüş değerleri,

G_{egz} – saatteki egzoz gaz çıkışı,

N_e – [kW] cinsinden efektif motor gücü,

WF- uygun kirletici gazın "ağırlık faktörü",

Rakamsal değerler uygun gazın molekül kütlesine denk gelen büyüklüktür (örneğin, NO_x için 0,001587).

Deney verilerinin kaydedilmesi ve sonuçlarını hesaplayarak tablo ve grafik şekline getirilmesi için verilmiş tüm bu formüllere dayanarak Excel dosyası oluşturulmuş ve deneylerde kullanmak için TÜMOSAN'a teslim edilmiştir. EK B'de Excel dosyası sayfalarının kopyaları gösterilmiştir.

3.8 Deney Ölçüm Sonuçları Doğrultusunda Motor Karakteristiklerinin Belirlenmesi

Motor-dinamometre test sonuçlarının analizini yapmak ve yapılan geliştirmelerle motor parametrelerinde iyileşme seviyelerini belirlemek için deney ve hesap sonuçlarını kullanarak motor karakteristiklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu karakteristiklerden en önemlileri hıza ve yüke bağlı karakteristiklerdir.

Hıza bağlı karakteristiklerin belrilenmesinde, gaz kolunun sabit konumunda motor devri minimum değerinden maksimum güçteki devirin yaklaşık %10 üzerindeki devire kadar 200–300 d/d adımlarla arttırılır (*n*=1000-2600 d/dak). Gaz kolunun "tam gaz" konumunda çıkarılmış hız karakteristiği ile motorun maksimum performans ve

ekonomik değerleri; motorun maksimum güç, tork ve minimum özgül yakıt tüketimi, belirlenerek motorun teknik özellikleri tablosuna kaydedilir.

EK A – Çizelge A.1'de yer alan hız karakteristiğinin Excel dosyasının "Deney Verileri", EK A - Çizelge A.2'de yer alan hız karakteristiğinin "Hesap Sonuçları", Şekil 3.13'te ise bu sonuçlar doğrultusunda elde edilen motorun hız karakteristiğinin grafikleri (Güç, Tork ve Özgül yakıt tüketiminin motor hızına bağlı olarak değişmesi) gösterilmiştir.

Yüke bağlı karakteristiklerin belirlenmesinde , motorun sabit bir hız rejiminde (genellikle maksimum güç ve moment değerlerindeki hız rejimlerinde: n_N ve n_M d/dak) motorun yükü %0-%100 arasında %10-20 adımlarla değiştirerek artırılır. Bu karakteristiklerle motorun yakıt püskürtme sisteminin optimum ayarları (yakıt pompasının maksimum debisi – "tam gaz" ayarı, yakıt püskürtme avans ayarı vb.), farklı yük rejimlerinde motorun verimli çalışıp çalışmaması ve egzoz gaz emisyon değerlerin seviyesi belirlenir. *97/68/EC Standard* 'ına göre traktör ve diğer yol dışı hareketli araç motorlarının egzoz gaz emisyon karakteristiği "8 nokta" 'da, n_N ve n_M hız rejimlerinde çıkarılmış yük karakteristikleri esasında belirlenir. Örneğin EK A Çizelge A.3 ve EK A Çizelge A.4'te, 3 silindirli TÜMOSAN motorunun "8 nokta" yük-emisyon karakteristiklerini belirlemek için Excel dosyasında yazılmış "Deney Verileri" ve "Hesap Sonuçları" gösterilmiştir.

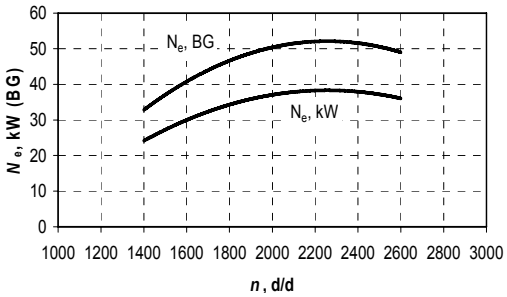
Ar-Ge amaçlı testlere tabii tutulacak motorların, en az 50 saatlik alıştırma testi sonrasında yukarıda belirtilen hız, yük ve 8 nokta karakteristikleri çıkarılır. Geliştirilmiş motorun optimum parametre ve ayarları deneylerle tespit edildikten sonra 200 saatlik ömür testine tabii tutularak motorun dayanıklı olup olmadığı belirlenir. Motorun 50 ve 200 saatlik ömür testi raporu EK-B'de verilmiştir.

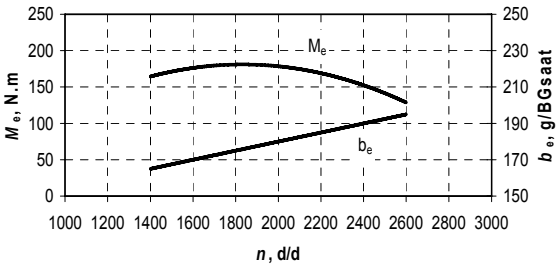
Çizelge 3.1 ve Şekil 3.13'ten görüldüğü gibi, yük-emisyon karakteristikleri n_N*=2500 d/dak* hız rejiminde yükü %100, %75, %50 ve %10 seviyelerinde (4 nokta), n_M*=1500 d/dak* hız rejiminde ise yükü %100, %75 ve %50 seviyelerinde (4+3=7 nokta) belirlenir. 8 nokta verileri motorun boşta (yük=0) ve minimum hız rejiminde (*n=650 d/dak*) çalışması sonucunda elde edilir. Motorun [g/kWsaat] cinsinden toplam emisyon değerleri 8 deney noktasına uygun "WF-ağırlık faktörü" ile belirlenir. EK A Çizelge A.4'te görüleceği üzere, n_N*=2500 d/dak* rejiminde ilk 3

nokta için WF=0,15, %10 yükte ise WF=0,1, n_M=*1500 d/dak* rejiminin tüm noktalarında WF=0,1, *n=650 d/dak* rejiminde ise WF=0,15 değerlerindedir.

Çizelge 3.1 : Üç Silindirli Doğal Emişli Motorun Hız Deney Sonuçları

Motor hızı	Güç, N_e		Moment, M_d		Özgül Yak. Tük.		Emisyonlar					
n	N_e	N_e	M_e	M_e	b_e	b_e	*İs*		NO_x	*CO*	CO_2	*HC*
d/d	kW	BG	N·m	kgf·m	g/kWh	g/BGsaat	k, m^{-1}	Bosch	ppm	ppm	%	ppm
2600	37,6	51,1	138,0	14,1	270	198	1,13		392,0	200,0	6,2	9,0
2500	37,2	50,7	142,3	14,5	255	188	1,00		380,0	300,0	6,3	9,0
2400	37,2	50,6	148,1	15,1	256	188	1,07		396,0	200,0	6,3	10,0
2300	37,0	50,4	153,8	15,7	265	195	1,03		416,0	300,0	6,5	9,0
2200	37,2	50,7	161,8	16,5	247	182	1,52		492,0	300,0	7,4	13,0
2000	36,6	49,7	174,7	17,8	238	175	1,81		480,0	300,0	6,3	8,0
1800	35,2	47,9	186,9	19,1	240	176	1,83		420,0	300,0	5,6	11,0
1600	33,4	45,4	199,1	20,3	240	176	1,86		484,0	200,0	6,2	11,0
1400	21,7	29,5	148,1	15,1	219	161	1,89		628,0	400,0	8,1	9,0





Şekil 3.13 : Üç Silindirli Doğal Emişli Motorun Hız Karakteristikleri

3.9 "Optimum Yanma Kanununu" Belirleyen Teorik Araştırmalar

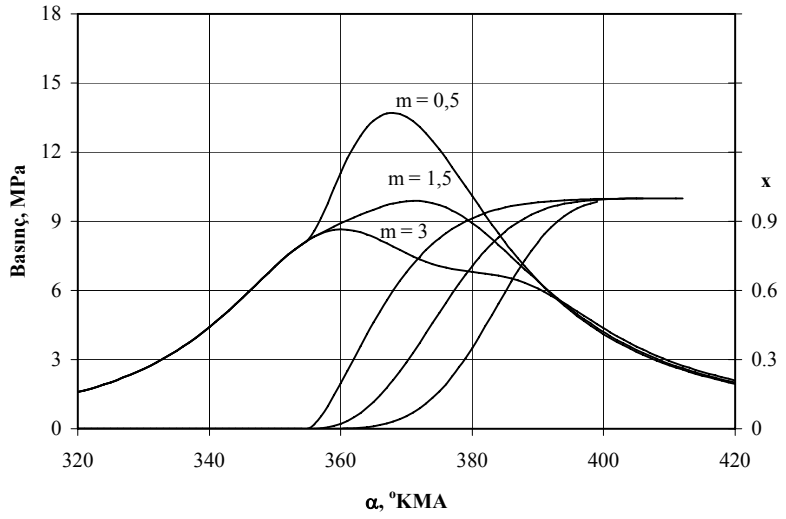
İçten yanmalı motorlar teorisinde belirtildiği gibi dizel motorların verimi ve emisyon değerleri yanma hızına bağlı olarak değişebilir; yanma hızı arttırıldığında bir taraftan motorun yakıt ekonomisi yükselerek is oluşumunu azaltmakta, diğer taraftan ise NO_x emisyonunu arttırmakta ve silindir içi basıncı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

Geliştirilmiş matematik modelden yararlanarak 4-silindirli Stage I TÜMOSAN turbo dizel motorunda (S/D=115/104 mm, sıkıştırma oranı ε=17 ve aşırı doldurmada basınç artış oranı p_k/p_0=1,8) optimum yanma kanunu değerlerini bulmak amacıyla bir dizi hesaplamalar yapılmıştır. Şekil 3.14'te yanma karakterinin üç farklı değerlerinde (m=0,5; 1,5 ve 3,0) yanma süresince yakılan yakıt miktarı ve basınç artışının değişimi gösterilmiştir. Her üç halde püskürtülen yakıtın tutuşması Ü.Ö.N.' dan 5° önce (yakıtın tutuşma avansı $\theta=5^o$ *KMA)*..motorun devir sayı ise maksimum torka

karşı gelen n=1500 dak^{-1} olmuştur. Şekil 3.14'den ve Çizelge 3.2'den görüleceği üzere, yanma karakteri m=0,5' e eşit olan hızlı yanma kanunu kullanıldığında (bu kanun "açık" tipi klasik yanma odasında 6 delikli enjektörden yüksek püskürtme basıncı (>700 bar) kullanıldığında gerçekleşir) motor peformans ve ekonomi göstergesi olan ortalama indike basıncının (p_i=1,3 MPa) ve indike veriminin (η_t=0,52) en yüksek değerlere ulaşır.Ayrıca, NO oluşumu yükselmekte ve motor ömrü düşmekte, gürültü ise artmaktadır. En etkin faktör sayılan maksimum yanma basıncı ve basınç artış gradyanı aşırı ölçüde artmaktadır (p_{max}=13,7 MPa, *dp/dα* 0,66 MPa/^{o}KMA). Düşük hızlı yanma kanunu (m=3) gerçekleştrildiğinde yanma sürecinin başlangıcında az miktarda yakıt yakıldığı için yanma prosesi 360 ^{o}KMA' dan sonra genişleme sürecinde gerçekleşir. Bu yanma karakteri MAN-M-Prosesli motorlarda kullanılmaktadır. Bu halde basınç %40 (p_{max}=8,6 MPa), basınç gradyanı %60 (dp/da=0,28 MPa/^{o}KMA), p_i ise %15 düşmektedirler. Performans ve ekonomi faktörleri söz konusu olmadığı halde NO emisyonu standartların öngördüğü sınır değerleri ancak böyle bir yanma kanunu ile sağlanabilmektedir. Fakat ekonomi faktörü vazgeçilmez olduğundan motorun yanma karakteri m=1,2…1,5 olan optimum yanma kanunuyla çalışabilmesi daha tercih edilen bir alternatifdir. Çizelge 3.2'den görüldüğü gibi, bu halde azot oksit oluşumu NO=750 ppm, maksimum yanma basıncı p_{max}=9,9 MPa, basınç gradyanı ise düşük (dp/dα=0,28 MPa/^{o}KMA) olmasına rağmen, motorun performans ve ekonomi değerleri fazla düşmemiştir (p_i=1,3' e karşın 1,2 MPa, α_i =0,52' ye karşın 0,48 – kötüleşme %8 civarındadır).

Çizelge 3.2 : Farklı Yanma Kanunları Uygulandığında Motor Parametrelerinin Değişimi.

θ ^{0}KMA	m	α_z ^{0}KMA	p_{max}, MPa	*dp/dα* MPa/ ^{o}KMA	p_i, MPa	η_i	NO, ppm
5	0,5	50	13,7	0,66	1,3	0,52	1480
5	1,5	50	9,9	0,28	1,2	0,48	750
5	3,0	50	8,6	0,28	1,1	0,45	508



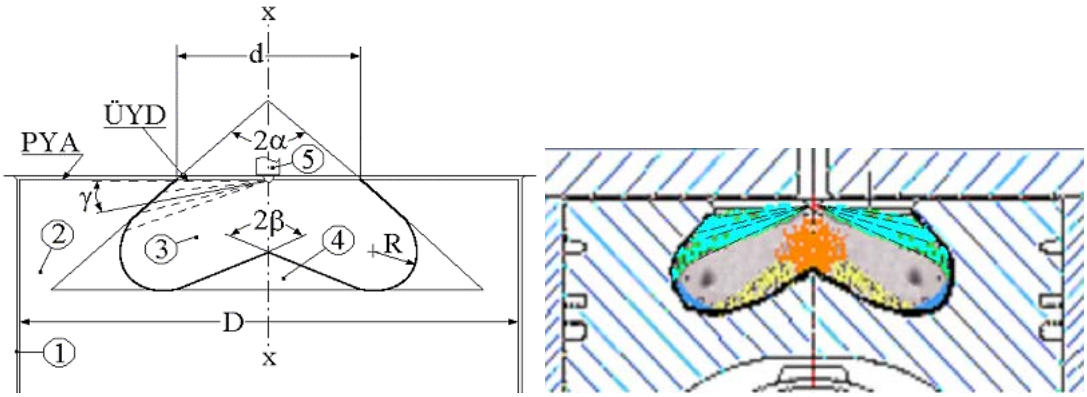
Şekil 3.14 : Motor Farklı Yanma Kanunlarıyla Çalıştığında Yanan Yakıtın Kesri ve Silindir İçi Basıncın Değişim Grafikleri.

Yapılmış teorik incelemeler ve farklı motorlar üzerinde deneysel çalışmalar sonucuna dayanarak İTÜ' de optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen (m=1,2...1,5), sembolik olarak MR-1 diye adlandırılan tek döngülü ve MR-2 diye adlandırılan çift döngülü yeni yanma mekanizmaları ve yanma odası geometrileri geliştirilmiştir (T.C.Patenti (Faydalı Model) No: TR 2004 01674 U, 2005/08/22, T.C. Patenti No: TR 2005 02072 A2, 2500/06/01, T.C. Patenti No: B.14.1.TPE.0.07.01.02-2003/01040, Patent Başvurusu No: B.14.1.TPE.194655, 2007/06769). Aşağıda bu yanma odalarının özellikleri hakkında bilgiler sunulmaktadır.

3.10 Tek Döngülü MR-1 Yanma Odası

MR-1 Yanma Odasının şeması Şekil 3.15'te gösterilmiştir. 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 üç delikli enjektörün (5) yardımıyla düşük basınçta (200-250 bar) yakıt yanma odası oyuğunun (3) duvarlarına doğru püskürtülür. Püskürtülen yakıtın sıvanması için yanma odası duvarının yüzey alanını arttırılır. Duvarların yüksek sıcaklığı sayesinde yakıtın çabuk buharlaşması için yanma odası oyuğunun koni açısı (2α) belli bir değerde tutulmalıdır. Pistonun sıkıştırma zamanında oyuğun içine sıkıştırılan havanın düşey yönündeki baskı hızını ve oyuğun en küçük çapının

(d) silindir çapına (D) oranını optimum sınırlar arasında tutarak nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıtın güvenli olarak duvara sıvanması ve hızla buharlaşması sağlanır. Yakıtın duvara sıvanmasını arttırmak için yanma odası oyuğunun simetri (X-X) ekseni üzerine yerleştirilmiş enjektör (5) deliklerinin yönlendirilme açısı (γ), piston ÜÖN'de olduğu an püskürtülen yakıt demetinin üst dış kenarı (ÜYD) ile pistonun (2) yüzey alanı (PYA) yaklaşık aynı hat üzerinde olmalıdır. Bununla sıcaklığı 300-350 ^{o}C civarında değişen yanma odası duvarlarına sıvanan yakıt, sıkıştırılmış hava sıcaklığından (650-800°C) yaklaşık iki kat düşük sıcaklıkta olan bu ortamda daha hızlı buharlaşabilir. Ayrıca yakıtın buharlaşması düşük sıcaklıkta gerçekleştiği için yakıt buharlarının piroliz işlemine uğraması ve is (C) oluşumu büyük oranda engellenir. Buhar haline gelmiş yakıtı (3) yanma odasının en sıcak bölgesine - merkezine doğru yöneltmek ve çabuk tutuşarak yanmasını sağlamak için açısı (2β) belli bir aralıkta tutulan koni çıkıntısı (4) oyuğun ekseni üzerine yerleştirilir ve oyuğun duvarları ile dibi birbiriyle (motorun sıkıştırma oranına bağlı olarak yanma odası hacminden belirlenen) bir yarıçapla (R) birleştirilir.



Şekil 3.15 : Tek Döngülü MR-1 Yanma Odasının Şeması

Bu nedenle yanma işlemi büyük oranda yanma odası oyuğunun merkezinde oluşur ve alev cephesinin, klasik yanma odalarında olduğu gibi, soğuk cidarlar yakınında sönmesi engellenir. Böylece çok delikli enjektör ve yüksek püskürtme basınçları yerine, üç veya dört delikli enjektör ve düşük püskürtme basıncı (<500 bar) kullanılarak tam yanma sağlanır ve eksik yanma ürünleri olan C, CO ve HC azaltılabilir. Ayrıca, çevrim başına püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı (yaklaşık %80) yanma odası duvarının aracılığıyla buharlaşıp hava ile karıştıktan sonra yakıldığı için yanma sırasındaki basınç artış hızı (aniden yanma) bir ölçüde frenlenir. Böylece hem NO_x emisyonunun artışı 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.

MR-1 yanma odasının "optimum yanma kanunu" gerçekleştirebilme özelliklerini deneysel olarak kanıtlamak için İTÜ "Motorlar ve Taşıtlar Laboratuarındaki" özel bir tek silindirli deney motorunda indikatör diyagramları çıkarılmıştır. Çıkarılan indikatör diyagramları yardımıyla yapılmış olan yanma analizi ile MR-1 yanma odasının, yukarıda teorik olarak iddia edildiği gibi, optimum yanma sürecinin gerçekleştirilebildiği deneysel olarak kanıtlanmıştır. MR-1 yanma mekanizması esasında 3 ve 4 silindirli TÜMOSAN motorları geliştirilerek egzoz gaz emisyon değerlerine göre doğal emişli ve turbo motorlar Stage II standardına, turbo +arasoğutuculu motorları ise Stage IIIA standardına cevap vermektedir. Halihazırda Stage II TÜMOSAN motorlarının seri üretimi gerçekleştirilmektedir.

3.11 İki Döngülü MR-2 Yanma Odası ("MR-Proses")

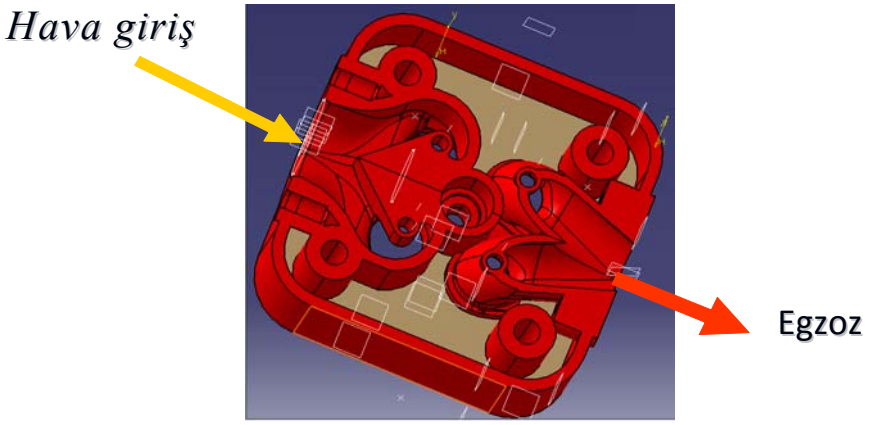
MR-2 odasında yanma sürecinin gelişimi Şekil 3.16'da gösterilmiştir. Bu yöntemin farklı tarafı, motorun yanma odasında yanma sürecinden önce, Ricardo-COMMET yöntemindekine benzer, birbiriyle aynı hızda ve ters yönde dönen çift hava döngüsünün meydana getirilmesidir. İki delikli enjektör ile nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıt, tutuşmadan önce, M.A.N. M-Proses'de olduğu gibi, yanma odasının duvarlarına sıvanmaktadır (bu yönteme, M-Proses ve Ricardo-COMMET yöntemlerindeki var olan benzerlikler olduğu için, sembolik olarak "MR-Proses" adı verilmiştir). Pistonun duvarlarına sıvanan yakıt pistonun sıcaklığıyla hızla buharlaşıp dönmekte olan hava ile karışarak tutuşmaktadır. Yanma işlemi süresince alev cephesinin önünde bulunan yanma ürünleri, oluşmuş olan is ve buharlaşmakta olan bir kısım yakıt hava döngülerinin aracılığıyla yanma odasının sağ ve sol bölgelerinden alınıp merkeze doğru sürüklenmektedir. Bu durumda yanma prosesi odanın merkezinde gerçekleşmekte ve aşırı hızlı yanma olmadan da is oluşumu engellenmektedir. Böylece, direkt püskürtmeli dizellerde olduğu gibi, çok delikli enjektör (6-8 adet) ve yüksek püskürtme basıncı (800-2000 bar) yerine, iki delikli enjektör ve düşük püskürtme basıncıyla (200-400 bar) püskürtülen yakıtın tam yanması sağlanarak eksik.

Şekil 3.16 : İki Döngülü MR-2 Yanma Odasında Gerçekleşen Yakıt Püskürtme ve Yanma Süreçlerinin Şeması

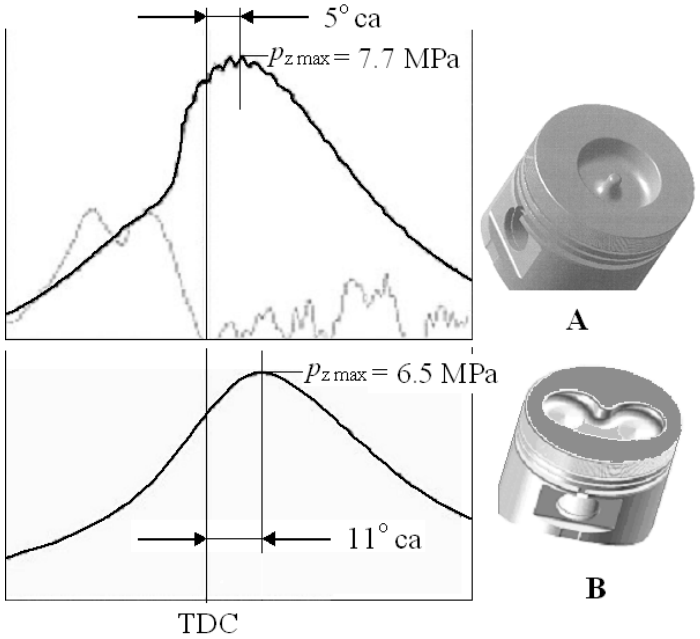
Püskürtülen yakıtın buharlaşması, klasik motorlarda olduğu gibi, yanma odası içinde değil, yanma odası duvarlarında gerçekleştiği için piroliz işlemi (C'nin oluşumu) ve yanma sırasındaki basınç gradyanı azaldığından optimum yanma hızı elde edilmekte ve böylece hem is (duman) ve NO_x hem de gürültü emisyonlarının artışı engellenmektedir. Bu durumda yakıt püskürme avansını optimum sınırlarında tutmak mümkün olduğu için motorun performans ve yakıt ekonomisi de yüksek olmaktadır. Ayrıca söz konusu olan yöntemde M.A.N. M-Proses'e benzer şekilde püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı yanma odası duvarına sıvanmasından dolayı ilk tutuşmada ancak yakıtın geri kalan küçük bir kısmı yer almaktadır. Bu ise kullanılan yakıtın Setan sayısına bağlı olmadığından tutuşma gecikmesini arttırmaz ve motora çok yakıtlılık özelliğini kazandırır.

İki Döngülü Yanma Odası olan motorun geliştirilmesinde hava debisini (volumetrik verimi) arttırmak ve silindirde çift döngü hareketi oluşturmak için Şekil 3.17'deki şemaya uygun silindir başına iki emme ve iki egzoz supap uygulanması öngörülmektedir. Egzoz portlarından farklı olarak, emme portlarının silindire çıkışları, Şekil 3.17'den gözüktüğü gibi, kıvrımlı (helisel) şekle sahiptirler. Bu halde motorun gücünü %20-25'e dek arttırmak mümkündür. Ayrıca bu şemada birbirinden bağımsız iki emme portunun var olması motoru LPG, Doğal Gaz ve Hidrojenle çalıştırmak imkanı sağlanır. Bu durumda motorun bir emme portundan emilecek gaz yakıtının 100%'ü, havanın ise %50'i, diğer emme portundan ise sadece havanın geri kalan %50'si emilecektir. Emme ve sıkıştırma süreçlerinde birbirinin tersine dönen çift döngüler yanma odasının bir bölgesinde zengin gaz-hava karışımı, diğer bölgesinde ise sadece hava yer almasıyla yakıt-hava karışımın kademeleştirilmesi elde edilecektir. Bu durumda yakıt-hava karışımını ateşlemek amacıyla enjektör yerine buji yerleştirerek motorun benzin, LPG, doğal gaz ve H_2 ile yüksek dizel sıkıştırma oranında (ε=17-18) vuruntu yapmadan normal çalışmasını sağlamak mümkündür.

MR-2 yanma odası ile yüksek sıkıştırma oranında motorun vuruntu (detonasyon) yapmadan çalışabilmesinin kanıtı olarak Şekil 3.18'de orijinal dizel yanma odası (A) ve MR-2 yanma odası (B) ile aynı şartlar dahilinde ($n = 3000\ min^{-1}$, $\varepsilon = 17.5$, $\lambda = 1.42$, $\eta_v = 0.9$) çalıştığında silindir içi yanma basıncının krank mili açısına bağlı olarak değişme diyagramı gösterilmiştir. İTÜ'de tek silindirli özel bir deney motoru üzerinde yapılan testlerle elde edilmiş bazı motor parametrelerin karşılaştırılması Çizelge 3.3'de verilmiştir. Şekil 3.18'den görüldüğü gibi, motor dizel yanma odası ile çalıştığında maksimum yanma basıncı p_{zmax}=7,7 MPa ÜÖN' (TDC) dan 5 ^{0}KMA, aynı sıkıştırma oranında ($\varepsilon = 17.5$) MR-2 yanma odası ve standart LPG yakıtı ile çalıştığında ise p_{zmax}=6,5 MPa - 11 ^{0}KMA geçtikten sonra oluşmuştur. Başka bir değişle, MR-2 yanma odası yanma sürecinin optimum hızla gerçekleşmesini hiçbir vuruntu yapmadan (diyagram üzerinde dizelde olduğu gibi dalgalanma görülmemektedir) sağlamıştır. Bundan dolayı yanma basıncının % 15 civarında azalmasına rağmen, Çizelge 3.1'den göründüğü gibi, aynı hava fazlalık katsayısı ($\lambda = 1.42$) ve volumetrik veriminde ($\eta_v = 0.9$) ortalama efektif basınç p_{me} (güç) %12, indike verimi η_i %10, efektif verim η_e %8,4, mekanik verim ise η_m %1,7 civarında artmıştır.



Şekil 3.17 : Silindir Başına Çift Emme ve Egzoz Supapları Olan Motorun Silindir Kapağının Kesiti



Şekil 3.18 : Tek Silindirli Deney Motorunun Orijinal Dizel YO (A) ve MR-2 YO (B) ile Aynı Şartlar Dahilinde (n = 3000 min^{-1}, ε = 17.5, λ = 1.42, η_v = 0.9) Çalıştığında Silindir İçi Yanma Basıncı Diyagramlarının Karşılaştırılması

Bunun yanı sıra azot oksit emisyonu da 2,66 kat azalmıştır (NO_x= 1200'den 450 ppm dek düşmüştür). NO_x'in düşüşü basınç gradyanının düşüşü ile bağlı olduğu için bu durum motor gürültüsünün de azalmasına sebep olmaktadır.Deneyimlerle tespit edilmiştir ki, MR-2 yanma odası motor gürültüsünün 4 dB(A) civarında düşmesini sağlamaktadır.

Çizelge 3.3 : Tek Silindirli Deney Motorunun Orijinal Dizel ve MR-2 Yanma Odaları ile Aynı Şartlar Dahilinde (n = 3000 min^{-1}, ε = 17.5, λ =1.42, η_v = 0.9) Çalıştığında Motor Parametrelerinin Karşılaştırılması.

p_{me}, MPa (+12 %)		η_i (+10 %)		η_e (+8.4 %)		η_m (+1.7 %)		NO_x, ppm (-2.66 kat)		p_{z_max}, MPa (-15 %)	
Diesel	MR-2	Diesel	MR-2	Diesel	MR-2	Diesel	MR-2	Diesel	MR-2	Diesel	MR-2
0.642	0.72	0.399	0.50	0.306	0.39	0.767	0.784	1200	450	7.7	6.5

3.12 TÜMOSAN Turbo Dizel Motorlarında MR-1 Yanma Odasının Uygulanması

Günümüzde traktör motorlarında da, otomobillerde olduğu gibi, turbo şarjlı aşırı doldurma uygulaması yaygınlaşmaktadır. Turbo Şarj uygulaması yanma basıncı ve sıcaklığını aşırı değerlere ulaştırarak hem NO_x emisyonu hem de ömür-dayanaklılık açısından önlenmesi zor olan yeni problemler meydana çıkartmaktadır. Bu bakımdan MR-1 yanma odası ile çalışacak TÜMOSAN turbo dizel motorların gerçek termodinamik çevriminin incelenmesi ve durumun değerlendirilmesi projenin en önemli araştırma konusudur. Bu amaçla MR-1 yanma odası ile optimum yanma sürecinin gerçekleştirilmesi şartlarında (Vibe parametrelerinin m=1,2 ve α_z=50 ^{0}KMA değerlerinde) 4 silindirli TÜMOSAN motorlarının doğal emişli ve turbolu versiyonlarının gerçek çevrimlerinin termodinamik hesapları yapılarak teorik indikatör diyagramları belirlenmiştir. Sonuçların karşılaştırılması için bu motorların hızlı yanma kanununu gerçekleştiren (Vibe parametreleri m=0,5 ve α_z=45^{0}KMA) w tipi standart yanma odası kullanılması hali için de hesaplar yapılmıştır. Hesap sonuçlarının bir kısmı Şekil 3.19 ve Çizelge 3.4'te verilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, standart yanma odası kullanıldığında doğal emişli motorun gücü 75 BG, özgül yakıt tüketimi 166 g/BGsaat, maksimum yanma basıncı 92 bar, gürültü 92,4 dB(A) ve azot oksit emisyonu 1080 ppm olarak bulunmuştur.

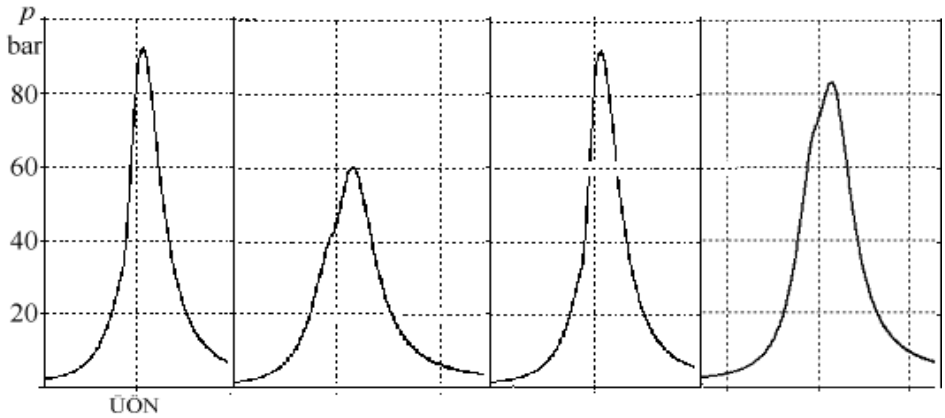
Çizelge 3.4'ten anlaşıldığı üzere motorun yaklaşık aynı güç ve özgül yakıt tüketimi sağlaması şartlarında MR-1 yanma odası optimum yanma hızı gerçekleştirdiği için maksimum yanma basıncını 92'den 60 bar'a (%34), yanma gürültüsünü 92,4'ten 88,5 dB(A)' e (4 dB(A)), NO emisyonunu ise 1080'dan 588 ppm'e (yaklaşık 2 kat) kadar düşürmüştür.

Çizelge 3.4'te 4 silindirli TÜMOSAN dizel motorun turbo versiyonunun MR-1 yanma odası ve farklı sıkıştırma oranlarında (ε=17 ve 16) teorik olarak elde edilebilecek parametreleri ve Şekil 3.19'da ise indikatör diyagramları gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi, turbo şarj uygulaması ile motorun özgül yakıt tüketimini kötüleştirmeden gücünü %30 civarında (75'ten 99-97 BG dek) arttırmak mümkündür. Sıkıştırma oranı ε=17 olduğunda ise yanma basıncını 92'den 88 bar'a (%4,5), ε=16 olduğunda 83 bar'a (%11) düşürmek mümkündür. Gürültüyü ise 92,4'ten 89 dB(A)'e, NO emisyonunu ise 1080'den 774 ve 669 ppm (yaklaşık %50) kadar düşürmek mümkündür. Bu durumda motorun mevcut yapısı ve malzeme

mukavemeti değişmediği halde turbo şarj uygulaması ile güç %30-%35 civarında artmaktadır.

Çizelge 3.4 : TÜMOSAN Dizel Motorlarının Hesap Parametreleri

Parametreler	Doğal emişli Yanma Odası Standart,ε=17	Doğal emişli Yanma Odası MR-1, ε=17	Turbo dizel Yanma Odası MR-1, ε=17	Turbo dizel Yanma Odası MR-1, ε=16
Güç, BG	75	76,5	99,1	97,5
Özgül yakıt	166	169	168	171
Maksimum yanma basıncı, bar	92	60	88	83
Yanma gürültüsü, dB(A)	92,4	88,5	89	89
Azot oksit NO, ppm	1080	588	774	669



Şekil 3.19 : TÜMOSAN Dizel Motorların Hesap Parametreleri ve Teorik İndikatör Diyagramlarının Karşılaştırılması (Tam yük, n=2500 dak^{-1})

3.13 Deneysel Çalışmalar

Yukarıda sözü edilen MR-1 yanma odasına sahip pistonlar ve DELPHI'de üretilmiş delik çapı >0,3 mm, delik sayısı ise 3-5 adet olan özel enjektörler kullanılarak 3 ve 4 silindirli TÜMOSAN motorlarının doğal emişli ve turbo versiyonlarına monte edilerek fabrikanın Ar-Ge laboratuarında İTÜ elemanları ile birlikte bir dizi

ayarlama, performans ve emisyon testleri yapılmıştır. Motorların yeni pistonlarla elde edilen gelişme seviyesini tespit etmek için bu motorların standart yanma odalı pistonları ve delik çapı 0,23 mm, delik sayısı ise 6 adet olan enjektörleri kullanılarak deney numuneleri de testlere tabi tutulmuştur.

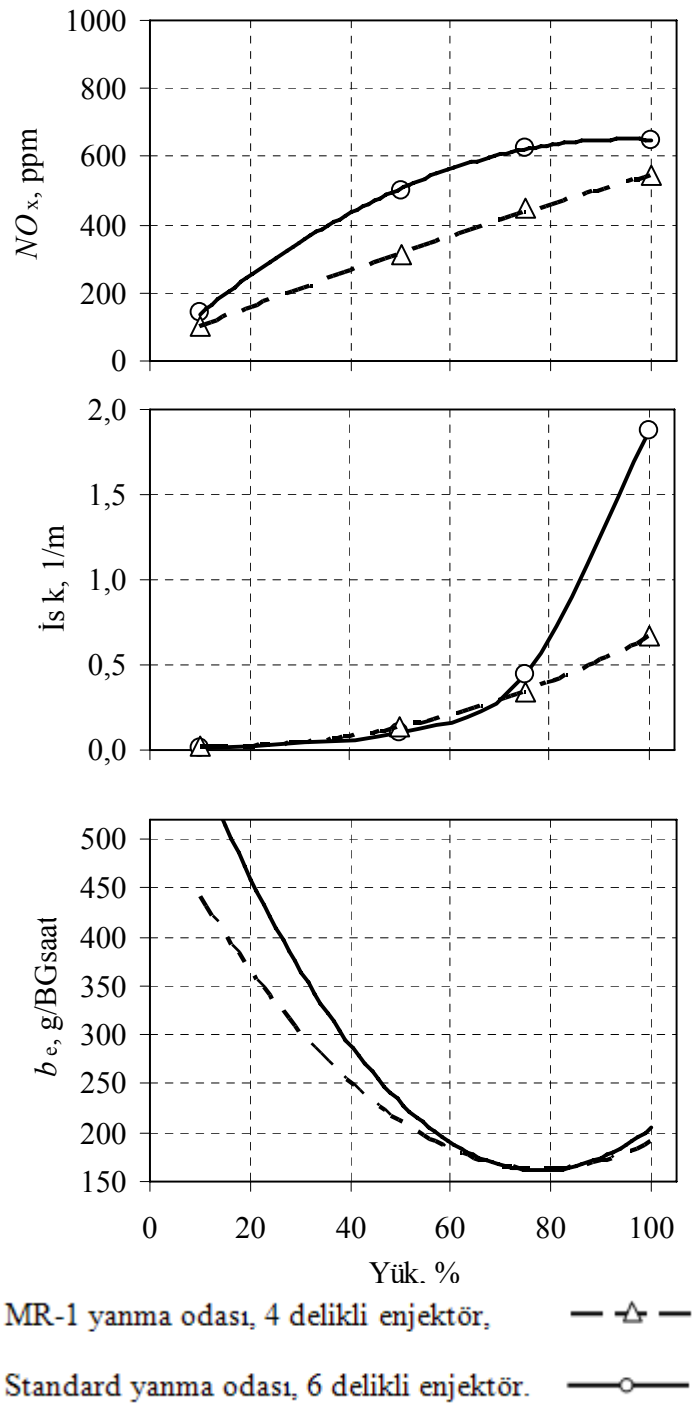
Şekil 3.20'de 4 silindirli doğal emişli motorların standart ve MR-1 yanma odaları ile n=2500 dak^{-1} sabit hız rejiminde çalıştığında özgül yakıt tüketimi (b_e), is (k) ve azot oksitleri (NO_x) emisyonlarının yüke bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Her iki halde çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı ve statik püskürtme avansı 75 BG'e eşit aynı maksimum gücü elde etmek için ayarlanmıştır. Şekilden görüldüğü gibi, bütün yük rejimlerinde, özellikle kısmi yüklerde optimum ve verimli yanma gerçekleştiren MR-1 yanma odası daha düşük yakıt tüketimi sağlamaktadır. Buna rağmen is ve NO_x emisyonları artmamış, hatta düşmüştür.

Çizelge 3.5'te doğal emişli motorların farklı yanma odaları ile çalıştığında 2004/26/EC standardına uygun 8 nokta emisyon test sonuçları verilmiştir. Burada görüldüğü gibi, her iki yanma odası kullanıldığında egzoz gaz emisyon değerleri Stage II standartının limit değerlerinin altında yer almaktadır. Fakat MR-1 yanma odası CO, is ve NO_x emisyonlarının daha fazla düşüşünü sağlaması nedeniyle, Stage IIIA standardını yakalamak için daha üstün imkanların var olduğu da göstermektedir. Bu imkanları gerçekleştirmek için deney motorlarına turbo şarj uygulaması yapılmış, bununla da hem tam yükte daha fakir karışımlar (λ>1,8-2,0) kullanarak yanma zamanı kirletici emisyonları oluşumunun ppm cinsinden bir miktar da azaltılması, hem de özgül gücü arttırarak g/kWh cinsinden egzoz emisyon değerlerinin düşürülmesi mümkün olmuştur.

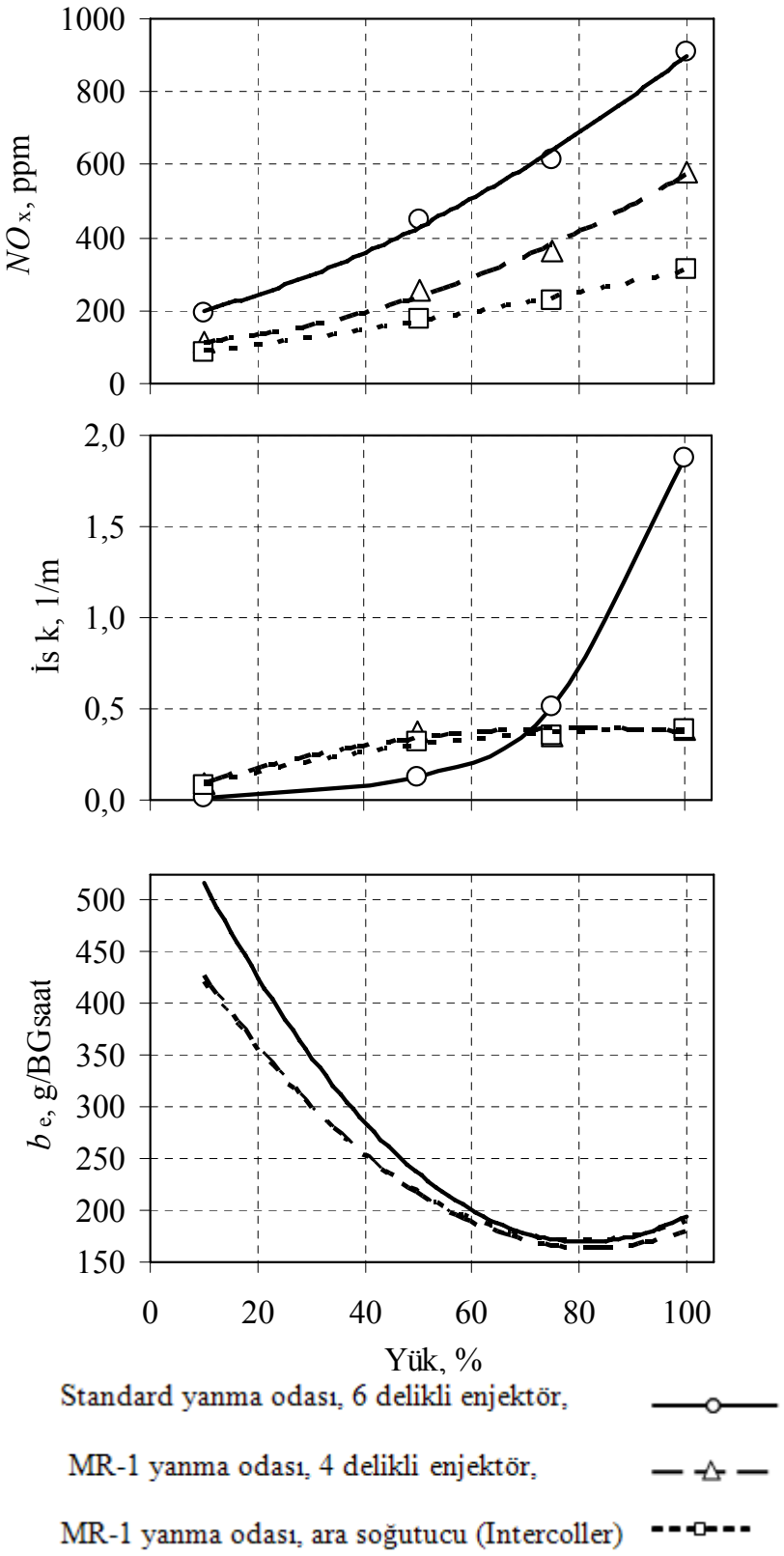
Çizelge 3.5 : TÜMOSAN Doğal Emişli Motorun Emisyon Test Sonuçları

Emisyonlar, g/kWh	CO	HC	NO_x	İs (PM)	Standart seviyesi
Standart YO	4,28	0,26	6,03	0,36	Stage II
Yeni MR-1 YO	3,10	0,93	5,20	0,34	" – "

Şekil 3.20'de turbo şarjlı 4 silindirli TÜMOSAN dizel motorlarının farklı yanma odaları ile n=2500 dak^{-1} sabit hız rejiminde çalıştığında yüke bağlı olarak özgül yakıt tüketimi (b_e), is (k) ve azot oksit (NO_x) emisyonlarının değişimi gösterilmiştir. Her bir motor için gösterilen bu deney sonuçları ön şart olarak basınç artış oranını p_k/p_0=1,8, maksimum gücün ise 90 BG civarında olmasını sağlayacak çevrim başına püskürtülen yakıt miktarını ve püskürtme avansı belli değerlerde tutularak elde edilmiştir. MR-1 yanma odası kullanan turbo motorda kompresör çıkışındaki hava sıcaklığını 50 ^oC ye düşürebilen bir arasoğutucu radyatör (intercooler) kullanılmıştır. Bununla da silindire giren hava yoğunluğunu veya motorun hava debisini arttırarak tam yük rejiminde 90 BG'e eşit maksimum güç daha fakir yakıt-hava karışımı kullanılarak elde edilmiştir. Şekil 3.20'den görüldüğü gibi, turbo şarj uygulanması ile gücün %20 civarında arttırılmasına rağmen (75'e karşı 90 BG), motor MR-1 yanma odası ile çalıştığında NO_x ve is emisyonları artmamış, hatta fakir karışımlar kullanıldığı için bir miktar düşmüştür. Ayrıca Şekil 3.21'den görüldüğü gibi arasoğutucu kullanıldığında hem karışımın fakirleştirilmesi, hem de yanma zamanı yerel sıcaklığın azaltılması NO_x'in daha fazla düşüşüne sebep olmuştur. Ayrıca, hızlı yanma kanununu gerçekleştiren standart yanma odası kullanıldığında motor gücünün artmasıyla yanma basıncının aşırı yükselmesi NO_x'in de %40 civarında artmasına (648'den 908 ppm dek) sebep olmuştur. Ayrıca termodinamik açıdan (veya indike verimi açısından) aşırı hızlı yanma avantajlı olsa da, piston–biyel mekanizması parçalarının aşırı derecede yüklenmesi ile motorun mekanik kayıpları arttığı için özgül yakıt tüketimi (b_e) azalmamış, tam aksine optimum yanma kanununu gerçekleştiren MR-1 yanma odası ile kıyaslandığında daha fazla olmuştur. Böylece turbo şarj uygulaması ile motor performansının yükseltilmesi durumunda verim ve emisyon açısından MR-1 yanma odasının, yukarıdaki teorik araştırmalarda bahsedildiği üzere, avantajlı olması deneysel olarak da kanıtlanmıştır.



Şekil 3.20 : TÜMOSAN 4 Silindirli Doğal Emişli Dizel Motorların Farklı Yanma Odaları Kullanıldığında Yük Karakteristiklerinin Karşılaştırılması



Şekil 3.21 : TÜMOSAN 4 Silindirli Turbo Dizel Motorların Farklı Yanma Odaları Kullanıldığında Yük Karakteristiklerinin Karşılaştırılması.

Çizelge 3.6'da her üç 4 silindirli TÜMOSAN turbo dizel motorların 2004/26/EC standardına uygun 8 mod emisyon test sonuçları verilmiştir. Burada görüldüğü gibi, standart yanma odası ile çalışan motora turbo şarj uygulandığında, NO_x emisyonu arttığı için (6,03'ten 8,10 g/kWh dek) motorun emisyonu Stage I seviyesine düşmüştür. MR-1 yanma odası kullanıldığında ise kirletici emisyonlarda düşüş sağlandığı için Stage II seviyesi korunmuş, hatta arasoğutucu kullanıldığında Stage IIIA seviyesi yakalanmıştır.

Çizelge 3.6 : TÜMOSAN Turbo Dizel Motorun Emisyon Test Sonuçları

Emisyonlar, g/kWh	CO	HC	NO_x	İs (PM)	Standart seviyesi
Standart YO	3,01	0,43	8,10	0,30	Stage I
MR-1 YO	1,30	0,58	5,05	0,29	Stage II
MR-1YO + Arasoğutucu	2,02	0,77	3,79	0,33	Stage IIIA

3.14 MR-1 Yanma Odalı TÜMOSAN Motorlarının Sertifika Emisyon Test Sonuçları

TÜMOSAN Ar-Ge laboratuarında yapılmış olan ayarlama, optimizasyon ve emisyon testlerinin sonuçlarına dayanarak TÜMOSAN motorları ailesinin üç versiyon 4 Silindirli, Çap/Strok=104/115 mm olan iki adet motor hazırlanıp OTAM Emisyon Laboratuarında sertifika testleri yapılmıştır. Fotoğrafları Şekil 3.22 ve 3.23'te verilmiş bu motorların teknik özellikleri aşağıdaki gibidir:

I. Doğal Emişli Ana Motor

1) Azami gücü, BG-dev/dak 75/2500

2) Azami momenti, Nm-dev/dak 265/1500

3) Sıkıştırma oranı 17:1

4) Azami güçte strok başına püskürtülen yakıt miktarı, mm3/strok 57

5) Azami güçte hava fazlalık katsayısı (HFK) 1,40-1,45

6) Azami güçte volumetrik verim >0,80

7) Azami momentte strok başına püskürtülen yakıt miktarı, mm3/strok 65

8) Azami momentte HFK 1,35

9) Minimum özgül yakıt tüketimi, g/BGsaat 178

10) Emisyon standardı Stage II

II. Turbo Dizel Ana Motor

1) Azami gücü, BG-dev/dak 95/2500

2) Azami momenti, Nm-dev/dak 330/1500

3) Sıkıştırma oranı 17:1

4) Azami güçte strok başına püskürtülen yakıt miktarı, mm^3/strok 68

5) Azami güçte hava fazlalık katsayısı (HFK) 1,80

6) Azami güçte volumetrik verim >0,83

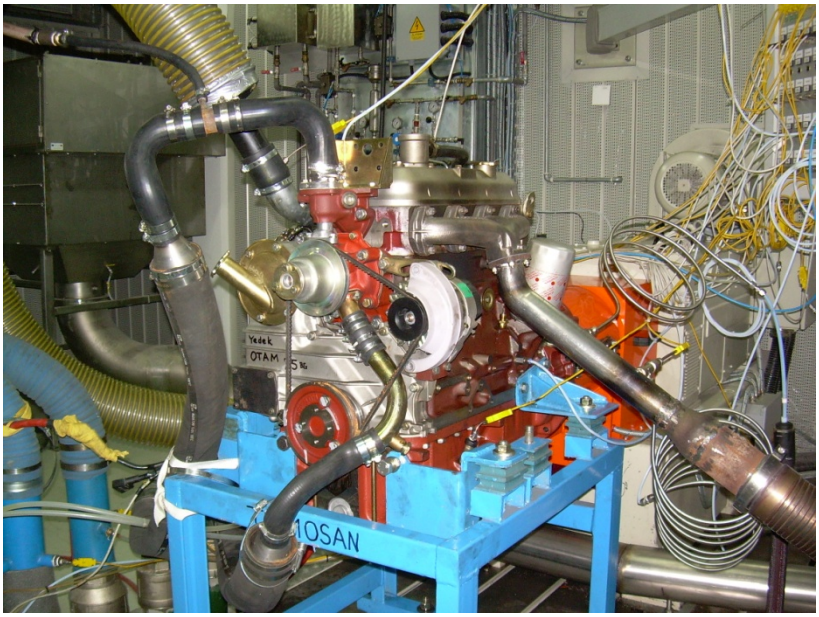
7) Azami momentte strok başına püskürtülen yakıt miktarı, mm^3/strok 79

8) Azami momentte HFK 1,45

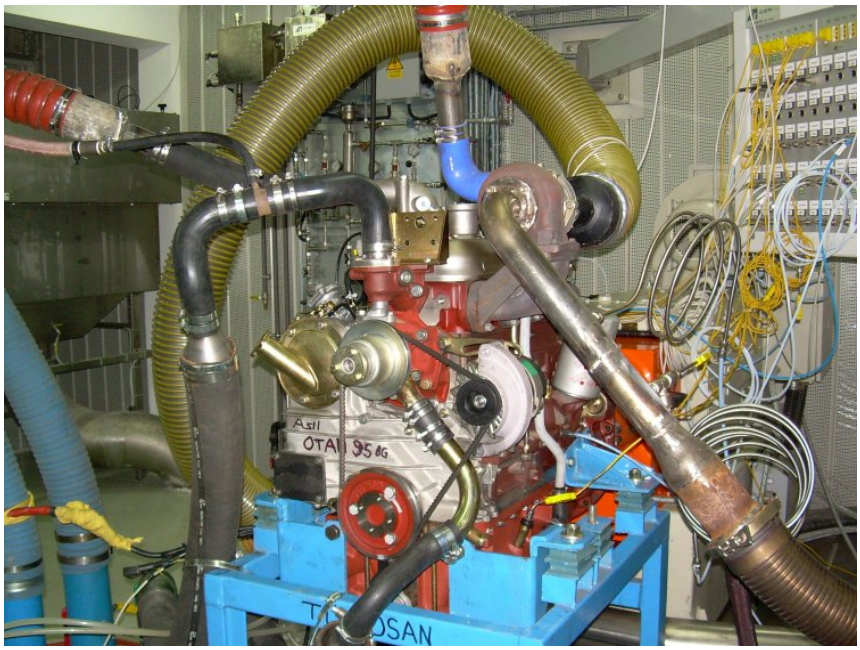
9) Minimum özgül yakıt tüketimi, g/BGsaat 175

10) Emisyon standardı Stage II

Bu motorun OTAM laboratuarı Emisyon test düzeneğine bağlanmış halinde fotoğrafı Şekil 3.23'te gösterilmiştir.



Şekil 3.22 : Doğal Emişli TÜMOSAN Motorunun OTAM Laboratuarındaki Sertifika Emisyon Testleri



Şekil 3.23 : TÜMOSAN Turbo Dizel Motorlarının OTAM Laboratuarında Sertifika Emisyon Testleri

III. Turbo Dizel+Arasoğutuculu Ana Motor

1) Azami gücü, BG-dev/dak	90/2500
2) Azami momenti, Nm-dev/dak	320/1500
3) Sıkıştırma oranı	17:1
4) Azami güçte strok başına püskürtülen yakıt miktarı, mm^3/strok	68
5) Azami güçte hava fazlalık katsayısı (HFK)	2,13
6) Azami güçte volumetrik verim	0,85
7) Azami momentte strok başına püskürtülen yakıt miktarı, mm^3/strok	79
8) Azami momentte HFK	1,55
9) Minimum özgül yakıt tüketimi, g/BGsaat	180
10) Emisyon standardı	Stage III

Bu motorların OTAM' da yapılmış sertifika test sonuçları EK C Çizelge C.1, Çizelge C.2 ve Çizelge C.3'te verilmiştir. Bu verilerden, doğal emişli ve turbo dizel motorların egzoz gaz emisyon değerleri Stage II standardına, turbo dizel+arasoğutuculu motorunki ise Stage IIIA standardına cevap verdiği görülmektedir.

4. MATEMATİK MODEL VE MATLAB ARAYÜZÜ

4.1 Matematik Modelin Özellikleri

İstanbul Teknik Üniversitesi'nde dizel motorlarının performansını, verimliliğini ve emisyon değerlerini hesaplamak için Prof.Dr. R. MEHDİYEV tarafından önerilmiş söz konusu matematik model "Yanma Kanununun" Vibe fonksiyonu, Zeldoviç'in difüzyonlu yanma ve azot oksit oluşumu mekanizmaları, Mehdiyev-Posvyanski'nin yanmış ürünlerin denge konsantrasyonunun hesaplama metodu ve Russell'in yanma zamanı basınç artış gradyanı ile motor gürültüsünün ampirik formülü kullanılarak oluşturulmuştur. Yeni motorların tasarımı ve mevcut motorların geliştirilmesi için yararlı olan bu matematik modelin özellikleri aşağıda belirtilmiştir [9].

4.1.1 Silindir içi parametrelerin hesabı

Silindir içi parametreleri (silindir içi basınç p ve sıcaklık T) hesaplamak için aşağıdaki denklemler kullanılır:

Termodinamiğin 1. Kanunu

$$dU = dQ_H - dQ_W - pdV \tag{4.1}$$

İdeal gaz denklemi

$$p \cdot V = R \cdot M \cdot T \tag{4.2}$$

Piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişimi denklemi:

$$V = F_p \omega \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_s} \right) - \left(\cos\alpha + \frac{1}{\lambda_s} \sqrt{1 - \lambda_s^{\,2} \sin^2 \alpha} \right) \right] \tag{4.3}$$

Bu denklemlerde:

U : Gazların iç enerjisi, $kJ/kg_{yakıt}$; Q_H : Yanma ile açığa çıkan ısı, $kJ/kg_{yakıt}$;

Q_w : Soğutma ile atılan ısı, $kJ/kg_{yakıt}$; $F_p = \pi D^2/4$: Piston alanı, m^2;

$\omega = \pi \cdot n/30$: Krank mili dönme hızı, 1/s (n: dönme sayısı d/d); $\lambda_s = r/l_s$: Biyel eğikliği (krank yarı çapı/biyel boyu); α : krank mili dönme açısıdır, rad.

Yanma ile açığa çıkan ısı

$$dQ_H = \xi_d \cdot \mathrm{H}_u \cdot g_c \cdot dx \qquad \textbf{(4.4)}$$

Burada, ξ_d: yanma ürünlerinin λ_1=1'de ve T_z sıcaklığında disosyasyon kayıp katsayısı; g_c: çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı, kg/çevrim; x: yanan yakıt kesri ("Yanma kanunu"), yanma başlangıcında x=0, yanma sonunda x=1.

Dizel motorlarında x'i basit hesaplama yolu Vibe fonksiyonudur:

$$x = 1 - \exp\left[-6{,}908\left(\frac{\alpha}{\alpha_z}\right)^{m+1}\right] \qquad \textbf{(4.5)}$$

Burada, m - yanma hız değişimini ("yanma karakterini") gösteren Vibe parametresi, α_z - krank mili açısı (^{o}KMA) olarak yanma süresidir.

Püskürtülen yakıt tutuşana kadar belirli bir süre geçmektedir. İndüksiyon periyodu α_i olarak adlandırılan bu parametre Tolstoy formülü ile hesaplanabilir:

$$\alpha_i = 6n\sqrt{\left(\frac{V_o - V_c}{V_s} + \frac{1}{\varepsilon}\right)\frac{T_o}{p_o}} \cdot 10 \cdot \beta * \exp\left[\left(\frac{V_o - V_c}{V_s} + \frac{1}{\varepsilon}\right)^{n_1 - 1} \frac{\mathrm{E}}{R \cdot M \cdot T_o}\right] \qquad \textbf{(4.6)}$$

Burada V_o, V_c ve V_s : sırasıyla, yakıt püskürtme başlangıcında, sıkıştırma sürecinin sonunda ve emme supabının kapandığı anlardaki silindir hacmi, m^3;

ε : Sıkıştırma oranı; p_o,

T_o : Atmosfer basıncı, Pa ve sıcaklığı, K;

E: kullanılan yakıtın aktivasyon enerjisi, J/kmol;

R: evrensel gaz sabiti, J/molK;

n_1=(k-0,02) : politropik üs (k=c_p/c_v); β=(1-1,6 10-4 n)·12·10^{-5} : motorun dönme sayısı n'ye bağlı ampirik bir katsayıdır.

Soğutma sistemine atılan ısı Newton-Rihman formülü ile hesaplanabilir:

$$dQ_w = \alpha_t (T_i - T_w) F_w \frac{d\alpha}{6n} \qquad \textbf{(4.7)}$$

Burada,

α_t : ısı transfer katsayısı, kJ/m^2°C;

$F_w=F_k+F_p+F_s$: ısı transferine maruz toplam yüzey alanı, m^2;

F_k : yanma odasının üst yüzey alanı, m^2;

F_p: pistonun yüzey alanı, m^2;

F_s : silindirin yüzey alanı, m^2;

$T_w = (T_pF_p+T_kF_k+T_sF_s)/F_w$: ısı transferi yapan yüzeylerin ortalama sıcaklığıdır.

Silindir alanının pistonun hareketine bağlı olarak değişimi $F_s=\pi \cdot D^2 \cdot S_x(\alpha)$ formülüyle hesaplanabilir. Fakat Denklem (4.7)'deki ısı transfer katsayısı α_t, piston T_p, kafa T_k ve silindir T_s sıcaklık değerlerini bulmak amacıyla mevcut motorlar üzerinde kolay olmayan deneysel çalışmalar yapılması gerekmektedir. Bu yüzden yeni tasarlanacak dizel motoru için küçük bir hata ile Denklem (4.1)'deki (dQ_w+pdV) parametresini (soğutma sistemine ısı transferi ortamında sıkıştırma ve genişleme süreçlerinin toplam işi) politrop süreçlerin işi gibi aşağıdaki formülle de hesaplamak mümkündür:

dQw+pdV=pjVj[1-(Vj/Vj+1)n-1]/(n-1) **(4.8)**

Burada, n – sıkıştırma (n_1=1,36) ve genişleme (n=1,26) süreçlerinde politrop üssüdür.

Supapların kapalı olması durumunda silindir içindeki ortalama basınç ve sıcaklık hesaplama adımı α≤0,5 ˚KMA alınarak, sayısal yöntemle aşağıdaki formüllerle hesaplanabilir;

$$dT = \frac{dU}{\left({}_m c_v\right)_{t_0}^{t_i} \cdot M} \qquad \textbf{(4.9)}$$

$$p = \frac{R_m MT}{V} \qquad \textbf{(4.10)}$$

Burada, M: iş gazların miktarı, kmol/kg$_{yakıt}$;

$\left({}_m c_v\right)_{t_0}^{t_i}$: iş gazların moleküler özgül ısısı, kJ/kmol˚C.

4.1.2 Azot oksit oluşumu ve Zeldoviç'in difüzyonlu yanma mekanizması kullanılarak hesaplanması

Bugünkü bilgilere dayanarak dizel motorlarında NO_x oluşumunun matematik-fiziksel teorisine tam olarak hakim olunamamaktadır. Bu nedenle NO_x emisyon oluşumuna yol açan faktörleri belirlemek ve emisyonları azaltmaya yönelik yöntemleri bulmak oldukça zordur. Bu zorluğu azaltmak amacıyla aşağıdaki teorik hesaplama yöntemi sunulmaktadır. "Genişletilmiş Zeldoviç Mekanizması" temel alınarak oluşturulan bu teorik çalışmada aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

a) NO'nun iki ana (4.11) ve iki ek (4.12) reaksiyon sonucunda oluştuğu kabul edilir:

$$\begin{aligned} &O + N_2 \underset{k_1'}{\overset{k_1}{\leftrightarrow}} NO + N \\ &N + O_2 \underset{k_2'}{\overset{k_2}{\leftrightarrow}} NO + O \end{aligned} \qquad \textbf{(4.11)}$$

$$\begin{aligned} &N + OH \underset{k_3'}{\overset{k_3}{\leftrightarrow}} NO + H \\ &N_2 + O_2 \underset{k_4'}{\overset{k_4}{\leftrightarrow}} 2NO \end{aligned} \qquad \textbf{(4.12)}$$

b) Bu reaksiyonlar Arhenius tipi reaksiyonlar olup alevin bulunduğu hacimde hidrokarbon yanma reaksiyonları bittikten sonra gerçekleşir.

c) NO miktarı yakıtın kimyasal yapısından bağımsız olup maksimum yanma sıcaklığına, yanma ürünlerinin bileşimine ve soğutulma hızına bağlı olarak değişir.

(4.11) ve (4.12) reaksiyonlarına göre NO'nun krank mili açısı (^{o}KMA) α'ya bağlı olarak değişim hızı aşağıdaki diferansiyel denklemle hesaplanabilir:

$$\frac{dM_{NO}}{d\alpha} = \frac{2(1-\beta^2)}{6n} * \left[\frac{R_1}{\dfrac{\beta \cdot R_1}{(R_2 + R_3)} + 1} + R_4 \right] \frac{10^3 \cdot p}{M_\Sigma R T_z} \quad \text{kmol/}^o\text{KMA} \qquad \textbf{(4.13)}$$

Burada R_1, R_2, R_3 ve R_4 (4.11) ve (4.12) reaksiyonlarının oluşum hızları:

$$\begin{aligned} &R_1 = k_1' \cdot [NO] \cdot [N], R_2 = k_2 \cdot [O_2] \cdot [N], \\ &R_3 = k_3 \cdot [N] \cdot [OH], R_4 = k_4 \cdot [N_2] \cdot [O_2] \end{aligned} \qquad \textbf{(4.14)}$$

β = NO/[NO] gerçek azot oksit miktarının denge miktarına oranı; [NO], [N], [OH], $[N_2]$, $[O_2]$ bileşenlerin denge konsantrasyonları [kmol/$kg_{yakıt}$];

k_1', k_2, k_3 ve k_4 reaksiyonların hız sabitleri, [mol/cm^{3}s]:

$$k_1' = 3{,}1 \cdot 10^3 \cdot \exp(-160/T), k_2 = 6{,}4 \cdot 10^9 \cdot T \cdot \exp(-3125/T),$$
$$k_3 = 4{,}2 \cdot 10^{13}, k_4 = 3{,}2 \cdot 10^{15} \cdot \exp(-18900/T); \quad \textbf{(4.15)}$$

R=8,314 kJ/kmolK evrensel gaz sabiti;

p, T, sırasıyla gaz basıncı, MPa, ve sıcaklığı, K;

M_Σ, yanma ürünlerinin toplam miktarıdır [kmol/kg$_{yakıt}$].

Dizel motorlarda, çevrimin ortalama sıcaklığı ve verilmiş Hava Fazlalık Katsayısı λ'ya göre hesaplama yapıldığında elde edilen yanma ürünleri sıcaklıkları ve NO'nun miktarı gerçek değerinden bir kaç kat daha düşük çıkmaktadır. Bunun nedeni, difüzyonlu heterojen yanma mekanizmasıyla çalışan dizellerde, yanma ürünlerinin yanma odası içinde Hava Fazlalık Katsayısı (HFK)'nın ortalamadan daha küçük olduğu belirli bir kısmında bulunmasıdır. Diğer bir ifade ile yerel yanma ürünleri ve sıcaklıkları ortalama egzoz gazı ürünleri ve sıcaklıklarına göre çok daha farklı olmaktadır.

Y. B. Zeldoviç'in difüzyonlu yanma kurallarını açıklamaya yönelik teorik çalışmaları dizel motorunun yanma odasındaki yerel bileşenlerin ve sıcaklıkların hesaplanmasını mümkün kılmaktadır. Bu çalışmalara göre önceden birbiriyle karıştırılmamış karışımlarda yakıt ile hava yanma zamanı karıştırıldığında yanma sonucu meydana gelen yanma ürünleri ve sıcaklıkları, λ_l=1 (stokiyometrik) homojen karışımın yanması sonucu meydana gelen ürün ve sıcaklıklarla aynı olur. Bilindiği gibi dizellerde yakıt ile havanın karıştırılması ile yanma arasında çok küçük bir zaman farkı vardır ve yanma işlemi difüzyonlu yanma kuralları ile gerçekleşir. Bu nedenle çok fakir (λ ≥1,4) karışımlarda bile yanma yerel olarak yaklaşık λ_l=1 şartlarında gerçekleşir ve yanma ürünleri, NO emisyonu ve sıcaklıkları λ_l=1 şartına göre belirlenebilir. λ >1 olduğunda, stokiyometrik karışımın yanma odasında tuttuğu hacim oranı:

Yanmadan önce $\nu_1 \approx 1/\lambda$,

tanmadan sonra (hacimleri küçük olduğu için artık gazlar ihmal edilir) $\nu_2 \approx \mu\nu 1 = \mu/\lambda$ olur.

Burada $\mu = M_2/M_1$, λ_l=1 ortamındaki moleküler değişim katsayısıdır.

Azerbaycan Teknik Üniversitesi'nde yapılan çeşitli deneyler ve çalışmalar göstermiştir ki, NO oluşumunun başlangıcı olarak hesaplamalarla elde edilen maksimum yanma basıncı p_{max}'ın kabul edilmesi durumunda, hesaplama sonucu bulunan NO değerleri gerçek deney verileriyle büyük oranda örtüşmektedir. Bu durumu şöyle açıklayabiliriz: Birincisi, azotun oksitlenmesi esas yanma reaksiyonları bittikten sonra, yani hızlı yanma periyodundan sonra başlar. Çünkü hidrokarbon bileşenlerinin yanma hızı azotun oksitlenmesinden en az 100 kat daha hızlı olmaktadır. İkincisi, yanma ürünlerinin maksimum sıcaklığı, basıncın maksimuma ulaşmasından sonra, yani yanma basıncına ilaveten yanma ürünlerinin adyabatik olarak sıkıştırılması bittikten sonra oluşur (Mach Etkisi). Bu şartlar çerçevesinde yanmış gazların yerel sıcaklığı T_z'i (Teorik dizel çevriminde λ_1=1 olan karışımın maksimum gaz sıcaklığı) aşağıdaki formül ile hesaplanabilir:

$$\frac{\xi_d \mathrm{H}_u}{\lambda_1 L_0 (1+\gamma_r)} + \left[\left({}_m c_v \right)_{t_0}^{t_c} + 8{,}315\alpha_p \right] (T_c - 273) = \mu \left({}_m c_p \right)_{t_0}^{t} (T_z - 273) \qquad \textbf{(4.16)}$$

Burada

ξ_d: disosyasyon ısı kayıp katsayısı;

L_o: tam yanma için gerekli teorik hava miktarı, kmol/$kg_{yakıt}$;

γ_r: artık gaz katsayısı;

$\alpha_p = p_{max}/p_c$: basınç artış oranı (yanma basıncının sıkıştırma basıncına oranı);

T_c: sıkıştırma sonu sıcaklığı, K;

$\left({}_m c_v \right)_{t_0}^{t_{iC}}$ ve $\left({}_m c_v \right)_{t_0}^{t_Z}$: havanın sabit hacimdeki özgül ısısı ve yanma ürünlerinin (λ_1=1 için) sabit basınçtaki özgül ısısıdır, kJ/kmol °C.

Silindir içindeki basınç maksimum değerine ulaştığı an Denklem (4.16) kullanılarak yerel sıcaklık bulunur ve Denklem (4.13)'ün yardımıyla NO'nun kinetiği de paralel olarak hesaplamaya katılır. Bu diferansiyel denklem 4. dereceden Runge-Kutta metodu kullanılarak çözülür. Bu arada yerel sıcaklığın değişimi adyabatik bağıntıdan hesaplanır:

$$T_z = T_{zo} \left(p / p_{\max} \right)^{\frac{k-1}{k}} \qquad \textbf{(4.17)}$$

Burada k, λ_1=1'de yanma ürünlerinin T_{zo} sıcaklığındaki adyabatik üssüdür.

Yanma odasının tüm hacmindeki NO'nun mol miktarı:

$$M_{NO} = \upsilon_2 \cdot [NO] = \frac{\mu}{\lambda}[NO] \quad \text{kmol/kgyakıt,} \tag{4.18}$$

Ortalama λ>1 şartlarındaki yanma ürünlerine göre konsantrasyonu ise

$$[NO] = \frac{M_{NO}}{M_2} 10^6 \quad \text{ppm'dir.} \tag{4.19}$$

Yakıtın bileşimindeki C, H ve O elementlerinin kütlesel kesirleri belli ise M_2'yi λ'ya bağlı olarak aşağıdaki formülle hesaplayabiliriz

$$M_2 = \frac{\mathrm{C}}{12} + \frac{\mathrm{H}}{2} + 0{,}208 \cdot (\lambda - 1) \cdot L_0 + 0{,}792 \cdot \lambda \cdot L_0 \tag{4.20}$$

4.1.3 Yanmış ürünlerin denge konsantrasyon hesabı

Denklem 4.14'deki [NO], [N], [OH], [N_2], [O_2] bileşenlerinin denge konsantrasyonları ve disosyasyon kayıp katsayısı ξ_d Mehdiyev-Posvyanski metodu ile aşağıdaki gibi hesaplanır.

Deneysel olarak tespit edilmiştir ki, motorun egzoz gazları 20'den fazla gaz bileşeni içermektedir. Fakat bu bileşenlerden sadece 11'i (CO_2, CO, H_2O, H_2, H, O_2, O, OH, N_2, N, NO) hesaba katılır, diğerleri ise miktar itibariyle çok düşük olduklarından dolayı hesaba katılmaz.

Yanma esnasında temel denge reaksiyonları aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned} &CO_2 \leftrightarrow CO + \tfrac{1}{2}O_2 + Q_{CO};\ H_2O \leftrightarrow H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 + Q_{H_2};\\ &H_2O \leftrightarrow OH + \tfrac{1}{2}H_2 + Q_{OH};\ H_2 \leftrightarrow H + H + Q_H;\ O_2 \leftrightarrow O + O + Q_O;\\ &N_2 \leftrightarrow N + N + Q_N;\ N_2 + O_2 \leftrightarrow 2NO + Q_{NO} \end{aligned} \tag{4.21}$$

Burada Q_{CO}, Q_{H2} ...Q_{NO} ilgili reaksiyondaki ısı oluşumudur.

Bileşiklerin denge konsantrasyonlarını hesaplamak için 11 denklemden ibaret bir sistem oluşturmak gerekir. Sistemin denklemleri aşağıdaki gibidir:

a) Bileşiklerin kütle korunumu kanunu denklemleri

CO_2 miktarı için:

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12}(1+\gamma_r); \quad \textbf{(4.22)}$$

H_2O miktarı için:

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12}(1+\gamma_r); \quad \textbf{(4.22)}$$

$$M_{H_2O} + M_{H_2} + \frac{1}{2}M_H + \frac{1}{2}M_{OH} = \frac{H}{2}(1+\gamma_r) \quad \textbf{(4.23)}$$

O_2 miktarı için:

$$M_{CO_2} + M_{O_2} + \frac{1}{2}M_{CO} + \frac{1}{2}M_{H_2O} + \frac{1}{2}M_{OH} + \frac{1}{2}M_O + \frac{1}{2}M_{NO} = \left(\frac{O}{32} + 0{,}21\lambda L_0\right)(1+\gamma_r) \quad \textbf{(4.24)}$$

N_2 miktarı için;

$$M_{N_2} + \tfrac{1}{2}M_{NO} + \tfrac{1}{2}M_N = 0{,}79\lambda \cdot L_0(1+\gamma_r) \quad \textbf{(4.25)}$$

b) Kütle etkisi kanunu denklemleri

$$K_1 = \frac{M_{CO_2}}{M_{CO}\sqrt{M_{O_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{-0,5}; K_2 = \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}\sqrt{M_{O_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{-0,5};$$
$$K_3 = \frac{M_{H_2O}}{M_{OH}\sqrt{M_{H_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{-0,5}; K_4 = \frac{M_H}{\sqrt{M_{H_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{0,5}; \quad \textbf{(4.26)}$$
$$K_5 = \frac{M_O}{\sqrt{M_{O_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{0,5}; K_6 = \frac{M_{NO}}{\sqrt{M_{O_2}M_{N_2}}}; K_7 = \frac{M_N}{\sqrt{M_{N_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{0,5}$$

Burada, C, H, O - sırasıyla karbonun, hidrojen ve oksijenin yakıttaki kütlesel kesirleri;

M_{CO2}, M_{CO}...M_N - ilgili bileşiklerin miktarı;

M_Σ - toplam mol miktarı, kmol/$kg_{yakıt}$;

L_o - birim yakıt kütlesini tam yanması için gerekli teorik hava miktarı, kmol/$kg_{yakıt}$,

λ - hava fazlalık katsayısı,

γ_r – artık gaz katsayısıdır.

Denge reaksiyonların hız katsayıları K_x gaz sıcaklığı T'ye bağlı olarak aşağıdaki formüllerle hesaplanır:

$$
\begin{aligned}
K_1 &= 3{,}4464 \cdot 10^{-7} T^{0{,}6885} \exp(69100/1{,}986T); \\
K_2 &= 24{,}1546 \cdot 10^{-3} T^{-0{,}2421} \exp(59000/1{,}986T); \\
K_3 &= 15{,}0960 \cdot 10^{-4} T^{-0{,}1118} \exp(68920/1{,}986T); \\
K_4 &= 1{,}3172 \cdot 10 T^{0{,}4056} \exp(-52200/1{,}986T); \\
K_5 &= 1{,}5654 \cdot 10^{2} T^{0{,}2126} \exp(-59700/1{,}986T); \\
K_6 &= 6{,}0469 T^{-0{,}0322} \exp(-21790/1{,}986T); \\
K_7 &= 0{,}7977 \cdot 10^{2} T^{0{,}292} \exp(-113500/1{,}986T)
\end{aligned}
\qquad \textbf{(4.26)}
$$

Lineer olmayan denklemlere sahip söz konusu denklem sistemini çözmek ve bileşiklerinin gerçek değerlerini bulmak için bir hesaplama programı oluşturulmuştur.

4.1.4 Gürültü emisyonunun hesabı

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

$$G=87+0{,}85(dp/d\alpha)_{max} \quad dB(A) \qquad \textbf{(4.27)}$$

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.

4.2 TÜMOSAN Stage IIIB Motorunun Tasarımı ile İlgili Teorik Araştırmalar

4.2.1 Teorik araştırmaların amacı

Geliştirilmesi öngörülen TÜMOSAN 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 artırılması (%10 civarında), yakıt tüketiminin <170 g/BGh, NO emisyonunun ise <300 ppm olması hedeflenmiştir. Ön şart olarak motor bloğunun, piston-biyel mekanizmasının mevcut mukavemetini koruyarak yapısal değişiklikler yapılmaması

(malzeme ve konstrüksyon açısından), soğutma 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 soğutma sıcaklığını (T_{in}) optimize ederek yeni motorun istenilen performans ve emisyon değerlerini elde etmektir. Lakin bu halide motor dayanaklılığın en etkin parametresi olan maksimum yanma basıncının Stage II. motorundaki seviyesini (p_z<113) aşmayacaktır. Eğer bu şart korunursa mevcut motorun silindirler bloğu, piston-biyel mekanizması, krank ve kam millerinde, motorun mevcut soğutma ve yağlama sisteminde yapısal değişimlere gerek kalmaz. Böylece yeni motorun sadece silindir kafası ve bu kafaya bağlanan parçaların (enjektörler, supaplar, emme ve egzoz manifoltları vb.) tasarımı ile ilgili bilgilerin elde edilmesinin yeterli olacağı düşünülmüştür.

Söz konusu yeni motorda, yeni nesil dizel motorlarında olduğu gibi, silindir başına 4 supap uygulaması da ön şart olarak kabul edilmiştir. Burada amaç volumetrik verimi arttırmak, MR-2 yanma odasında birbirinin tersine dönen çift türbülanslı hava döngüsü oluşturmak ve yanma odası eksenini silindir ekseni üzerine getirerek yakıt-hava karışımı oluşumu ve yanma süreçlerinin gerçekleşmesi için daha avantajlı ortam yaratmaktır. Hesap ve akışkanlık analizi ile tespit edilmiştir ki, 2 supaplı konstruksyondan 4 supaplıya dönüştükte volumetrik verim η_v= 0,85'den 0,90'a dek artabilir. Bu yüzden aşağılarda incelenen hesap sonuçlarında volumetrik verim η_v =0,90 alınmıştır.

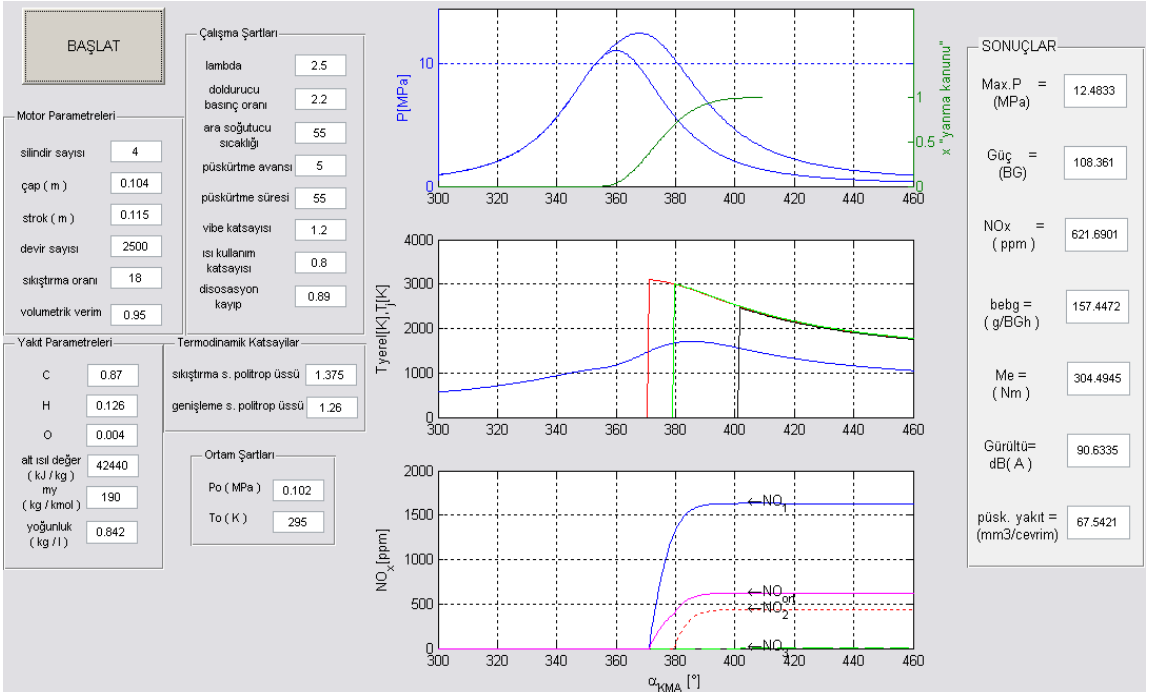
Çizelge 4.1 : TÜMOSAN Stage II ve Stage III 4DT39T Motorunun Teknik Özellikleri

Parametreler		Stage II motorunun Değerleri	Geliştirilmesi öngörülen StageIII motoru 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 sıc. (T_{in})	[^oC]	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 basınçı p_z	[bar]	113	<113
Emisyon seviyesi		Stage II.(Faz II)	Stage III. (Faz III)

4.2.2 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 4.1'de yazılımın ana sayfası gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, ana sayfanın sol tarafındandaki kutucuklarda motor parametreleri (silindir sayısı, çap, strok, devir sayısı, sıkıştırma oranı, volumetrik verim), motorun

çalışma şartları (lambda, doldurucu basınç oranı, ara soğutucu sıcaklığı, püskürtme avansı, püskürtme süresi, vibe katsayısı, ısı kullanım katsayısı, disosasyon kayıp katsayısı), yakıt parametreleri (C, H, O, alt ısıl değer, 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" eksende 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 $\alpha_{KMA}(^o)$ 'a göre çizilmiştir.



Şekil 4.1 : MATLAB Yazılım Programının Ana Sayfası

Oluşturulan matematik modelin doğruluğuna kanıtlamak için Çizelge 4.2'de OTAM labratuvarlarında deneyi gerçekleştirilmiş olan 4DT39T Stage II. motorunun deney verileri ile matematik modelin yardımıyla elde edilen hesap verileri ve deney verilerinden sapma yüzdeleri karşılaştırılmıştır. Çizelge 4.2'den görüldüğü üzere

sapma yüzdeleri oldukça azdır. Bu da oluşturduğumuz matematik modelin doğruluğunu göstermektedir.

Çizelge 4.2 : Deney Verileri ile Matematik Model Verilerinin Karşılaştırılması

	Deney Verileri	Matematik Model Verileri	Deney Verilerinden Sapma Yüzdeleri
Güç N_e[BG]	95,6	98.4	+%2.8
Tork M_e [Nm]	268	276	+%2.9
Özgül Yakıt Tüketimi b_e [g/HPh]	173	168.6	-%2.9
Strok Başına Yakıt ΔV[mm^3/cycle]	67,8	66	-%2.6
NO emisyonu NO [ppm]	417.3	413.7	-%0,8

4.2.3 Stage III motorun teorik incelemelerinin sonuçları

Yapılmış teorik hesaplamalar ve incelemeler esasında proje kapsamında tasarlanması planlanan Stage III motorun bulunan ve istenen parametrelerin karşılaştırılması Çizelge 4.3'te 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 sağlanmıştır.

Çizelge 4.3 : Tasarlanması Planlanan Stage III Motorun Teorik Olarak Bulunan ve İstenen 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 sıcaklıklığı (T_{in})	[^oC]	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

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 performansa,

verime, dayanıklılığa sahip olan ve Stage III emisyon standardına cevap veren yeni bir motor geliştirmek mümkündür.

5. SİLİNDİR KAFASININ TASARIMI VE DİĞER SİSTEMLERİN SEÇİMİ

5.1 Silindir Kafasının Tasarımı

5.1.1 Hesaplanan parametreler

5.1.1.1 Emme Süreci Gaz Parametrelerinin Hesaplanması

Emme sonu basıncı;

$$P_a = P_k - \Delta p_a \tag{5.1}$$

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi) \cdot \omega^2 \cdot \rho_k}{2 \cdot 10^6} \tag{5.2}$$

Doldurucu sonrası hava yoğunluğu (turboşarjın sıkıştırma politropik üssü n_k=1.7 kabul edildi.);

$$\rho_k = \frac{P_k \cdot 10^6}{287 \cdot T_k^{'}} \tag{5.3}$$

$$T_k = T_o \cdot \left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\left(\frac{n_k - 1}{n_k} \right)} \tag{5.4}$$

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

$$\rho_k = \frac{0.18 \cdot 10^6}{287 \cdot 375.78}$$

$$\rho_k = 1.67 kg / m^3$$

Emme portu direnç ve hız katsayıları $\beta^2+\xi$=3,45 (emme supabında ortalama hız ω=83 m/s değerlerine göre);

$$P_a = 0.18 - \frac{3,45 \cdot 83^2 \cdot 1,67}{2 \cdot 10^6} = 0,16 MPa$$ olarak bulunur.

Emme sonu iş gazı sıcaklığı ise;

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad \textbf{(5.5)}$$

Burada ΔT taze dolgunun emme süresince motorun sıcak çeperlerinden aldığı ek ısıdan kaynaklanan sıcaklık artışıdır. Dizel motorlar için bu değer aşırı doldurma olduğunda $\Delta T = (-5)...10^0 K$ aralığındadır. Burada $\Delta T = 10^0 K$ olarak kabul edilmiştir.

Artık gaz katsayısı;

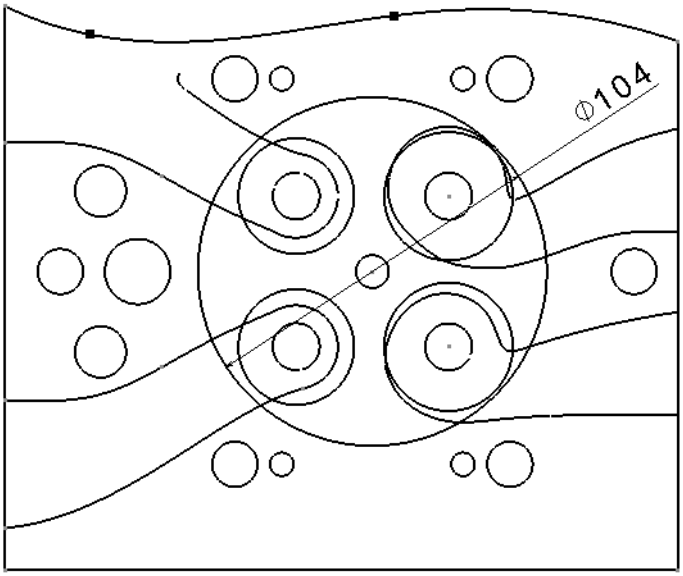
$$\gamma_r = \frac{P_r (T_0 + \Delta T)}{T_r (\varepsilon P_a - P_r)} \quad \textbf{(5.6)}$$

$$\gamma_r = \frac{(0.174)(295 + 10)}{744.92 \cdot [(17)(0.16) - 0.174)]} = 0.029 \quad \textbf{(5.7)}$$

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

5.1.1.2 Silindir kafasında çift emme ve egzoz portlarının yerleştirilmesi

Şekil 5.1' de gösterildiği gibi, MR-1 yanma mekanizmasını söz konusu motorda gerçekleştirmek için silindir kafasında aynı giriş alanına sahip çatal şekilli, aynı yöne bakan çift helisel emme portu uygulamak gerekmektedir. Bu portların aynı yönde olması silindire girişindeki hava döngülerini tek bir döngüye dönüştürür. MR-2 yanma mekanizmasında ise birbirinin tersine yerleştirilmiş çift helisel emme portu uygulamak gerekmektedir. Bu portların ters yönde olması silindir girişindeki hava döngülerini ters yönlü aynı hızlı iki döngüye dönüştürür.



Şekil 5.1 : Emme ve Egzoz Kanallarının Silindir Kafasına Şematik Yerleşimi

Spiral tasarıma sahip helisel emme portları bazı direkt püskürtmeli içten yanmalı dizel motorlarında olduğu gibi orijinal TÜMOSAN 4DT39T motorunda da kullanılmaktadır. Bu tür emme kanalları ile silindir içine giren havanın oldukça kuvvetli bir girdap şeklinde yanma odasına beslenmesi ve hava ile yakıtın burada karışması sağlanır. Helisel emme portları genelde düz bir kanal şeklinde başlar, daha sonra girdap oluşturan spiral bir kanalla devam eder ve yanma odasında son bulan silindirik bir boğaz ile biter. İçeri emilen hava öncelikle düz kanalda yoluna devam eder, daha sonra emilen hava spiral bölgeye iletilir ve havaya girdap hareketi bu bölgede verilmiş olur, en sonunda ise hava silindirik boğazdan geçerek silindire veya yanma odasına iletilmiş olur. Helisel emme portunun sahip olduğu spiral bölge uygun şekilde tasarlanarak; emilen havaya istenen girdap hareketi akışın verimliliği bozulmadan verilebilir. Bu tür emme portunda emme kanalının spiral bölgesi, emme supabına destek olan emme kaydına sarılır ve teğetsel olarak spiral bölgenin altına doğru bir silindirik boğaz oluşur. Bu konudaki çalışmalarımızın amacı çift helisel emme portunu, akış verimliliğini veya volumetrik verimi düşürmeden silindirde çift ve tek girdaplı akış oluşturacak şekilde tasarlamaktır.

Egzoz sürecinde silindir içindeki artık gazları daha iyi süpürmek ve enjektör memesinin yanma odası merkezinde yer alabilmesi için egzoz supap sayısını da iki adet olarak seçmek şarttır. Egzoz portlarının gaz akışına karşı mümkün olduğu kadar az direnç yapması için, klasik uygulamalarda olduğu gibi, silindirik profile sahip olması istenilmektedir. Aynı çıkış alanına sahip çatal şekilli çift egzoz portu emme

portuyla, Şekil 5.1'de gösterildiği gibi, aynı simetri ekseni üzerinde yer alması gerekmektedir. Emme ve egzoz portlarının bu şekilde tasarlanması ile hem yanma sürecinin istenilen hava ortamında gerçekleşebilmesi, hem de supap sayısının artması sebebiyle motorun volumetrik veriminin artırılması öngörülmektedir. Sonuç olarak, yanma sürecinin bir taraftan duman üretmeden tam olarak gerçekleşebilmesi, diğer taraftan ise silindir içindeki egzoz gazlarının süpürülmesi ve daha fazla hava emilmesiyle motorun performans ve emisyon kalitesinin yüksek seviyeye ulaştırılması hedeflenmiştir.

5.1.1.3 Çift emme supaplı motorun volümetrik veriminin analitik hesabı

Söz konusu motorun geliştirilmiş silindir kafasında iki emme supabı yer aldığı için çift emme portunun toplam kesit alanı artarak hava dolgusunun silindire geçiş hızını azaltacaktır. Bu ise havanın akış direncini düşürerek silindirde basınç kaybını azaltacak ve böylece motorun volümetrik verimini arttıracaktır.

Yaptığımız tasarım çalışmalarında mevcut motorda kullanılan *45 mm* çaplı tek emme supabı kaldırılmış, yerine iki adet, maksimum çapta seçilmiş *39,3 mm*'lik emme supapları yerleştirilmiştir. Yanma odasına giriş bölümünde orijinal portun boğaz çapı $d_{b_eski}=37\ mm$' dir. Benzer şekilde yeni tasarlanan 4 supaplı motorda kullanılacak olan *39,3 mm* çaplı supaplar için bu değer $d_{b_yeni}=30\ mm$ olmuştur. Buradan emme portunun silindire giriş bölümünde kesit alanları;

$F_{b_eski} = \pi(d_{eski})^2/4 = 1{,}07*10^{-3}\ m^2$ ve $F_{b_yeni} = \pi(d_{yeni})^2/4 = 0{,}75*10^{-3}\ m^2$

Supapların tam açık olduğu durumda oluşan konik açıklığın alanı

$$F_s = F_b/1{,}1 \qquad \textbf{(5.8)}$$

bağıntısından hesaplanır;

$F_{s_eski} = F_{b_eski}/1{,}1 = 0{,}97*10^{-3}\ m^2$

$F_{s_yeni} = F_{b_yeni}/1{,}1 = 0{,}68*10^{-3}\ m^2$.

Pistonun ortalama hızı v_p belli olduğunda hava dolgusunun silindire ortalama giriş hızı aşağıdaki ifade ile hesaplanabilir ;

$$v_d = v_p\ F_p/i_s\ F_s \qquad \textbf{(5.9)}$$

Burada i_s, emme supap sayısı ve $F_p = \pi D^2/4 = 8{,}49*10^{-3}\ m^2$, çapı $D=104\ mm$ olan silindirin kesit alanıdır.

Motor devir sayısı $n=2500\ d/dak$, piston stroku ise $S=115\ mm$ olduğunda, $v_p = nS/30$ *ifadesinden 9,58 m/s* olarak bulunur. Tek emme supaplı orijinal motorda hava dolgusunun silindire ortalama giriş hızı $v_{d_eski}=83{,}28\ m/s$, çift supaplı motorda ise $v_{d_yeni}=63{,}34\ m/s$ olarak bulunur. Burada görüldüğü gibi, çift emme supaplı motorda toplam hava geçişi kesit alanı arttığından dolayı dolgunun silindire giriş hızı *83,28'* dan *63,34 m/s'* e %24 azalarak düşmüştür.

Motorun emme sürecinde v_{emme} ortalama hızı ile silindire giren hava dolgusu akışı sıkıştırılamaz olarak kabul edilir ve daimi akış halindeki Bernoulli denkleminden emme sürecindeki basınç kaybı aşağıdaki formül ile hesaplanabilir ;

$$\Delta p = 0{,}5\ (\beta^2+\xi_{emme})\ v_{emme}^{2} \cdot \rho_o, \qquad \textbf{(5.10)}$$

Burada, $(\beta^2+\xi_{emme})=3{,}0\ -4{,}0$ değerlerinde olup, akış hızı ve direnci ile ilgili boyutsuz katsayılarıdır; ρ_o havanın yoğunluğudur. Buna göre basınç kaybı $(\beta^2+\xi_{emme})=3{,}45$ *ve* $\rho_{k_eski} = 1{,}76\ kg/m^3$, $\rho_{k_eski} = 2{,}30\ kg/m^3$ *alınarak* aşağıdaki değerlerde bulunur;

2 supaplı motor için

$\Delta p_{eski} = 0{,}5*3{,}45\ (83{,}28)^2\ 1{,}76*\ 10^{-6} = 0{,}0211\ MPa,$

4 supaplı motor için

$\Delta p_{yeni} = 0{,}5*3{,}45\ (63{,}34)^2\ 2{,}30*\ 10^{-6} = 0{,}0159\ MPa,$

Emme süreci sonu silindirde oluşan hava basıncı $p_a = p_k - \Delta p$ ifadesinden aşağıdaki değerlerde bulunur;

$p_{a_eski} = 0{,}18 - 0{,}0211 = 0{,}1459\ MPa$

$p_{a_yeni} = 0{,}22 - 0{,}0140 = 0{,}2040\ MPa$

Emme süreci sonu basınç belli ise volumetrik verim aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$\eta_v = T_k\ (\tilde{\varepsilon} p_a - p_r)/(T_k + \Delta T)(\varepsilon - 1) \cdot p_k\ . \qquad \textbf{(5.11)}$$

Burada,

p_k , T_k *sırasıyla* atmosfer basıncı ve sıcaklığı,

ε sıkıştırma oranı,

p_r egzoz sonu artık gaz basıncı,

ΔT hava dolgusunun motor cidarları ısısından oluşan sıcaklık artışıdır.

Söz konusu motor için bu parametrelerin değerleri olan p_{k_eski}= *0,18 MPa,* p_{k_yeni}= *0,22 MPa,* T_{k_eski}= *384 K,* T_{k_yeni}= *328 K,* ε_{eski}=*17,* ε_{yeni}=*18,* ΔT=*10 K ve* p_r=*0,174 MPa* kullanılarak velumetrik verim için aşağıdaki değerler bulunur:

η_{v_eski} =384(17*0,1459 – 0,174)/(384+ 10)(17 – 1)*0,18= 0,84

η_{v_yeni} =328(17*0,2040 – 0,174)/(328+ 10)(18 – 1)*0,22= 0,90

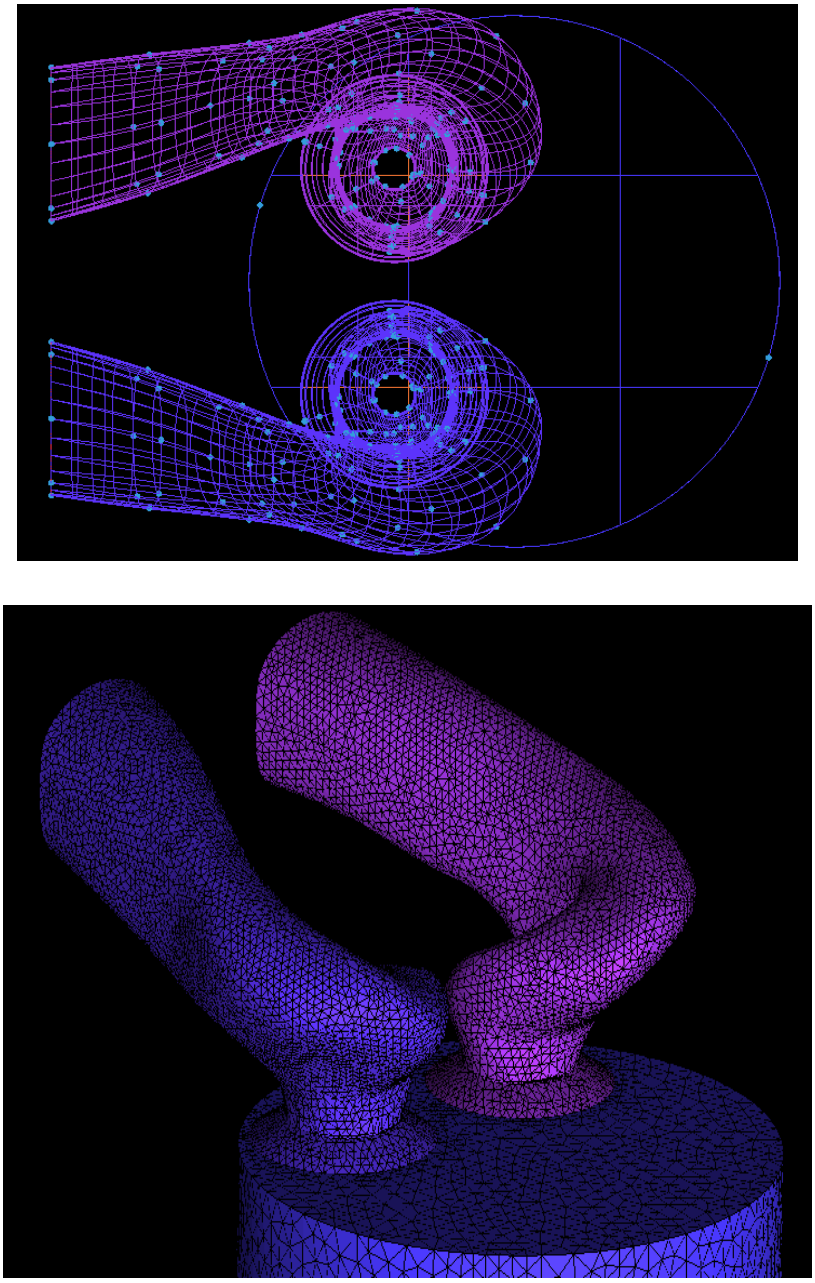
Görüldüğü gibi, çift emme supabı kullanıldığında volumetrik verim %6 artarak η_v=*0,84'* den *0,90'* e ulaşmıştır. Bu durumun motor performansına etkisini incelemek amacıyla tarafımızdan gerçek çevrimin termodinamik hesabı yapılmıştır. Hesap sonuçlarına göre sadece volumetrik verimin %6 civarında artışı ile motor gücünün P_e=*95,6*' ten *107 BG'e* dek yükselmesi (%12 artma) , özgül yakıt tüketiminin ise b_e = *173'* ten *164 g/BGsaat* dek azalması (%6 azalma) beklenmektedir.

5.1.1.4 Çift emme portundaki akışın sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) yöntemi ile incelenmesi

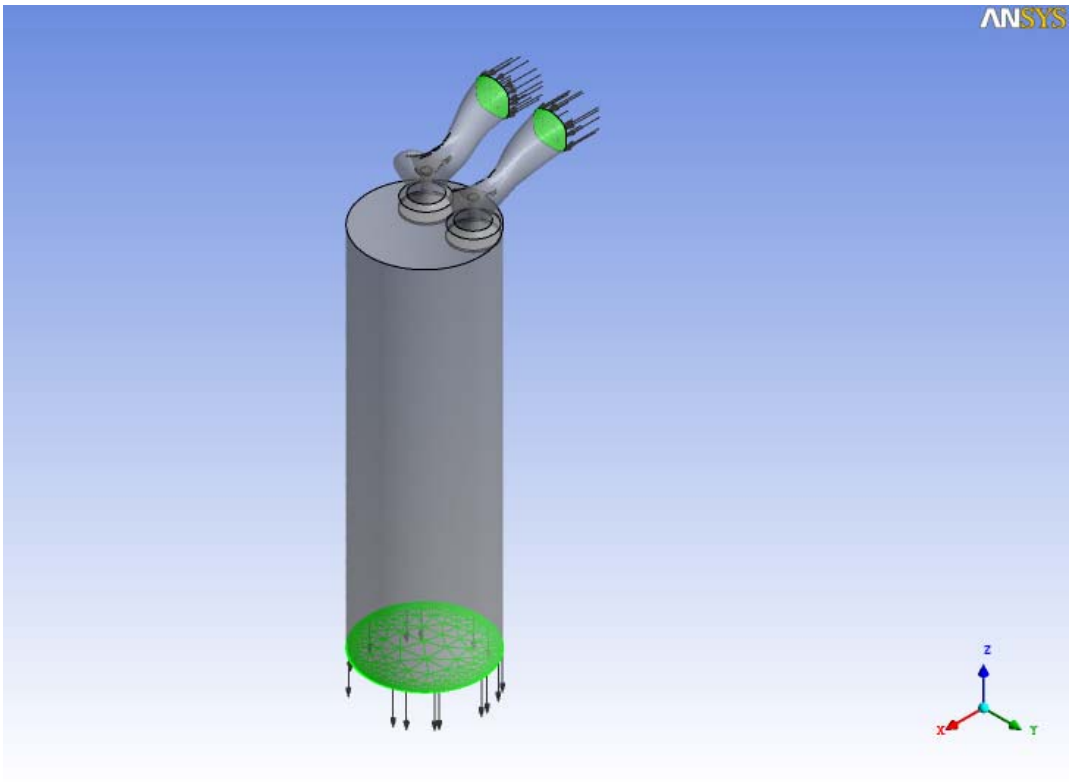
Dört supaplı tek döngülü ve çift döngülü motorun volumetrik veriminin yukarıdaki daimi ve sıkıştırılamaz akış yaklaşımı ile yapılan analitik hesabından görüldüğü gibi, iki emme supabı uygulamasında volumetrik verim artışının esas nedeni silindire giren hava kesit alanının artmasından dolayı hava dolgusunun silindire giriş hızının v_d= *83,28'* dan *63,34 m/s*' e azalmasıdır. Burada eski ve yeni emme portlarının akış direnci ve hız katsayılarının aynı yani (β^2+ξ_{emme}) =*3,45* olduğu varsayılmıştır. Emme portu silindire giriş ağzındaki bu hız değerinin (v_d = *63,34 m/s*) emme maçasının tasarımında da yakalanması amacıyla Ansys CFX programından faydalanarak emme kanalı geometrisi oluşturulmuştur. Emme portunun analitik değerlere yakınsayan son geometrisinin analizleri aşağıda ayrıntılı şekilde incelenmiştir.

Ansys CFX programı kullanıldığında, sınır şartları 4 supaplı motorun gerçek çevriminin termodinamik hesap sonuçları esas alınarak, emme portu girişindeki basınç sırasıyla 2,2 bar (222915 Pa), emme portu çıkışındaki (diğer bir deyişle silindir girişindeki) basınç 2,04 bar (217038 Pa) değerlerinde kabul edilmiştir. Port içi pürüzlülüğü, kum maça döküm pürüzlülüğünü temsilen 50 µm alınmış ve çeperler adyabatik kabul edilmiştir. Hesaplamalarda *k-epsilon* türbülans modeli

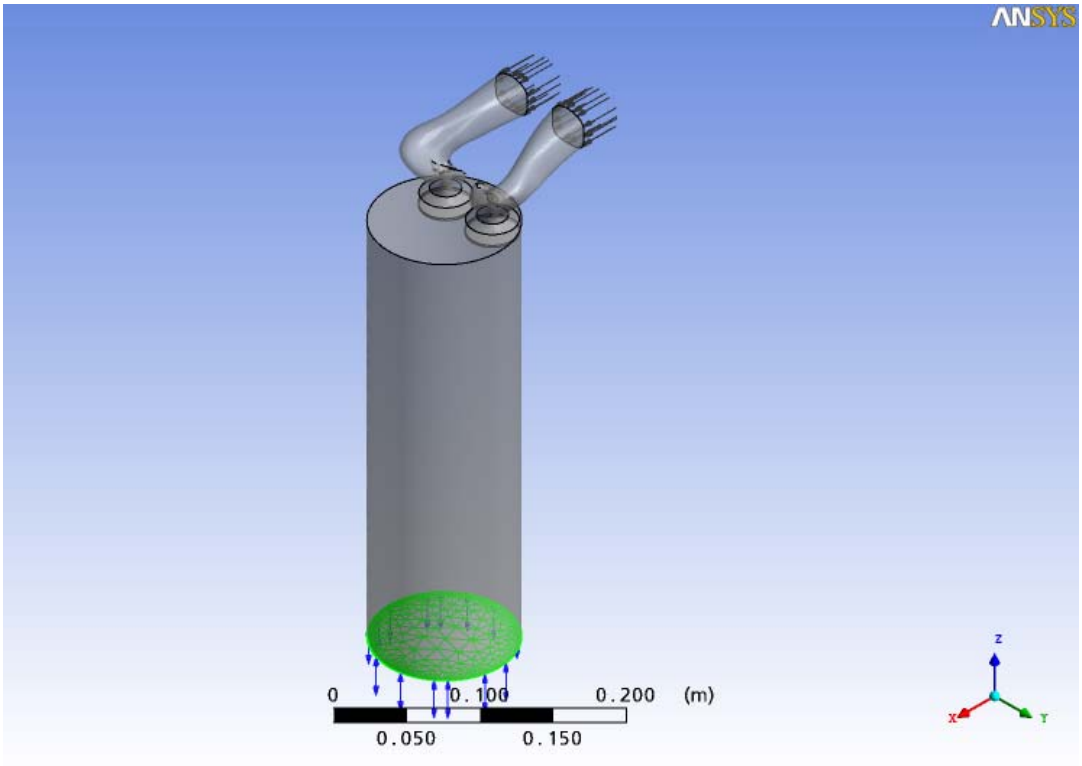
kullanılmıştır. Ansys ICEM CFD programında çift döngülü kanallar için oluşturulan ağ yapısı Şekil 5.2 te, ANSYS CFX programında oluşturulan tek döngülü ve çift döngülü kanallar için sınır şartları Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te gösterilmektedir.



Şekil 5.2 : Çift Döngülü Emme Kanalları İçin Oluşturulan Ağ Yapısı



Şekil 5.3 : Tek Döngülü Emme Kanalı İçin Akışın Sınır Şartları

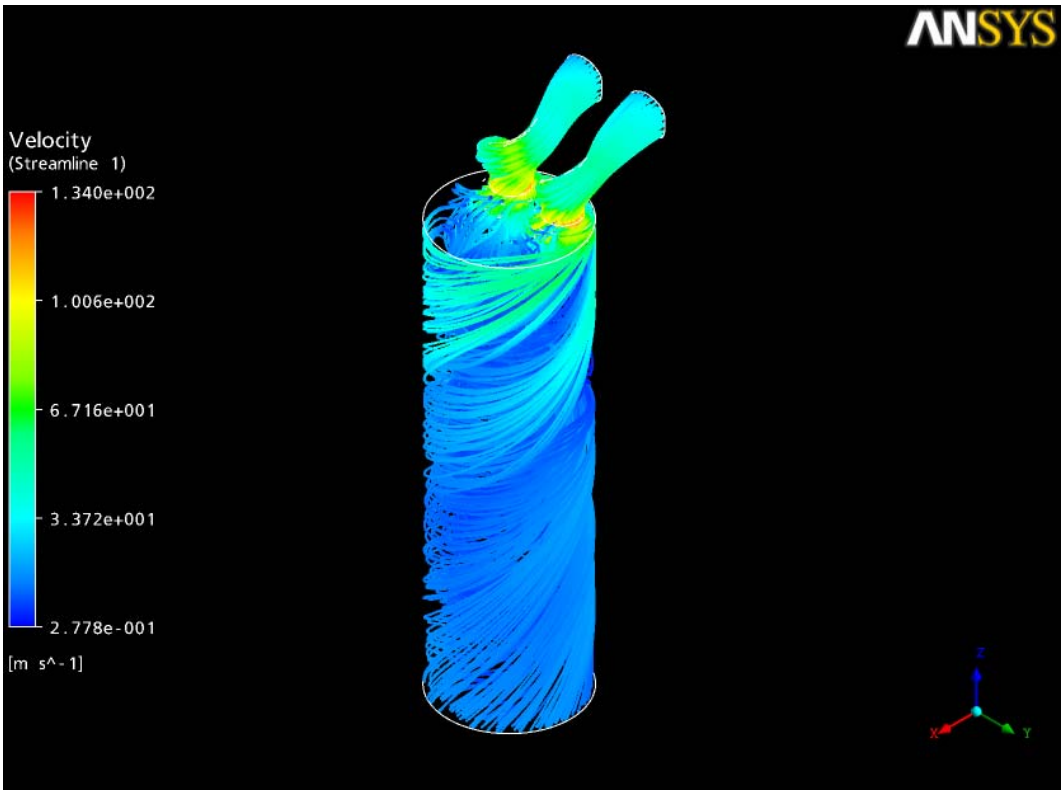


Şekil 5.4 : Çift döngülü emme kanalı için akışın sınır şartları

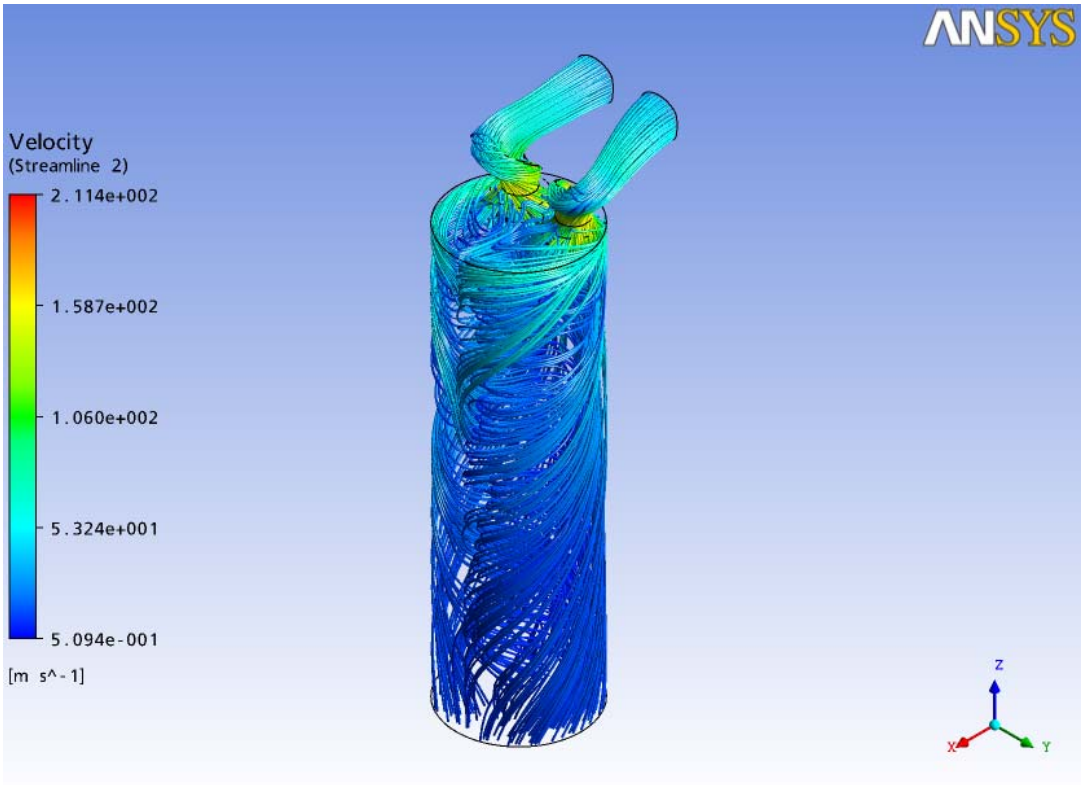
Iterasyon denklemlerinin artanlarının ortalama kareler miktarı 1e-6 olacak şekilde seçilmiştir ve 100 iterasyonda yakınsama elde edilmiştir. Sonuçlar Çizelge 5.1 ve Şekil 5.5 ve 5.6 'da verilmiştir.

Çizelge 5.1 : Emme Kanalları Giriş ve Çıkışında Akış Hızları

Tek döngülü emme portu çıkışında akışın ortalama hızı	Tek döngülü emme portu çıkışında akışın maksimum hızı
64,56 [m/s]	103,382 [m/s]
Tek döngülü emme portu girişinde akışın ortalama hızı	Tek döngülü emme portu girişinde akışın maksimum hızı
30,82 [m/s]	47,52 [m/s]
Çift döngülü emme portu çıkışında akışın ortalama hızı	Çift döngülü emme portu çıkışında akışın maksimum hızı
65,78 [m/s]	117,752 [m/s]
Çift döngülü emme portu girişinde akışın ortalama hızı	Çift döngülü emme portu girişinde akışın maksimum hızı
42,53 [m/s]	70,86 [m/s]

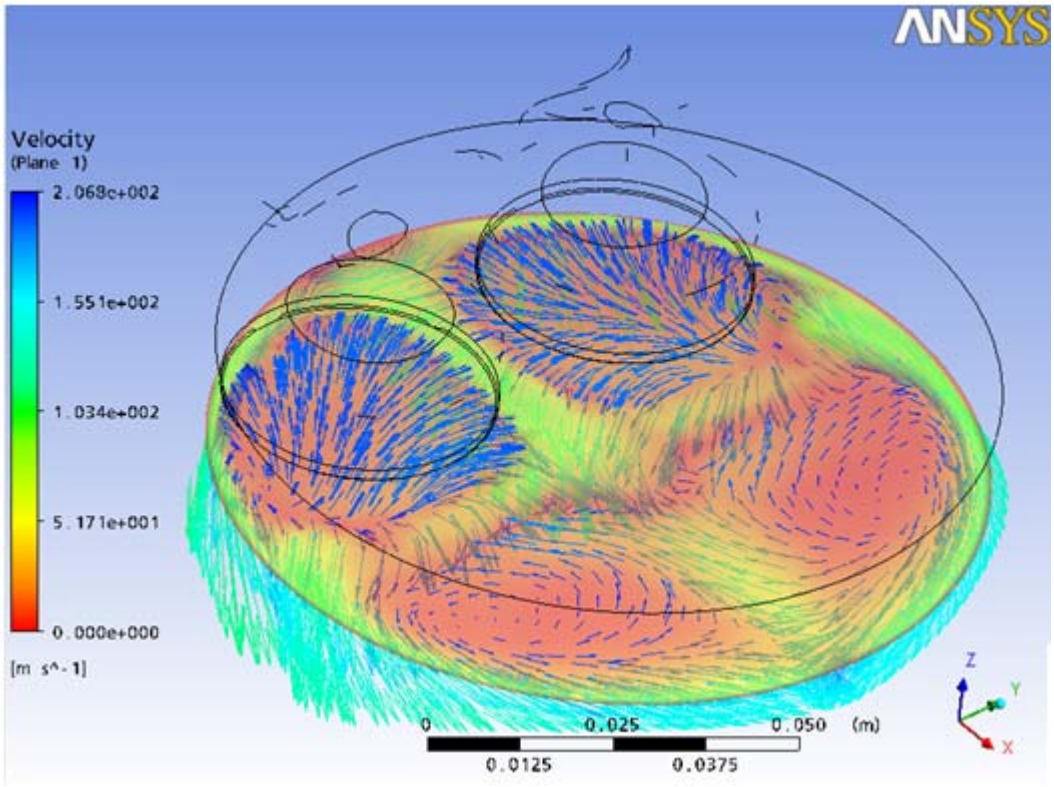


Şekil 5.5 : Tek Döngülü Emme Kanalındaki Akım Çizgileri ve Hız Dağılımı



Şekil 5.6 : Çift Döngülü Emme Kanalındaki Akım Çizgileri ve Hız Dağılımı

Çift döngülü emme kanalları için silindir içindeki hava hareketi detayları Şekil 5.7 de gösterilmiştir.



Şekil 5.7 : Çift Döngülü Emme Kanallarına Ait Silindir İçi Hızı Kesiti

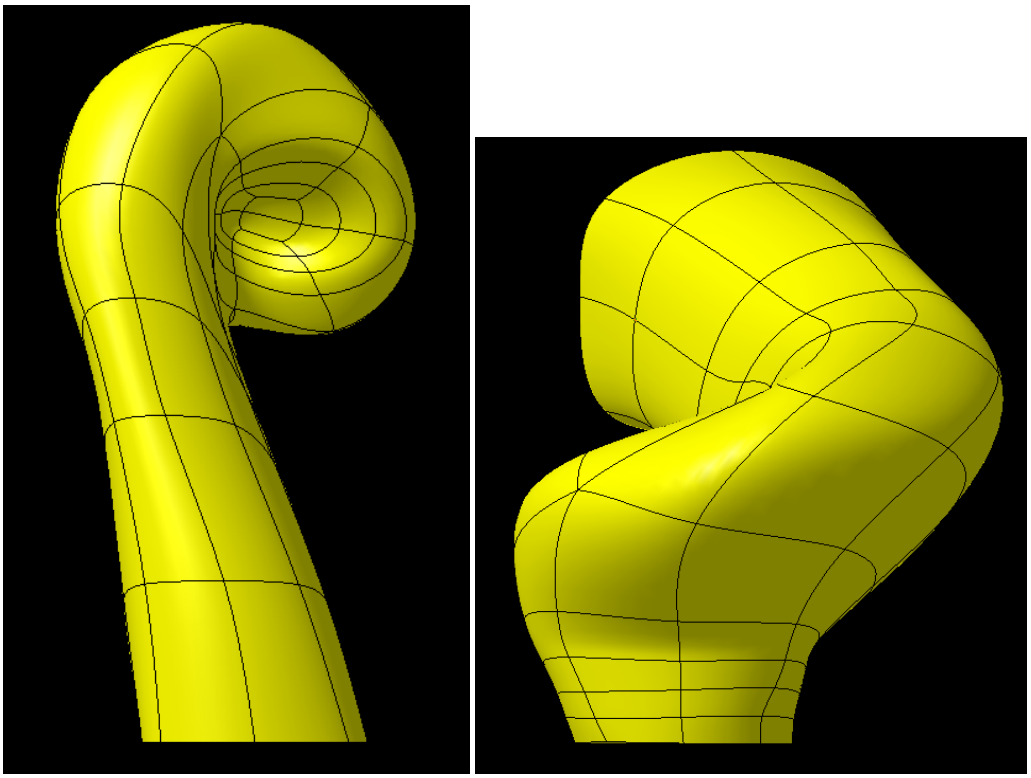
Çizelge 5.1' den görüldüğü üzere, tek döngülü emme portu çıkışında akışın Ansys CFX yöntemiyle belirlenmiş ortalama hızı (64,56 m/s) analitik yöntemle hesaplanmış ortalama hız (63,34 m/s) dan % 1,9 daha fazladır.

Ağırlıklı olarak çift emme portu ile bağlı teorik ve simülasyon çalışmalarla TÜMOSAN Stage III motorun 4 supaplı versiyonunun silindir kafası CATIA programı ortamında tasarlanmıştır.

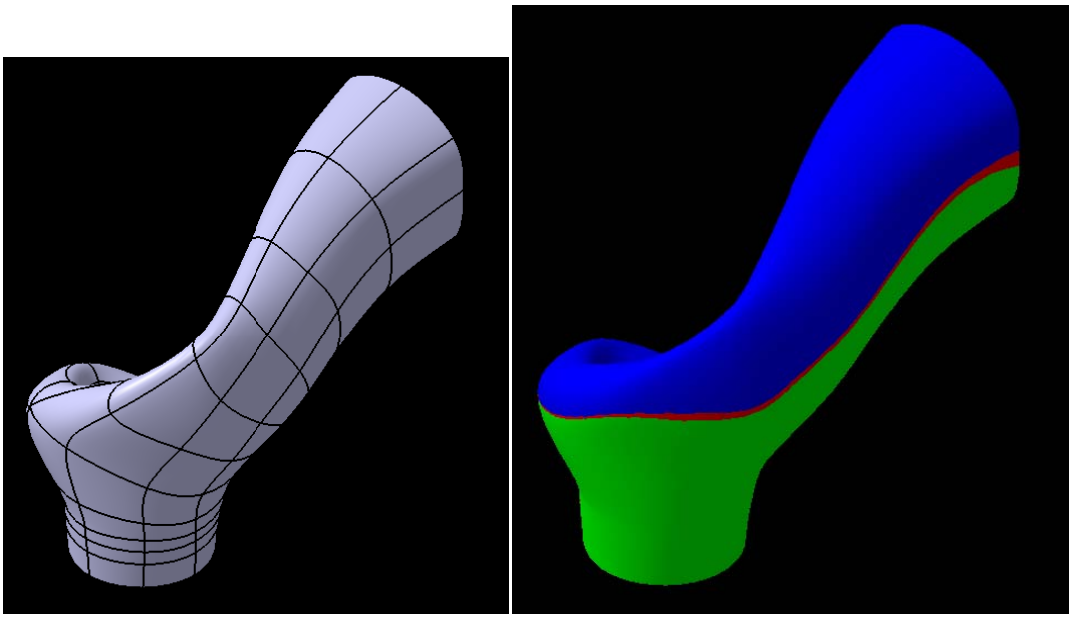
5.1.2 Silindir kafasının 3D tasarımı

5.1.2.1 Emme kanalları

CFD sonuçlarına uygun olarak emme kanalının geometrisinde düzeltmeler yapılıp geometriye verilen son hal Şekil 5.8'de görülmektedir. Bundan sonra imalata uygunluğu için çekme açısı kontrolüne tabi tutuldu. Bu kontrolde geometrinin imalat için üretilecek kalıbının iki parçaya düzgün bir hat vasıtasıyla ayrılabildiği görüldü. Şekil 5.9'de bu kontrol için alınan sonuçlar görülmektedir.



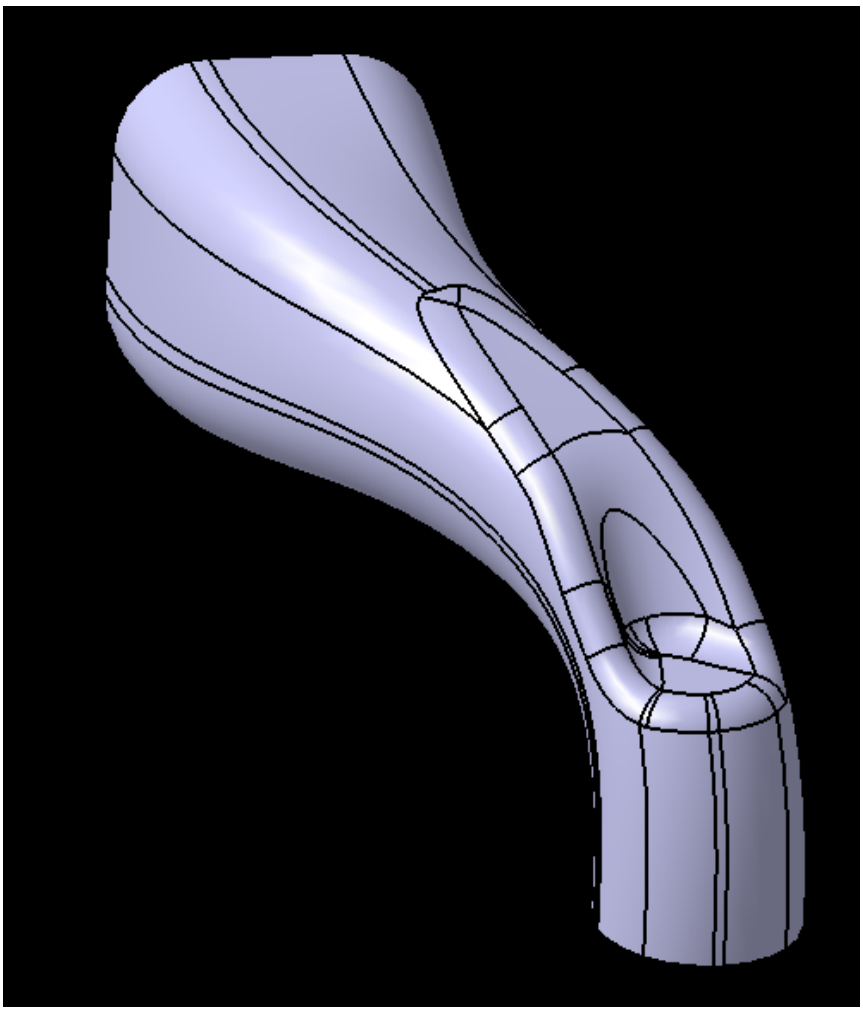
Şekil 5.8 : Emme Kanalı Geometrisinin CATIA Programında Elde Edilen Şekli



Şekil 5.9 : Emme Kanalının Geometrisinin Maça Tasarımı İçin Uygunluk Kontrolü

5.1.2.2 Egzoz kanalları

Emme kanallarının aksine egzoz kanalları oldukça basit bir çalışma yapısına sahip olduklarından yapılan modellemede egzoz gazlarını en kısa ve en az akış kayıp ile silindirden dışarı atılması esası göz önünde bulundurulmuştur. Yine maça imalatına ve supap takımlarının çalışmasına uygun olarak kanalın çıkış tarafının üstüne düz bir bölge yerleştirilerek hem supap klavuzları için yer hem de maça kalıbı iticileri için gerekli düz alan sağlanmıştır. Tasarlanan egzoz kanalı Şekil 5.10'da görülmektedir.

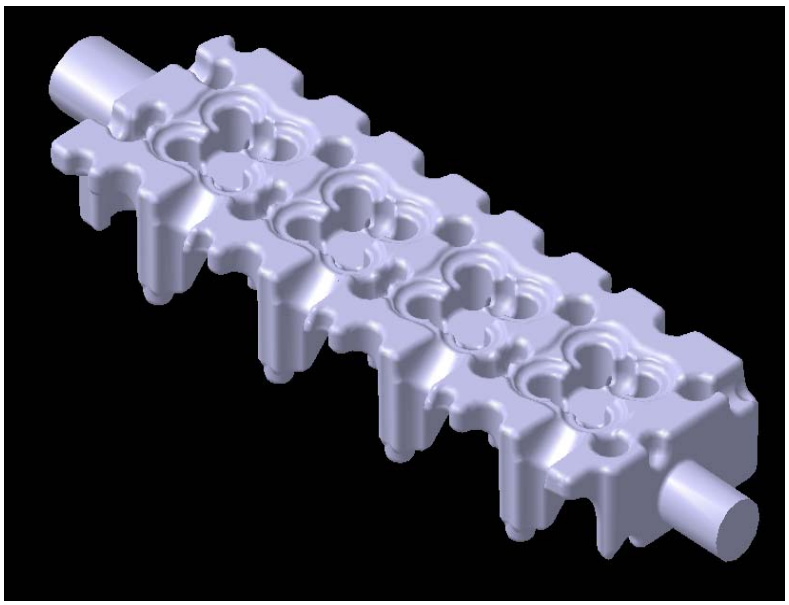


Şekil 5.10 : Egzoz Kanalı Geometrisi

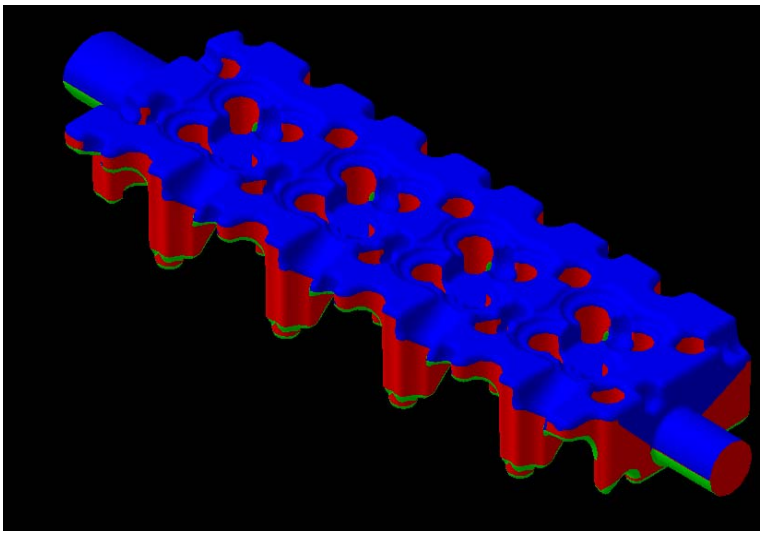
5.1.2.3 Soğutma suyu kanalları

Soğutma suyu kanalları silindir kafasının dış hatlarındaki bütün detaylar ve bağlantılar en son noktasına kadar belirlendikten sonra bunlardan faydalanılarak döküm için gerekli et kalınlığını sağlayacak şekilde dışardan içeri doğru tasarlanmıştır. Yapılan geometrik tasarım döküm ölçüleri göz önüne alarak son

detaylarına kadar şekillendirilmiştir. Şekil 5.11'de kanalların geometrik tasarımı ve Şekil 5.12'de kalıp ayırma açısı incelemesi görülmektedir.



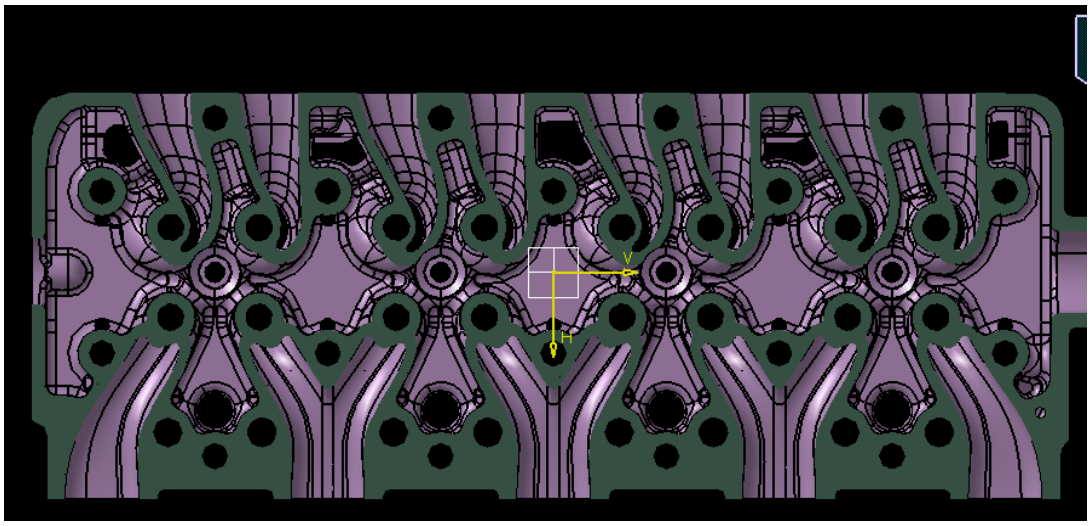
Şekil 5.11 : Soğutma Suyu Kanalları Geometrisi



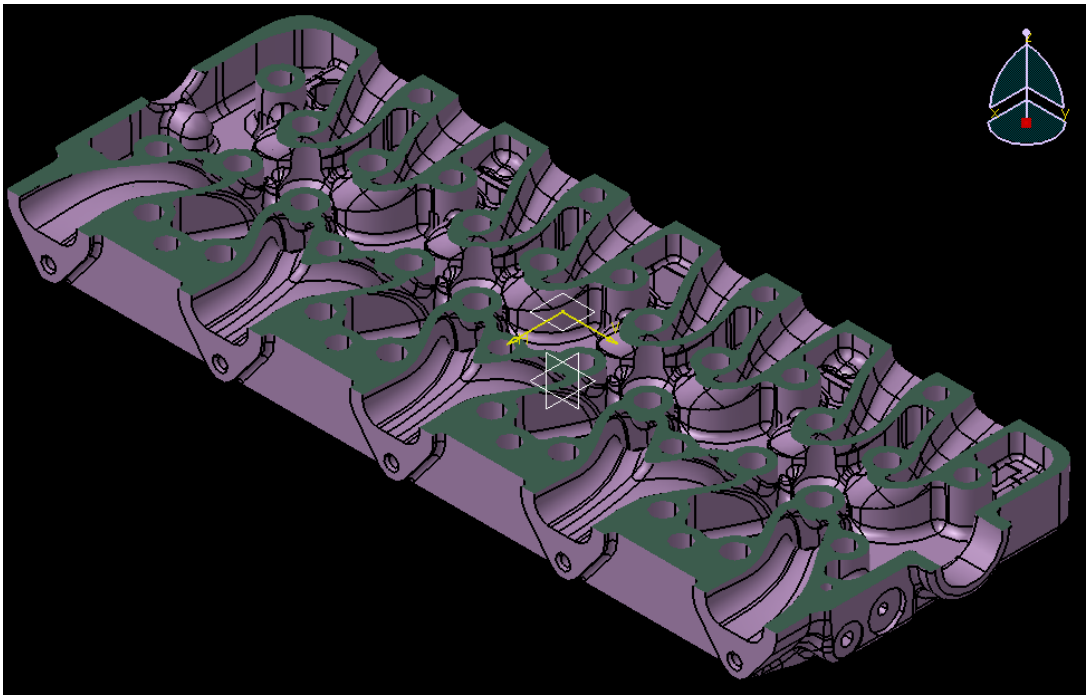
Şekil 5.12 : Soğutma Suyu Kanalları Kalıp Ayırma Kontrolü

5.1.2.4 Silindir kafası

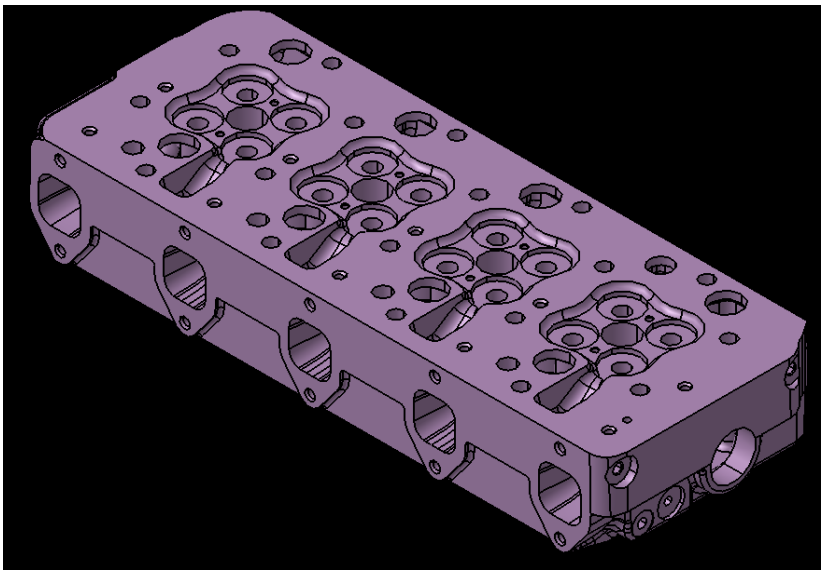
Oluşturulan kanal geometrileri ve kullanılan motorun bağlantı şekilleri birleştirilerek silindir kafası modelline son şekli verildi. Silindir kafasının çeşitli düzlemlerden kesit görünüşü ve görünüşleri Şekil 5.13, Şekil 5.14 ve Şekil 5.15'de gösterilmiştir.



Şekil 5.13 : Silindir Kafasının Kanalların Orda Düzleminden Üstten Kesit Görüntüsü



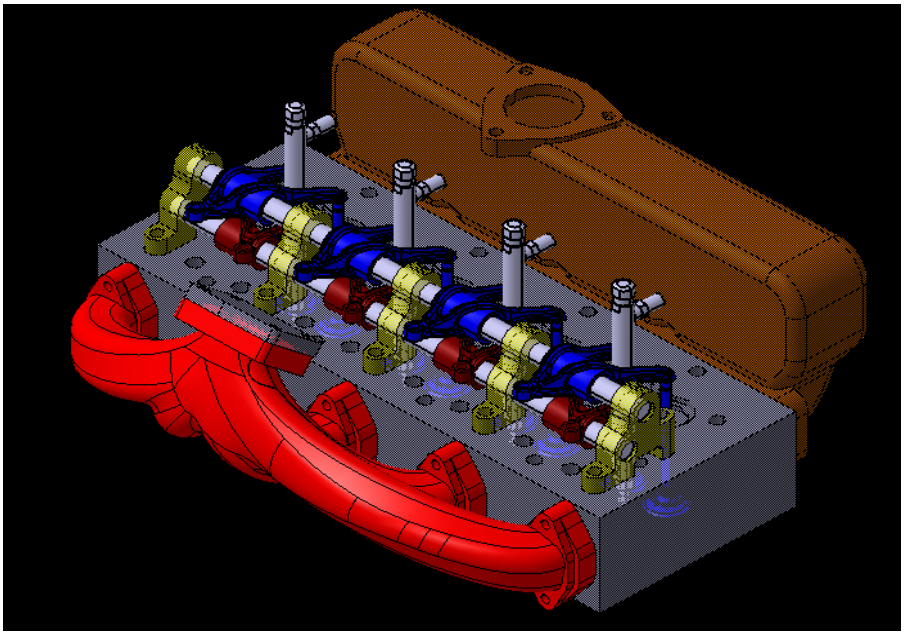
Şekil 5.14 : Silindir Kafasının Kanalların Orta Düzleminden İzometrik Kesit Görüntüsü



Şekil 5.15 : Silindir Kafasının İzometrik Görüntüsü

5.1.2.5 Supap takımları ve manifoldlar

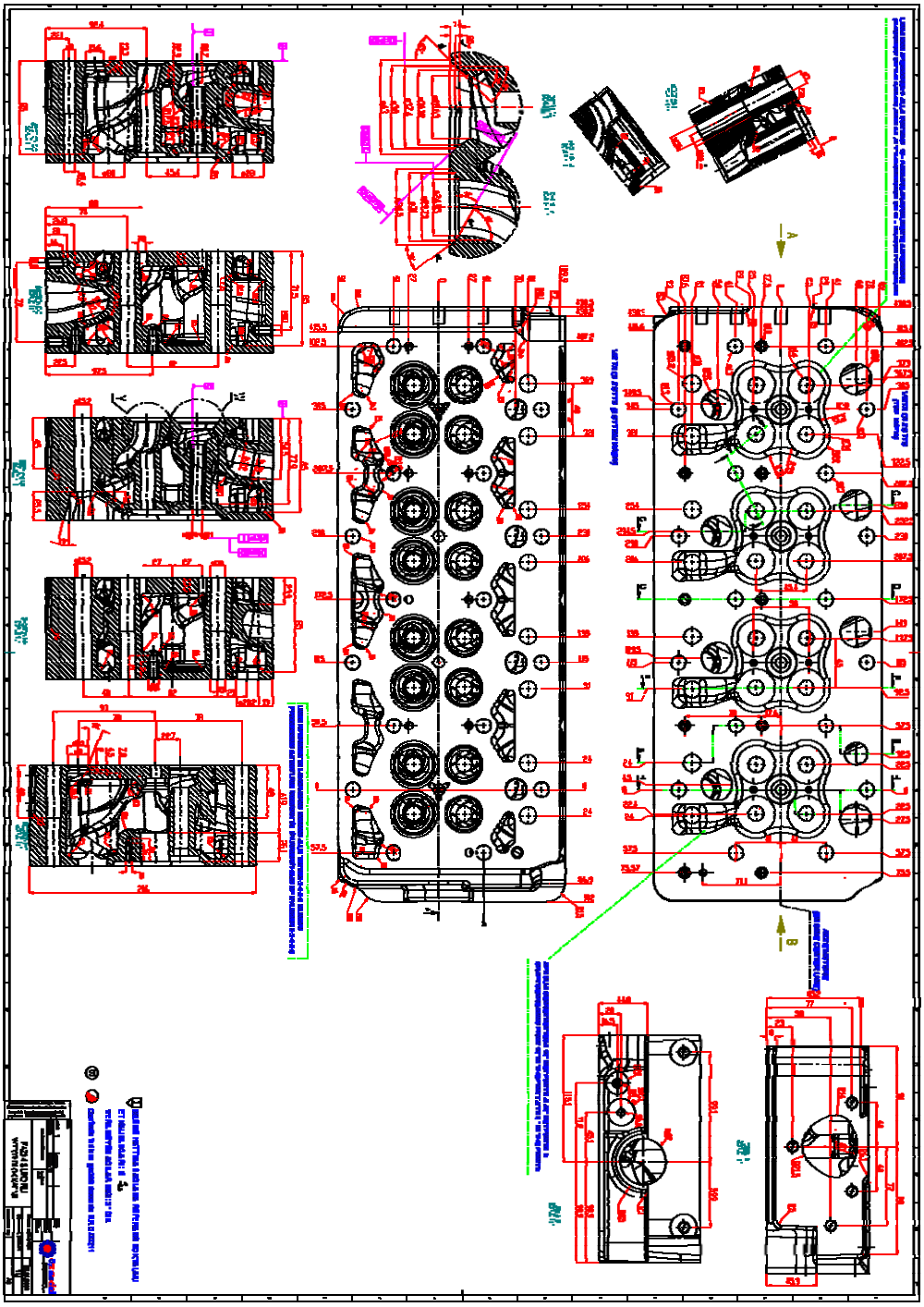
Silindir kafasının değişen supap sayısı, emme ve egzoz kanalı sayısı yüzünden, 4 supabı tahrik edecek bir supap takımı mekanizması ve kanallara uygun manifoldların yeniden tasarlanması gerekmiştir. Yapılan tasarımlar Şekil 5.16'da montaj halinde görülmektedir.



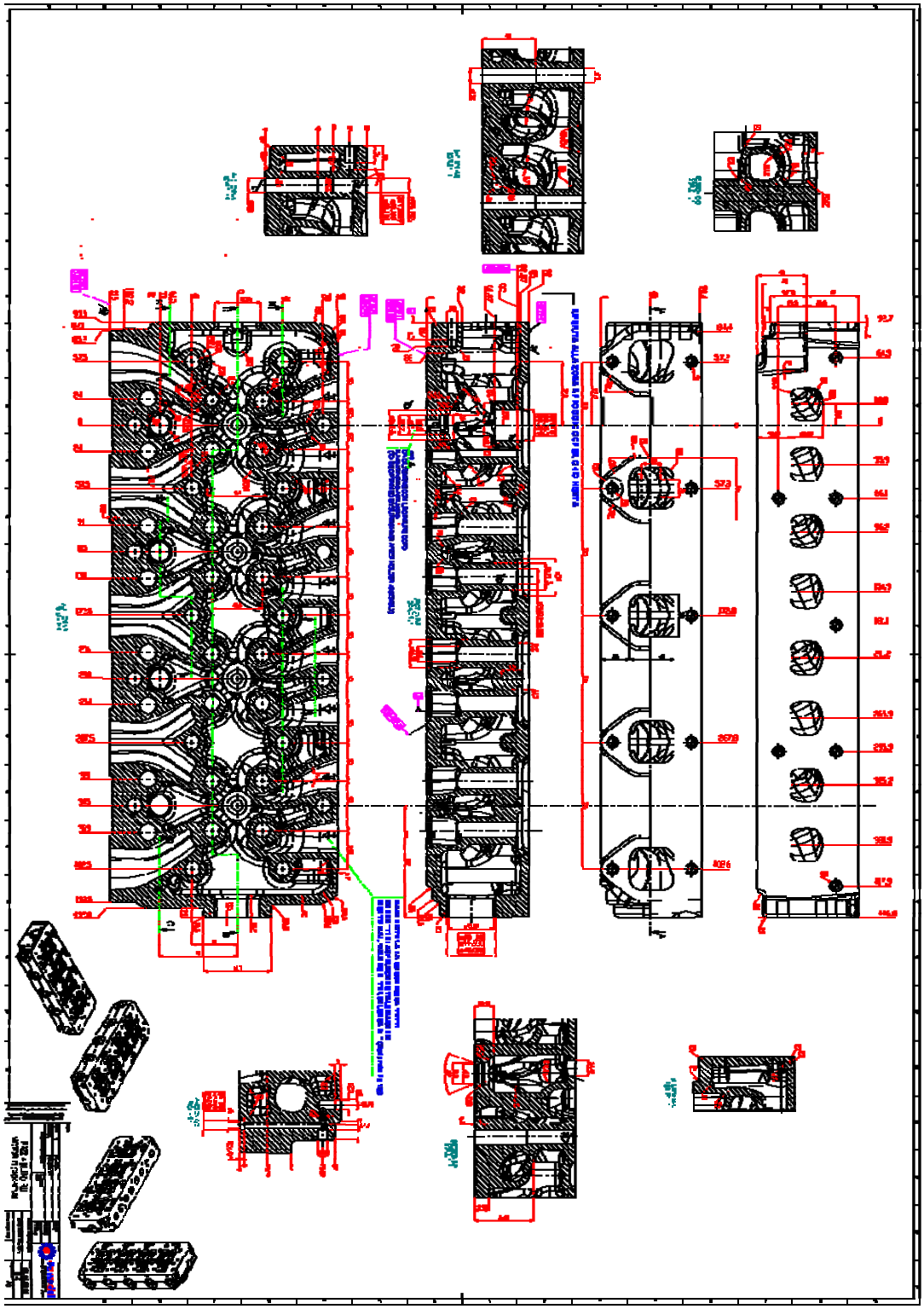
Şekil 5.16 : Silindir Kafası İle Manifoldlar ve Supap Takımları

5.1.2.6 Silindir kafasının 2D imalat çizimleri

Şekil 5.17 ve 5.18'de 3D tasarımı yapılan silindir kafasının imalat resimleri görülmektedir



Şekil 5.17 : Silindir Kafası İmalat Resmi



Şekil 5.18 : Silindir Kafası İmalat Resmi

5.1.2.7 Silindir kafasının hızlı prototip modeli ve döküm ürünü

Şekil 5.19 ve Şekil 5.20'de silindir kafasının hızlı prototip modeli ve döküm ürününün fotoğrafları bulunmaktadır. Daha detaylı fotoğraflar EK D'de yer almaktadır.

Şekil 5.19 : Silindir kafasının hızlı prototip modeli

Şekil 5.20 : Silindir kafasının döküm ürünü

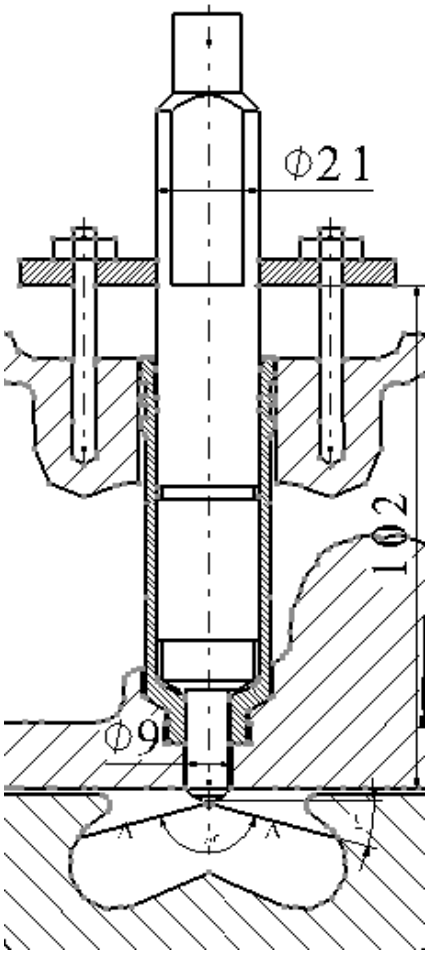
5.2 Diğer Sistemlerin Seçimi

5.2.1 Yakıt püskürtme sistemi seçimi

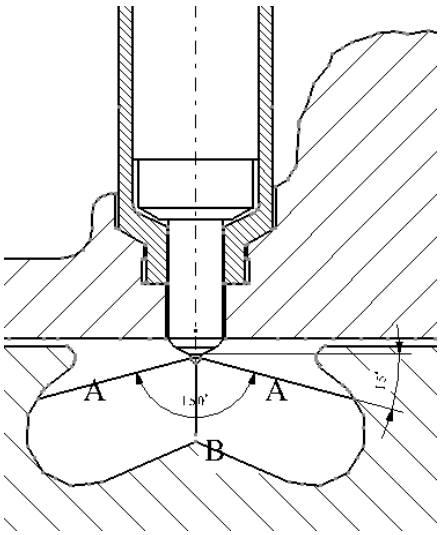
Çizelge 5.2'de bu motorda kullanılacak yakıt enjektör seçimi için gerekli olan parametreler verilmiştir. Enjektörün yanma odasına göre konumu Şekil 5.21 ve Şekil 5.22'de gösterilmiştir. Enjektörün motora bağlantı yolları Şekil 5.23'te verilmiştir. Çizelge 5.3'de ise seçilmesi planlanan pompanın parametreleri bulunmaktadır.

Çizelge 5.2 : Enjektör Parametreleri

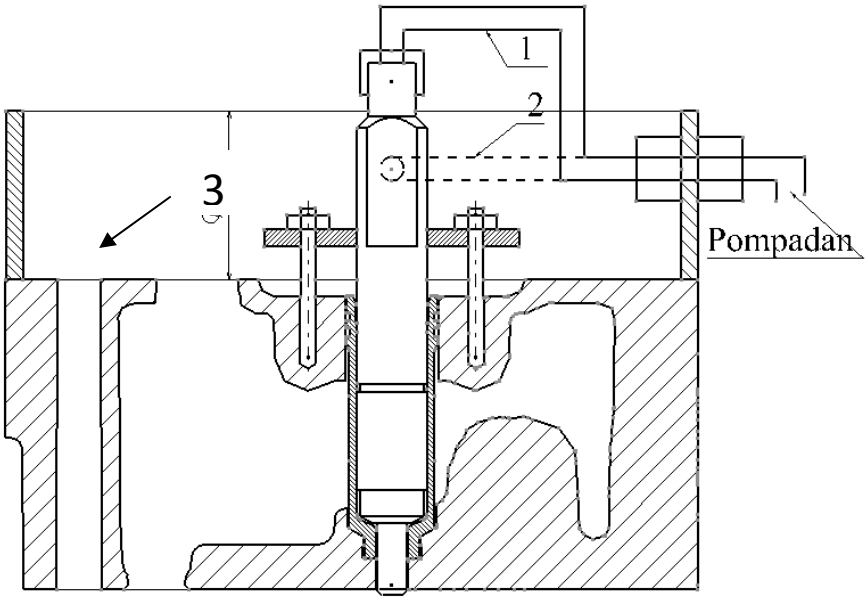
Parametreler	Değerler	Birim
Enjektör konumu	Dikey olarak silindir ekseninde (Şekil 6.1)	
Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı, Δv_c	70 59	*mm³/çevrim* *mg/çevrim*
Yakıt püskürtme süresi, Δt $\Delta\varphi$	$1{,}2 * 10^{-3}$ 18	*s (san.)* *ºKMA*
Püskürtme süresince silindir gaz basıncının ortalama 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_Σ	0,283	mm^2



Şekil 5.21 : 4 Delikli Enjektörün MR-1 Yanma Odasına Göre Konumu



Şekil 5.22 : 5 Delikli (4 adet A+ 1 adet B) Enjektörün MR-1 Yanma Odasına Göre Konumu



Şekil 5.23 : Enjektörün Yüksek Basınçlı Borusunun Külbütör Alt Kapağına (3) Bağlanma Şeması:
1: Mevcut Enjektöre (Delphi - XP10144KO) Göre Bağlantı, 2: Tercih Edilen Enjektör Bağlantısı

Çizelge 5.3 : 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, $\Delta\upsilon_c$	70 59	mm^3/çevrim mg/çevrim
Maksimum Tork (355 Nm) ve Devir Sayısında (1500 d/dak) Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı, $\Delta\upsilon_c$	82 69	mm^3/çevrim mg/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	^{0}KMA

5.2.2 Turboşarj seçimi

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

$$G_{hava} = \frac{l_h.\lambda.l_0.N_e.b_e}{36.10^5}$$
$$\dot{Q}_{hava} = \frac{G_{hava}}{\rho_o} \qquad \textbf{(5.12)}$$

$$G_{hava} = \frac{1*2,3*14,452*78,6*223}{36.10^5} = 0,16kg/s$$
$$\dot{Q}_{hava} = \frac{0,16}{1,205} = 0,135m^3/s$$

Burada,

G_{hava} - kütlesel hava miktarı (kg/s);

Q_{hava} - hacimsel hava miktarı, m^3/s

Çizelge 5.4'de $p_k / p_o = 2,2$ ve $\dot{Q}_{hava} = 0,135m^3/s$ değerlerinde yüksek verim sağlayabilen 2 tip turboşarj modelleri, verimleri ve devir sayıları verilmiştir.

Çizelge 5.4 : Seçilmesi Planlanan Turboşarj Modelleri

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

5.2.3 Ara soğutucu seçimi

Ara soğutucu (intercooler) seçimi için gerekli olan değerler Şekil 5.24'deki şema üzerinde verilmiştir.

Kompresörden çıkıp intercooler'a giren "Hava Debisi"= 576 kg/h = 0,16 kg/s

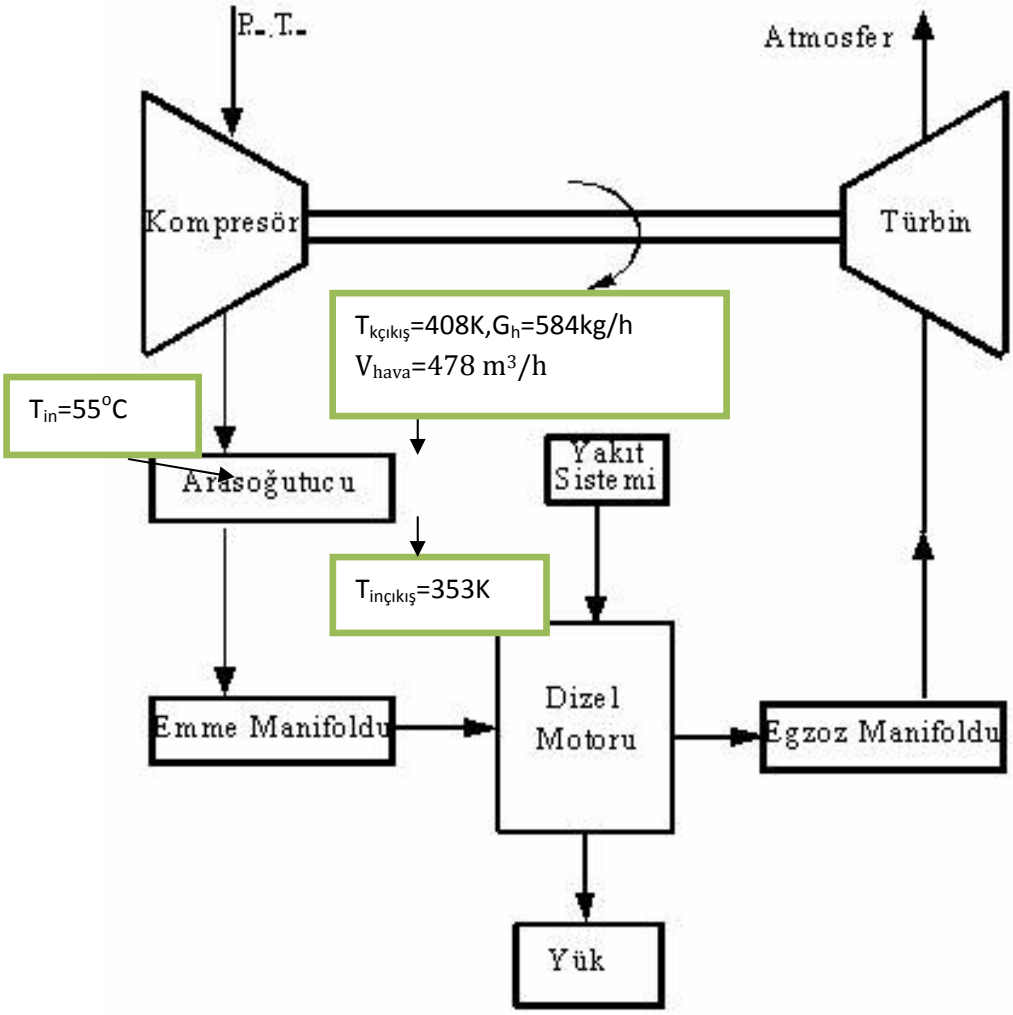
Hacimsel debi, Q_{hava}= 478 m^3/h

T_k - soğutmaya gönderilen hava sıcaklığı (havanın kompresörden çıkış sıcaklığı) önerilen matematik modelin yardımıyla bulunmuş değeri 408,15 K'dir. ^oC cinsinden bu sıcaklık 135 ^oC olur.

t_k=408 K-273 K=135^oC

İntercoolerda geçen havanın soğutulması 55 olduğu için buradan çıkan hava sıcaklığı

Δt=135 - 55=80 ^oC olur.



Şekil 5.24 : Ara Soğutucu İçin Gerekli Verilerin Şema Üzerinde Gösterilişi

Bu bilgilere dayanarak piyasadaki mevcut intercoolerdan birinin seçimi mümkündür.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

4 supaplı Stage III motorunun silindir kafasının tasarımı için gerekli bilgiler (yanma odası profili, emme ve egzoz portları profilleri, hava ve egzoz gaz debileri, sıcaklıkları, hızları, çift emme ve egzoz supap alanları vb.) elde edilmiştir. Elde edilen bilgiler ışığında yakıt püskürtme sistemi, turbo şarj, intercooler (ara soğutucu) seçimi yapılmıştır.

Geliştirilmiş matematik model ve MATLAB yazılım programı Ar-Ge çalışmalarını sürdürmek için kabul edilmiştir. Teorik araştırmalar ve incelemelerle 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 performansa, verime, dayanıklılığa sahip olan ve Stage III emisyon standardına cevap verebilen yeni bir motor geliştirilmesinin mümkün olduğu tespit edilmiştir.

Gerçek termodinamik çevrimin hesap sonuçlarına dayanarak motorun yanma odası, yakıt püskürtme sistemi, turbo şarj, intercooler (ara soğutucu), soğutma ve yağlama sistemlerinin seçim hesapları yapılmıştır.

TÜMOSAN fabrikasında alıştırma testleri yapmak için mevcut olan bremze, ölçüm cihazları ve diğer ek cihaz ve olanaklar kullanılarak laboratuar düzeneği yeniden yapılandırılmış ve Ar-Ge amaçlı motor ayarlama, optimizasyon, emisyon ve ömür testlerini yapmak için uygun hale getirilmiştir. Motor deneylerinin yapılması, deney verilerinin kaydedilmesi ve sonuçlarının grafik ve tablo haline getirilmesi için Excel dosyası oluşturulmuştur. Bunun sonucunda deneylere tabii tutulan motorların hız, yük ve “8 nokta” emisyon karakteristiklerini belirleyerek motorun gelişme seviyesi incelenebilmesi mümkün olmuştur.

Geliştirilmiş motorların 50 ve 200 saatlik ömür testlerinin yapılabilmesi için özel programlar hazırlanmış, Motor deneylerinin yapılması konusunda fabrika elemanlarına teknik bilgiler aktarılarak Ar-Ge amaçlı motor testleri yapabilme yeteneği kazandırılmıştır.

MR-1 yanma odası geometrisi temelinde TÜMOSAN motorları pistonlarının tasarımı tamamlanmıştır ve uygulamaya geçilmesine karar verilmiştir.

"TÜMOSAN" fabrikasında alıştırma testleri yapmak için mevcut olan bremze, ölçüm cihazları ve diğer olanaklar kullanılarak laboratuar düzeneği yeniden yapılandırılmış ve Ar-Ge amaçlı motor ayarlama, optimizasyon, emisyon ve ömür testlerini yapmak için uygun hale getirilmiştir.

Uzaktan kumanda ile motor deneylerinin yapılmasına yönelik bremzelerin gerekli ek ölçüm ve emisyon cihazları ile donatılması önerileri hazırlanmıştır.

Motor deneylerinin yapılması, deney verilerinin kaydedilmesi ve sonuçlarının grafik ve tablo şekline getirilmesi için bilgisayar yazılım programları oluşturulmuştur. Çizelge 6.1'de yapılan geliştirmelerin özeti sunulmaktadır.

Çizelge 6.1 : Yapılan geliştirmelerin özeti

	İki supaplı tek döngülü silindir kafası			Dört supaplı tek döngülü silindir kafası
	Deney Verileri	**Matematik Model Verileri**	**Deney Verilerinden Sapma Yüzdeleri**	**Matematik Model Verileri**
Güç **N_e[BG]**	95,6	98,4	**+%2,8**	106,9
Tork **M_e [Nm]**	268	276	**+%2,9**	300,4
Özgül Yakıt Tüketimi b_e **[g/HPh]**	173	168,6	**+%2,9**	164,3
Gürültü (Ses basıncı seviyesi) **[dB(A)]**	-	89	**-%2,6**	90,4
NO_x emisyonu **NO_x [ppm]**	417,3	413.7	**-%0,8**	**296,3**

Kısaca;

- TÜMOSAN ve İTÜ/OTAM işbirliği kapsamında geliştirilen bu motor ilk 4 supaplı traktör motorudur.
- Bu geliştirilen motor ile birlikte yeni bir motor ailesi oluşturma imkanı bulunmaktadır.
- Kullanılan yöntem A.B. Faz III ve IV standartları için uygun maliyetli ve radikal bir çözümdür.
- MR I yanma odasına sahip deney motoru ile yapılan testler teorik sonuçları desteklemektedir.
- Bu yöntem ile motorun farklı yakıtlar kullanarak çalışması da mümkündür (LPG vs.)
- MR II kullanılarak daha iyi sonuçlar elde etmek mümkündür.

KAYNAKLAR

[1] **DieselNet,** 2008: Emission Standards European Union Nonroad Diesel Engines http://www.dieselnet.com/standards/eu/nonroad.php. Alındığı tarih: 19.02.2009,

[2] **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.

[3] **Buruk, S.,** 2008: Dizel Motorlarının Tarihi. Alındığı tarih: 01.05.2009, http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/comman_rail/cdi2.htm

[4] **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.

[5] **Mehdiyev, R., et al.,** 2008: TÜMOSAN Traktör Motorlarının Stage III Emisyon Standartı Seviyesine Geliştirilmesi, 4. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, 01-04 Haziran.

[6] **Gülyaşar, F., Erdaş İ. Ö. ve Özkaya K. A.,** 2009: TÜMOSAN dizel motorunun turbo şarj uygulanması ile modernizasyonu, Lisans Tezi, İ.T.Ü. Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul.

[7] **Heywood, J. B.,** 2001**:**Internal combustion engine fundamentals.McGraw-Hill. New York.

[8] **Kwon, Y., et al.,** 1999: Potential of Exhaust After Treatment and Engine Technologies to Meet Future Emissions Limits, CONCAWE

[9] **Mehdiyev, R., ve Arslan H.,** 2003: İçten yanmalı motorların hesabı ve geliştirilmesi hisse-II, Ders notları, İ.T.Ü.

EKLER

EK A: Deney Verileri Formu

Çizelge A.1 : Hız karakteristiği Deney Verileri

TÜMOSAN

Deney tipi: HIZ KARAKTERİSTİĞİ_000_00_07_2007

Tarih: 06.07.2007

Deneyi yapanlar:

MOTOR TİPİ	3D 29T-TURBO		**YANMA ODASI**	Stand._16															
MOTOR No	106.708		**Yakıt Pompa Tipi**				Rölanti devri		d/d	1	5 delikli enjektör								
ÇAP	104	mm	**Statik Avans Ayarı**	Std	°KMA		Yüksüz maks. devir	2.749	d/d	2	meme delik çapı 0,23 mm								
STROK	115	mm	**Enjektör Tipi**																
Sil. Sayısı	3	adet	**Sıkıştırma oranı**	17 : 1															
HACİM	2930	cm^3	**Püsk. Basıncı**	220	bar														
Yakıt Yoğunluğu	845	kg/m^3	**TurboKompresör**	**KKK**			Yakıt ölçüm hacmi	**100**	cm^3										
YAĞ CİNSİ			**İnter Cooler(AraSoğ.)**	**Kale?**			Hava ölçüm hacmi	**2**	m^3										

Sıra No	Deney Saati	Motor hızı	Yük	Kuvvet	Yakıt tüketimi	Emme havası					Su		Yağ		Egzoz		Oda şartları			Püsk. Avansı (dinamik)
		n		F	$\Delta\tau_{yakıt}/100cc$	Süre $\Delta\tau_{hava}$	$p_{k\ (bağıl)}$	$t_{int\ cool\ giriş}$	$t_{int\ cool\ çıkış}$	t_{emme}	$t_{giriş}$	$t_{çıkış}$	$p_{yağ}$	$t_{yağ}$	t_{egz}	ΔH_{egz}	t_{oda}	p_{oda}	nem_{oda}	$\alpha_{püs}$
		d/d	%	kg	s	s	bar	°C	°C	°C	°C	°C	bar	°C	°C	mm H_2O	°C	mbar	%	°KMA
1	19:38	2600	100	19,2	30,00	18,63	0,72	102	44		68	88	4,0	93		46	19	917	20	10,7
2		2500	100	19,8	32,00	19,02	0,75	105	46		76	92	3,9	96		48	19	917	20	9,2
3		2400	100	20,6	32,00	20,42	0,76	102	46		82	94	3,9	98		53	19	917	20	8,7
4		2300	100	21,4	31,00	21,45	0,77	99	45		84	95	3,8	98		43	19	917	20	8,2
5		2200	100	22,5	33,00	27,14	0,65	89	41		78	91	3,7	95		28	19	917	20	7,3
6		2000	100	24,3	35,00	31,85	0,59	82	40		78	92	3,6	93		22	19	917	20	7,5
7		1800	100	26,0	36,00	33,73	0,60	82	39		78	93	3,6	93		16	19	917	20	7,4
8		1600	100	27,7	38,00	35,61	0,64	84	39		76	93	3,4	92		14	19	917	20	7,7
9		1400	100	20,6	64,00	40,50	0,65	84	38		76	93	3,2	92		20	19	917	20	7,5

Sıra No	Deney Saati	Motor hızı	Yük	HFK	AFR	Emisyonlar						
		n		λ	Hava/Yakıt	$\dot{I}s$		NO_x	CO	CO_2	HC	O_2
		d/d	%	-	-	k	Bosch	ppm	%	%	ppm	%
1	19:38	2600	100	2,22	32,0	1,13		392	0,020	6,2	9	11,2
2	00:00	2500	100	2,13	31,6	1,00		380	0,030	6,3	9	109
3	00:00	2400	100	2,12	31,5	1,07		396	0,020	6,3	10	10,5
4	00:00	2300	100	2,05	30,7	1,03		416	0,030	6,5	9	10,2
5	00:00	2200	100	1,83	27,5	1,52		492	0,030	7,4	13	9
6	00:00	2000	100	2,13	31,3	1,81		480	0,030	6,3	8	10,5
7	00:00	1800	100			1,83		420	0,030	5,6	11	11,9
8	00:00	1600	100	2,21	32,6	1,86		484	0,020	6,2	11	11,2
9	00:00	1400	100	1,68	24,0	1,89		628	0,040	8,1	9	7,6

Çizelge A.2 : Hız Karakteristiği Hesap Sonuçları

TÜMOSAN

Deney tipi: HIZ KARAKTERİSTİĞİ_000_00_07_2007

			Tarih:	06.07.2007		Deneyi yapanlar:							
MOTOR TİPİ	3D 29T-TURBO		YANMA ODASI		Stand._16				**Motor üzerindeki değişiklikler:**				
MOTOR No	106708		Yakıt Pompa Tipi		0	Rölanti devri	d/d	1	5 delikli enjektör				
ÇAP	104	mm	Statik Avans Ayarı	Std	°KMA	Yüksüz maks. devir	2749	2	meme delik çapı 0,23 mm				
STROK	115	mm	Enjektör Tipi		0								
Sil. Sayısı	3	adet	Sıkıştırma oranı		17 : 1								
HACİM	2930	cm^3	Püsk. Basıncı		220								
Yakıt Yoğunluğu	845	kg/m^3	TurboKompresör		KKK	Yakıt ölçüm hacmi	**100** cm^3						
YAĞ CİNSİ			İnter Cooler(AraSoğ.)		Kale?	Hava ölçüm hacmi	2						

					PERFORMANS				YAKIT						SU		HAVA					
Motor devri	Yük	Dinamom. Kol Kuvveti	Dinamom. Kol Kuvveti	Güç düzeltme faktörü	Güç, N_e		Moment, M_d		Çevrim başına	Süre	Saatteki yakıt tük.	Özgül Yak. Tük.		Egzoz sıcaklığı	Su sıcaklığı		Ölçülen hava miktarı	Hava giriş süresi	Atmosfer basıncı	Oda sıcaklığı	Oda hava sıcaklığı	Yoğunluk
n	$Yük$	F	F	$f_{(TK)}$	N_e	N_e	M_e	M_e	$v_{yakıt}$	$\tau_{yakıt}$	G_y	b_e	b_e	t_{egz}	$t_{suGiriş}$	$t_{suÇıkış}$	V_{hava}	τ_{hava}	p_o	t_o	T_o	ρ_o
d/d	%	kg	N	-	kW	BG	N·m	kgf·m	mm^3/çevrim	sn	G_y, kg/h	g/kWh	g/BGsaat	°C	°C	°C	m^3	s	mbar	°C	K	kg/m3
2600	100	19,2	188,352	1,023	37,6	51,1	138,03	14,07	51,3	30,00	10,14	270	198	0	68	88	2	18,6	917	19	292	1,093
2500	100	19,8	194,238	1,023	37,2	50,7	142,35	14,51	50,0	32,00	9,51	255	188	0	76	92	2	19,0	917	19	292	1,093
2400	100	20,6	202,086	1,023	37,2	50,6	148,10	15,10	52,1	32,00	9,51	256	188	0	82	94	2	20,4	917	19	292	1,093
2300	100	21,4	209,934	1,023	37,0	50,4	153,85	15,68	56,1	31,00	9,81	265	195	0	84	95	2	21,5	917	19	292	1,093
2200	100	22,5	220,725	1,023	37,2	50,7	161,76	16,49	55,1	33,00	9,22	247	182	0	78	91	2	27,1	917	19	292	1,093
2000	100	24,3	238,383	1,023	36,6	49,7	174,70	17,81	57,1	35,00	8,69	238	175	0	78	92	2	31,9	917	19	292	1,093
1800	100	26,0	255,06	1,023	35,2	47,9	186,92	19,06	61,7	36,00	8,45	240	176	0	78	93	2	33,7	917	19	292	1,093
1600	100	27,7	271,737	1,023	33,4	45,4	199,14	20,30	65,8	38,00	8,01	240	176	0	76	93	2	35,6	917	19	292	1,093
1400	100	20,6	202,086	1,023	21,7	29,5	148,10	15,10	44,6	64,00	4,75	219	161	0	76	93	2	40,5	917	19	292	1,093

Motor devri	Yük	Turbolu Emme Havası			Saatteki hava tük. (ölçüm)	Volüm. verim	Volüm. verim	Saatteki hava tük. (λ ile hesap)	TK basınç artış oranı	Hava fazlalık katsayısı	Hava fazlalık katsayısı	Ortalama efektif basınç	Mekanik kayıplar basıncı	Ortalama indike basınç	Mekanik verim	Efektif verim	İndike verim
n	$Yük$	p_k	t_k	ρ_k	G_{hava}	$\eta_{v(normal)}$	$\eta_{v(turbo)}$	G_{hava}	p_k/p_o	λ_{cihaz}	λ	p_e	p_m	p_i	η_m	η_e	η_i
d/d	%	kPa	°C	kg/m3	kg/saat	-	-	kg/saat	-	-	-	p_e [MPa]	p_m [MPa]	p_i [MPa]	η_m	η_e	η_i
0	0	163,7	44	1,797	422,3625174	1,30	0,792	325,28	1,78	2,22	2,87	0,552	0,184	0,736	0,750	0,314	0,419
2600	100	166,7	46	1,819	413,7020872	1,22	0,732	292,59	1,62	2,13	3,00	0,569	0,181	0,750	0,759	0,332	0,438
2500	100	167,7	46	1,829	385,3385749	1,26	0,755	291,21	1,36	2,12	2,80	0,592	0,177	0,769	0,770	0,332	0,431
2400	100	168,7	45	1,846	366,8351375	1,32	0,779	290,68	1,17	2,05	2,58	0,615	0,173	0,789	0,780	0,320	0,410
2300	100	156,7	41	1,737	289,9268128	1,15	0,726	243,76	1,13	1,83	2,17	0,647	0,170	0,817	0,792	0,343	0,433
2200	100	150,7	40	1,676	247,0522354	1,39	0,908	267,51	1,37	2,13	1,96	0,699	0,162	0,861	0,811	0,357	0,440
2000	100	151,7	39	1,692	233,282351	0,00	0,000	0,00	1,20	0,00	1,91	0,748	0,155	0,903	0,828	0,354	0,427
1800	100	155,7	39	1,737	220,9664055	1,66	1,047	255,64	1,13	2,21	1,90	0,797	0,148	0,944	0,844	0,353	0,419
1600	100	156,7	38	1,753	194,286758	0,86	0,535	115,39	1,07	1,68	2,82	0,592	0,140	0,733	0,808	0,387	0,479

Motor devri	Yük	Emisyonlar							Egzoz gaz debisi	Emisyonlar			Ağırlık faktörü							
n	$Yük$	$İs$		NO_x	CO	CO_2	HC	O_2	G_{egz}	NO_x	CO	HC	WF	NO_x* WF	CO* WF	HC* WF	N_e* WF			
d/d	%	k [m^{-1}]	Bosch	ppm	ppm	%	ppm	%	kg/saat	g/h	g/h	g/h	-	NO_x*WF g/h	CO*WF g/h	HC*WF g/h	Ne * WF	NO_x g/kWh	CO g/kWh	HC g/kWh
2600	100	1,13		392	200	6,2	9	11,2	335,4	208,7	64,8	1,4	1	208,67	64,80	1,44	37,56	5,55	1,7251	0,04
2500	100	1,00		380	300	6,3	9	109	302,1	182,2	87,5	1,3	1	182,18	87,55	1,30	37,25	4,89	2,3504	0,03
2400	100	1,07		396	200	6,3	10	10,5	300,7	189,0	58,1	1,4	1	188,99	58,10	1,44	37,20	5,08	1,5617	0,04
2300	100	1,03		416	300	6,5	9	10,2	300,5	198,4	87,1	1,3	1	198,38	87,08	1,29	37,04	5,36	2,3512	0,03
2200	100	1,52		492	300	7,4	13	9	253,0	197,5	73,3	1,6	1	197,53	73,31	1,57	37,25	5,30	1,9683	0,04
2000	100	1,81		480	300	6,3	8	10,5	276,2	210,4	80,0	1,1	1	210,40	80,04	1,06	36,57	5,75	2,1887	0,03
1800	100	1,83		420	300	5,6	11	11,9	8,5	5,6	2,4	0,0	1	5,63	2,45	0,04	35,22	0,16	0,0695	0,00
1600	100	1,86		484	200	6,2	11	11,2	263,6	202,5	50,9	1,4	1	202,51	50,94	1,39	33,35	6,07	1,5273	0,04
1400	100	1,89		628	400	8,1	9	7,6	120,1	119,7	46,4	0,5	1	119,74	46,42	0,52	21,70	5,52	2,1391	0,02

Çizelge A.3 : YÜK (8 Mod) Karakteristiği Deney Verileri

TÜMOSAN

Deney tipi: 8 MOD_YÜK KARAKTERİSTİĞİ_00_00_07_2007

Tarih: 11.07.2007 | Yer: TÜMOSAN Fabrikası | Deneyi yapanlar:

MOTOR TİPİ	3D 29T-Turbo	**YANMA ODASI**	Stand						**NOTLAR:**		
MOTOR No	106708	**Yakıt Pompa Tipi**			Rölanti devri	563	d/d	**1**	5 delikli enjektör		
ÇAP	104 mm	**Statik Avans Ayarı**	Std	°KMA	Yüksüz maks. devir	2753	d/d	**2**	meme delik çapları 0,23 mm		
STROK	115 mm	**Enjektör Tipi**									
Sil. Sayısı	3 adet	**Sıkıştırma oranı**	17 : 1								
HACİM	2930 cm^3	**Püsk. Basıncı**	225	bar							
Yakıt Yoğunluğu	845 kg/m^3	**TurboKompresör**	**KKK?**		Yakıt ölçüm hacmi	**100**	cm^3				
YAĞ CİNSİ		**İnter Cooler(AraSoğ.)**	**kale?**		Hava ölçüm hacmi	**2**	m^3				

Sıra No	Deney Saati	Motor hızı n d/d	Yük %	Kuvvet F kg	Yakıt tüketimi $\Delta\tau_{yakıt}/100cc$ s	Emme havası: Süre $\Delta\tau_{hava}$ s	Emme havası: $p_{k\,(bağıl)}$ bar	Emme havası: $t_{int\,cool\,giriş}$ °C	Emme havası: $t_{int\,cool\,çıkış}$ °C	Emme havası: t_{emme} °C	Su: $t_{giriş}$ °C	Su: $t_{çıkış}$ °C	Yağ: $p_{yağ}$ bar	Yağ: $t_{yağ}$ °C	Egzoz: t_{egz} °C	Egzoz: ΔH_{egz} mm H_2O	Oda şartları: t_{oda} °C	Oda şartları: p_{oda} mbar	Oda şartları: nem_{oda} %	Püsk. Avansı (dinamik) $\alpha_{püs}$ °KMA	Blow-by $Debi$ ℓ/h	Sıra No
1		2500	100	31,0	20,00	20,00	0,62	129	49		72	80	3,8	95	490	80	32	917	20	6,4		1
2		2500	75	32,0	21,00	20,25	0,52	114	44		70	78	3,8	94	358	74	38	917	20	7,1		2
3		2500	50	34,0	21,00	24,22	0,33	91	39		67	76	3,8	92	279	55	38	917	20	7,5		3
4		2500	10	35,0	22,00	29,81	0,11	63	32		67	74	4	89	180	37	37	917	20	9,5		5
5		1500	100	35,0	24,00	32,69	0,61	101	36		70	79	3,4	86	439	40	37	917	20	2,2		6
6		1500	75	37,0	25,00	38,60	0,36	77	32		74	80	3,4	84	372	28	37	917	20	3,4		7
7		1500	50	37,0	25,00	63,38	0,20	59	30		74	79	3,6	82	289	21	37	917	20	4,5		8
8		650	0	38	26,00	158,95	0,01	43	41		76	78	1,2	82	169	3	37	917	20	9,4		11

Sıra No	Deney Saati	Motor hızı n d/d	Yük %	HFK λ -	AFR Hava/Yakıt -	Emisyonlar: İs k	Emisyonlar: İs Bosch	Emisyonlar: NO_x ppm	Emisyonlar: CO %	Emisyonlar: CO_2 %	Emisyonlar: HC ppm	Emisyonlar: O_2 %
1	00:00	2500	100			0,75		436	0,030	7,5	27	9,6
2	00:00	2500	75			0,31		428	0,030	5,6	28	12,5
3	00:00	2500	50			0,00		356	0,030	4,3	34	14,4
4	00:00	2500	10			0,00		112	0,060	2,1	39	17,8
5	00:00	1500	100			0,39		524	0,030	7,2	39	10,2
6	00:00	1500	75			0,00		572	0,030	6,2	38	11,9
7	00:00	1500	50			0,00		480	0,040	4,9	41	13,9
8	00:00	650	0			0		68	0,050	1,2	43	19,6

Çizelge A.4 : YÜK (8 Mod) Karakteristiği Hesap Sonuçları

TÜMOSAN

Deney tipi: 8 MOD_YÜK KARAKTERİSTİĞİ_00_00_07_2007

Tarih: 11.07.2007 Yer: TÜMOSAN Fabrikas Deneyi yapanlar:

MOTOR TİPİ	3D 29T-Turbo	**YANMA ODASI**	Stand				**NOTLAR:**		
MOTOR No	106708	**Yakıt Pompa Tipi**	0	Rölanti devri	563	d/d	**1**	5 delikli enjektör	
ÇAP	104 mm	**Statik Avans Ayarı**	Std °KMA	Yüksüz maks. devir	2753	d/d	**2**	meme delik çapları 0,23 m	
STROK	115 mm	**Enjektör Tipi**	0				3	0	
Sil. Sayısı	3 adet	**Sıkıştırma oranı**	17 : 1						
HACİM	2930 cm^3	**Püsk. Basıncı**	**225 bar**						
Yakıt Yoğunluğu	845 kg/m^3	**TurboKompresör**	**KKK?**	Yakıt ölçüm hacmi	**100**	cm^3			
YAĞ CİNSİ	**0**	**İnter Cooler(AraSoğ.)**	**kale?**	Hava ölçüm hacmi	**2**	m^3			

					PERFORMANS				YAKIT						SU		HAVA									
Motor devri	Yük	Dinamom. Kol Kuvveti	Dinamom. Kol Kuvveti	Güç düzeltme faktörü	Güç, N_e		Moment, M_d		Çevrim başına	Süre	Saatteki yakıt tük.	Özgül Yak. Tük.		Egzoz sıcaklığı	Su sıcaklığı		Ölçülen hava miktarı	Hava giriş süresi	Atmosfer basıncı	Oda sıcaklığı	Oda hava sıcaklığı	Oda nem oranı	Su buharı basıncı	Kuru atmosfer basıncı	Yoğunluk
n	$Yük$	F	F	$f_{(TK)}$	N_e	N_e	M_e	M_e	$v_{yakıt}$	$\tau_{yakıt}$	G_y	b_e	b_e	t_{egz}	$t_{suGiriş}$	$t_{suÇıkış}$	V_{hava}	τ_{hava}	p_o	t_o	T_o	nem_{oda}	$p_{subuhar}$	$p_{kuruhava}$	ρ_o
d/d	%	kg	N	-	kW	BG	N·m	kgf·m	mm³/çevrim	sn	G_y, kg/h	g/kWh	g/BGsaat	°C	°C	°C	m^3	s	mbar	°C	K	%	kPa	kPa	kg/m3
2500	100	31,0	304,11	1,100	62,7	85,3	239,66	24,43	80,0	20,00	15,21	243	178	490	72	80	2	20,0	917	32	305	20	0,951	90,7	1,046
2500	75	32,0	313,92	1,136	66,8	90,9	255,46	26,04	76,2	21,00	14,49	217	159	358	70	78	2	20,3	917	38	311	20	1,325	90,4	1,026
2500	50	34,0	333,54	1,136	71,0	96,6	271,43	27,67	76,2	21,00	14,49	204	150	279	67	76	2	24,2	917	38	311	20	1,325	90,4	1,026
2500	10	35,0	343,35	1,130	72,7	98,9	277,91	28,33	72,7	22,00	13,83	190	140	180	67	74	2	29,8	917	37	310	20	1,255	90,4	1,029
1500	100	35,0	343,35	1,130	43,6	59,3	277,91	28,33	111,1	24,00	12,68	290	214	439	70	79	2	32,7	917	37	310	20	1,255	90,4	1,029
1500	75	37,0	362,97	1,130	46,1	62,7	293,79	29,95	106,7	25,00	12,17	264	194	372	74	80	2	38,6	917	37	310	20	1,255	90,4	1,029
1500	50	37,0	362,97	1,130	46,1	62,7	293,79	29,95	106,7	25,00	12,17	264	194	289	74	79	2	63,4	917	37	310	20	1,255	90,4	1,029
650	0	38,0	372,78	1,130	20,5	27,9	301,73	30,76	236,7	26,00	11,70	570	419	169	76	78	2	159,0	917	37	310	20	1,255	90,4	1,029

Motor devri	Yük	Turbolu Emme Havası				Saatteki hava tük. (ölçüm)	Volüm. verim	Volüm. verim	Saatteki hava tük. (λ ile hesap)	TK basınç artış oranı	Egzoz gazı hacimsel debisi	Hava fazlalık katsayısı	Hava fazlalık katsayısı	Ortalama efektif basınç	Mekanik kayıplar basıncı	Ortalama indike basınç	Mekanik verim	Efektif verim	İndike verim
n	$Yük$	p_k	$t_{int\ cool\ giriş}$	$t_{int\ cool\ çıkış}$	ρ_k	G_{hava}	$\eta_{v(normal)}$	$\eta_{v(turbo)}$	G_{hava}	p_k/p_o	v_{egz}	λ_{cihaz}	λ	p_{me}	p_m	p_i	η_m	η_e	η_i
d/d	%	kPa	°C	°C	kg/m^3	kg/saat	-	-	kg/saat	-	m^3/h	-	-	p_e [MPa]	p_m [MPa]	p_i [MPa]	η_m	η_e	η_i
2500	100	153,7	129	49	1,661	376,6615	1,64	1,032	0,00	1,68	935,80	0,00	1,71	0,959	0,181	1,139	0,841	0,350	0,416
2500	75	143,7	114	44	1,578	364,8343	1,62	1,052	0,00	1,57	749,11	0,00	1,74	1,022	0,181	1,203	0,850	0,391	0,461
2500	50	124,7	91	39	1,391	305,0328	1,35	0,998	0,00	1,36	552,01	0,00	1,45	1,086	0,181	1,266	0,857	0,416	0,485
2500	10	102,7	63	32	1,172	248,6322	1,10	0,966	0,00	1,12	372,11	0,00	1,24	1,112	0,181	1,292	0,860	0,446	0,519
1500	100	152,7	101	36	1,720	226,7276	1,67	1,000	0,00	1,67	533,48	0,00	1,23	1,112	0,144	1,256	0,885	0,292	0,330
1500	75	127,7	77	32	1,457	192,0136	1,41	0,999	0,00	1,39	412,18	0,00	1,09	1,175	0,144	1,319	0,891	0,322	0,361
1500	50	111,7	59	30	1,283	116,9411	0,86	0,691	0,00	1,22	227,09	0,00	0,66	1,175	0,144	1,319	0,891	0,322	0,361
650	0	92,7	43	41	1,027	46,6293	0,79	0,794	0,00	1,01	80,69	0,00	0,28	1,207	0,113	1,320	0,915	0,149	0,163

Motor devri	Yük	Emisyonlar										Egzoz gaz debisi	Emisyonlar				Ağırlık faktörü								
n	$Yük$	$İs, PM$			$\alpha_{püs}$	NO_x	CO	CO_2	CO_2 Hesap	HC	O_2	G_{egz}	NO_x	CO	HC	PM	WF	NO_x* WF	CO* WF	HC* WF	PM* WF	N_e* WF			
d/d	%	k [m^{-1}]	FSN	PM g/m^3	Dinamik püsAvans °KMA	ppm	ppm	%	%	ppm	%	kg/saat	g/h	g/h	g/h	g/h	-	NO_x*WF g/h	CO*WF g/h	HC*WF g/h	PM*WF g/h	Ne * WF	NO_x g/kWh	CO g/kWh	HC g/kWh	PM mg
2500	100	0,75	2,56	0,114	6,4	436	300	7,5	8,18	27	9,6	391,9	271,1	113,6	5,1	8,7	0,15	40,67	17,03	0,76	1,31	9,41				4,02
2500	75	0,31	1,36	0,050	7,1	428	300	5,6	8,05	28	12,5	379,3	257,6	109,9	5,1	3,0	0,15	38,65	16,49	0,76	0,45	10,03				3,30
2500	50	0,00	0,22	0,014	7,5	356	300	4,3	9,56	34	14,4	319,5	180,5	92,6	5,2	0,7	0,15	27,08	13,89	0,78	0,11	10,65				1,81
2500	10	0,00	0,22	0,014	9,5	112	600	2,1	11,12	39	17,8	262,5	46,7	152,1	4,9	0,6	0,1	4,67	15,21	0,49	0,06	7,27				1,81
1500	100	0,39	1,61	0,060	2,2	524	300	7,2	11,18	39	10,2	239,4	199,1	69,4	4,5	3,6	0,1	19,91	6,94	0,45	0,36	4,36				3,50
1500	75	0,00	0,22	0,014	3,4	572	300	6,2	12,59	38	11,9	204,2	185,3	59,2	3,7	0,7	0,1	18,53	5,92	0,37	0,07	4,61				1,81
1500	50	0,00	0,22	0,014	4,5	480	400	4,9	19,97	41	13,9	129,1	98,4	49,9	2,5	0,6	0,1	9,84	4,99	0,25	0,06	4,61				1,81
650	0	0,00	0,22	0,014	9,4	68	500	1,2	42,89	43	19,6	58,3	6,3	28,2	1,2	0,5	0,15	0,94	4,23	0,18	0,07	3,08				1,81
																	Toplam:	160,28	84,70	4,04	2,48	54,03	**2,97**	**1,57**	**0,07**	**0,05**
																						Stage 2	**7,0**	**5,0**	**1,3**	**0,4**

EK B: TÜMOSAN MR-1 ve MR-2 Yanma Odalı Dizel Motorların 50 ve 200 Saatlik Ömür Testi Talimatı

Ömür testine tabii tutulacak motorlar montaj esnasında Silindir, Piston, Biyel, Krank ve Supap mekanizması detaylarının Teknik Resme uygun ölçüleri Referans için kayıt edilmelidir.

Toplam 200 saatlik Ömür testi iki Aşamada gerçekleştirilmektedir:

I. Aşama 50 saatlik Alıştırma testi,

II. Her biri 50 saatlik A, B, C Aşamalı (toplam 150 saat) Dayanaklılık testi.

I. Aşama Alıştırma Testi

50 saatlik Alıştırma testi aşağıdaki Çizelge B.1'de gösterildiği gibi, her biri 5,5 saat olmakla 9 günde gerçekleştirilmektedir (NOT: 50 saatlik Alıştırma testi hem Ömür testi öncesi, hem de Ar-Ge testlerine tabii tutulacak motorlar kullanılarak yapılması şarttır).

Her bir alıştırma testi gününde motorun aşağıdaki Çizelge B.1'de verilmiş farklı devir sayısı (n, d/dak), yük (%, kgfm veya Nm) ve çalıştırma süresinde (saat) gerçekleştirilmelidir.

Test esnasında Soğutma ve Yağlama sistemlerinde sıcaklıklar aşağıdaki sınırlarda tutulası istenilmektedir:

- 1 ve 2 'ci günler; t_{su}=< 60 ^{0}C ve t_{yag}=< t_{su} + 5 ^{0}C

- 3 ve 4'cü günler; t_{su}=< 65 ^{0}C ve t_{yag}=< t_{su} + 5 ^{0}C

- 5 ve 6' cı günler; t_{su}=< 70 ^{0}C ve t_{yag}=< t_{su} + 5 ^{0}C

- 7, 8 ve 9'günler; t_{su}=80-85 ^{0}C ve t_{yag}= 85-90 ^{0}C

Her bir test günü içinde bir rejimden diğer rejime geçmeden 5 dak önce motorun yakıt tüketimi, gücü ve diğer parametreleri ölçülerek Protokole kayıt edilecektir.

50 saatin tamamlanmasını müteakip yağ değişimi yapılarak II. Aşama 150 saatlik Dayanaklılık testi başlatılacaktır.

II. Aşama Dayanaklılık testi

Her biri 50 saatlik süre içinde yapılacak Dayanaklılık Testi aşağıdaki A, B ve C talimatlarına uygun gerçekleştirilmelidir:

A) n= 2200 d/dak ve %25 +/- % 50 ilave yük için 1 saat'te bir yüklü ve yüksüz yapılacaktır (önce motor 1 saat %25 yükte çalıştırılacak, sonra 1 saat yüksüz, daha sonra ise yük %25+%50

=%75'e dek artırılarak 1 saat çalıştırılacak ve yene 1 saat %0 yükte çalıştıktan sonra yük %25'e ulaştırılarak test süreci yeniden başlatılacaktır),

B) n= 1500 d/dak ve %50 +/- % 25 ilave yük için 1 saat'te bir yüklü ve yüksüz yapılacaktır,

C) n=2500 d/dak ve %75 +/- % 25 ilave yük için 1 saat'te bir yüklü ve yüksüz yapılacaktır.

Çizelge B.1 : Ömür testi değerleri

Test Günleri ve hız rejimi, *n* d/dak	Çalışma Süresi, saat	Yük, % (Tork, kgm veya Nm) (*)	Test günleri ve hız rejimi, *n* d/dak	Çalışma Süresi, saat	Yük, % (Tork) kgfm (Nm) (*)
1.gün, 1500 d/dak	1	0	2.gün, 1500 d/dak	0,5	0
	1	%10(3,5 kgm, 35 Nm)		1,25	%15 (5 kgfm, 50Nm)
	0,5	0		0,25	0
	1	%20 (7 kgfm, 70 Nm)		1,25	%30(10 kgf, 100 Nm)
	0,5	0		0,25	0
	0,5	%30 (10,5 kgfm,105Nm)		0,5	%40(13 kgm,130Nm)
	0,25	0		0,25	0
	0,5	%40 (13 kgfm, 130 Nm)		1	%50 (16kgm,160Nm)
	0,25	0		0,25	0
Toplam	**5,5 saat**		**Toplam**	**5,5 saat**	
3.gün, 2000 d/dak	0,5	0	4.gün, 2000 d/dak	0,5	0
	1,25	%15 (4,5 kgm, 45 Nm)		1,25	%15 (4,5kgm,45 Nm)
	0,25	0		0,25	0
	1,25	%30 (9 kgm,90 Nm)		1,25	%30 (9kgm,90 Nm)
	0,25	0		0,25	0
	0,5	%40 (12 kgm,120Nm)		1	%40 (12kgm,120Nm)
	0,25	0		0,25	0
	1	%50 (15kgm,150Nm)		0,5	%50(15 kgm,150Nm)
	0,25	0		0,25	0
Toplam	**5,5 saat**		**Toplam**	**5,5saat**	
5.gün, 2200 d/dak	0,5	0	6.gün, 2200 d/dak	0,5	0
	1,25	%15 (4,0 kgm,40Nm)		1,25	%15(4,0kgm,40 Nm)
	0,25	0		0,25	0
	1,25	%30 (8 kgm,80Nm)		1,25	%30 (8 kgm,80 Nm)
	0,25	0		0,25	0
	1	%40 (12 kgm, 120 Nm)		1	%40(12kgm,120 Nm)
	0,25	0		0,25	0
	0,5	%50 (15 kgm, 150 Nm)		0,5	%50(15kgm,150 Nm)
	0,25	0		0,25	0
Toplam	**5,5 saat**		**Toplam**	**5,5 saat**	
7.gün, 2400 d/dak	0,5	0	8.gün, 2400 d/dak	0,5	0
	1,25	%15 (4,0 kgm, 40 Nm)		1,25	%20 (5 kgm, 50 Nm)
	0,25	0		0,25	0
	1,25	%30 (8 kgm, 80 Nm)		1,25	%40(10kgm,100 Nm)
	0,25	0		0,25	0
	1	%40 (12 kgm, 120 Nm)		1	%60(15kgm, 150Nm)
	0,25	0		0,25	0
	0,5	%50 (15 kgm, 150 Nm)		0,5	%80(20kgm, 200Nm)
	0,25	0		0,25	0
Toplam	**5,5 saat**		**Toplam**	**5,5 saat**	
9.gün, 2500 d/dak	0,5	0			
	1,25	%20 (5 kgm, 50 Nm)			
	0,25	0			
	1,25	%40 (10 kgm, 100Nm)			
	0,25	0			
	1	%60 (15 kgm, 150 Nm)			
	0,25	0			
	0,5	%100 (25 kgm, 250Nm)			
	0,25	0			
Toplam	**5,5 saat**				

EK C: OTAM' da yapılmış sertifika test sonuçları

Çizelge C.1 : Doğal Emişli TÜMOSAN 4D39T Motorun Sertifika Emisyon Test Sonuçları

OTAM LABORATUARI

Motor: TÜMOSAN 4D39T **07.11.2007**

Deney: 8 MOD

Test Adımı	Motor Hızı	Tork	Güç	Güç	Özgül Yakıt Tüketimi	Özgül Yakıt Tüketimi	Strok Basina Yakit	λ	η_v	Ortam Hava Basıncı	Emme Havası		Turbo	
											Sıcaklık	Nem	Sıcaklık	Basınç
	rpm	Nm	kW	HP	g/kWh	g/HPh	mm^3/cycle			mbar	°C	%	°C	bar
1	2502	210	55,0	74,8	252,2	185,4	56,8	1,43	0,81	1018	21	33	-	-
2	2505	155	40,7	55,3	242,5	178,5	40,4	2,01	0,81	1019	22	34	-	-
3	2502	105	27,5	37,4	270,9	199,2	30,5	2,66	0,81	1019	22	34	-	-
4	2505	22	5,9	8,0	601,7	443,8	14,5	5,59	0,81	1019	22	34	-	-
5	1503	264	41,6	56,5	229,8	169,2	65,0	1,33	0,86	1019	22	34	-	-
6	1502	197	30,9	42,1	219,7	161,3	46,2	1,87	0,86	1019	22	33	-	-
7	1502	130	20,5	27,8	231,7	170,9	32,3	2,67	0,86	1019	22	33	-	-
8	651	0	0	0	-	-	13,0	7,07	0,92	1019	23	32	-	-

CO	NO_X	THC	CO_2	O_2	Duman
ppm	ppm	ppm	%	%	1/m
289,54	543,9	192,9	9,2	7,3	0,666
365,04	447,2	161,9	6,5	10,6	0,343
573,58	310,4	234,5	4,6	13,4	0,135
825,34	104,0	490,0	2,2	16,9	0,027
292,55	1038,9	221,1	9,9	6,3	1,347
182,45	820,3	181,7	6,9	10,2	0,460
293,01	511,4	221,6	4,7	13,3	0,168
300,21	168,0	225,7	1,3	18,1	0,041

SONUÇLAR		
Toplam CO Emisyonu	g/kWh	**3,10**
Toplam NOx Emisyonu	g/kWh	**5,20**
Toplam HC Emisyonu	g/kWh	**0,93**
Toplam Partikül Emisyonu	g/kWh	**0,37**

LİMİTLER	
Stage I	Stage II
6,50	5,00
9,20	7,00
1,30	1,30
0,85	0,40

Çizelge C.2 : TÜMOSAN Turbo Dizel Motorun Sertifika Emisyon Test Sonuçları

OTAM LABORATUARI

Motor: TÜMOSAN 4DT39T **01.11.2007**

Deney: 8 MOD

Test Adımı	Motor Hızı	Tork	Güç	Güç	Özgül Yakıt Tüketimi	Özgül Yakıt Tüketimi	Strok Basina Yakit	λ	η_v	Ortam Hava Basıncı	Emme Havası		Turbo	
											Sıcaklık	Nem	Sıcaklık	Basınç
	rpm	Nm	kW	HP	g/kWh	g/HPh	mm^3/cycle			mbar	°C	%	°C	bar
1	2505	265	69,4	94,4	238,0	175,0	67,7	1,81	0,83	1020	21	52	109	1,92
2	2503	197	51,6	70,2	251,4	184,8	53,2	2,12	0,85	1020	21	54	97	1,67
3	2502	133	34,7	47,2	271,2	199,4	38,6	2,52	0,83	1020	22	54	78	1,39
4	2503	27	7,1	9,6	574,6	425,0	16,7	4,41	0,77	1021	22	53	53	1,06
5	1502	329	51,8	70,4	222,8	163,9	78,8	1,44	0,94	1021	22	54	76	1,43
6	1504	244	38,4	52,3	223,4	164,1	58,5	1,77	0,95	1021	22	53	65	1,25
7	1502	165	25,9	35,2	229,3	168,8	40,6	2,38	0,92	1021	22	52	53	1,16
8	784	0	0	0	-	-	11,4	6,68	0,84	1022	24	50	43	0,97

CO	NO_X	THC	CO_2	O_2	Duman
ppm	ppm	ppm	%	%	1/m
127,34	580,0	125,6	6,7	10,1	0,385
143,04	372,3	134,5	5,8	11,8	0,359
190,74	256,2	154,4	4,7	13,7	0,362
340,44	111,3	247,0	2,4	17,0	0,086
150,32	945,5	182,9	9,5	7,0	0,715
138,83	731,4	151,5	7,6	9,8	0,483
198,11	438,9	149,1	5,4	12,7	0,281
227,44	134,4	187,7	1,3	17,3	0,043

SONUÇLAR			LİMİTLER	
			Stage I	Stage II
Toplam CO Emisyonu	g/kWh	**1,27**	6,50	5,00
Toplam NOx Emisyonu	g/kWh	**5,15**	9,20	7,00
Toplam HC Emisyonu	g/kWh	**0,60**	1,30	1,30
Toplam Partikül Emisyonu	g/kWh	**0,29**	0,85	0,40

Çizelge C.3 : TÜMOSAN Turbo+Arasoğutuculu Motorun Sertifika Emisyon Test Sonuçları

OTAM LABORATUARI

Motor: TÜMOSAN 4DT39T **13.11.2007**

Deney: 8 MOD

Test Adımı	Motor Hızı	Tork	Güç	Güç	Özgül Yakıt Tüketimi	Özgül Yakıt Tüketimi	Strok Basina Yakit	λ	η_v	Ortam Hava Basıncı	Emme Havası		Intercooler Sıcaklık		Intercooler Basınç	
											Sıcaklık	Nem	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış
	rpm	Nm	kW	HP	g/kWh	g/HPh	mm^3/cycle			mbar	°C	%	°C	°C	bar	bar
1	2505	255	66,8	90,9	250,0	183,7	68,4	2,13	0,85	1019	22	37	109	47	1,9	1,9
2	2504	188	49,3	67,0	269,6	198,4	54,5	2,39	0,86	1019	21	38	98	47	1,7	1,6
3	2506	125	32,8	44,6	291,8	214,6	39,2	2,83	0,83	1019	22	38	82	48	1,5	1,5
4	2505	25	6,6	8,9	665,2	493,3	18,0	4,69	0,81	1019	22	37	58	48	1,2	1,1
5	1504	319	50,1	68,1	239,3	176,1	81,9	1,54	0,94	1019	21	37	76	49	1,5	1,5
6	1502	238	37,5	51,0	232,5	171,0	59,7	1,89	0,90	1019	22	36	67	48	1,3	1,4
7	1502	159	25,0	34,0	243,2	178,8	41,6	2,39	0,96	1020	23	35	56	48	1,2	1,1
8	799	0	0	0	-	-	13,9	5,38	0,84	1020	23	34	45	48	1,0	1,0

CO	NO_X	THC	CO_2	O_2	Duman
ppm	ppm	ppm	%	%	1/m
179	280,6	122,9	6,3	11,2	0,370
214,67	215,2	125,8	5,4	12,5	0,252
345,23	168,9	172,7	4,5	13,8	0,186
682,08	69,3	499,0	2,3	16,8	0,028
192,18	550,3	191,6	8,5	8,2	0,740
190,79	448,0	168,0	6,9	10,4	0,501
267,98	325,9	184,1	5,2	12,8	0,263
297,35	102,5	288,3	1,3	18,3	0,027

SONUÇLAR		
Toplam CO Emisyonu	g/kWh	**2,40**
Toplam NOx Emisyonu	g/kWh	**3,39**
Toplam HC Emisyonu	g/kWh	**0,86**
Toplam NOx+HC Emisyonu	g/kWh	**4,25**
Toplam Partikül Emisyonu	g/kWh	**0,36**

LİMİTLER		
Stage I	Stage II	Stage III-A
6,50	5,00	5,00
9,20	7,00	-
1,30	1,30	-
-	-	4,70
0,85	0,40	0,40

EK D: Silindir Kafasının Döküm ve Hızlı Prototip Ürün Fotoğrafları

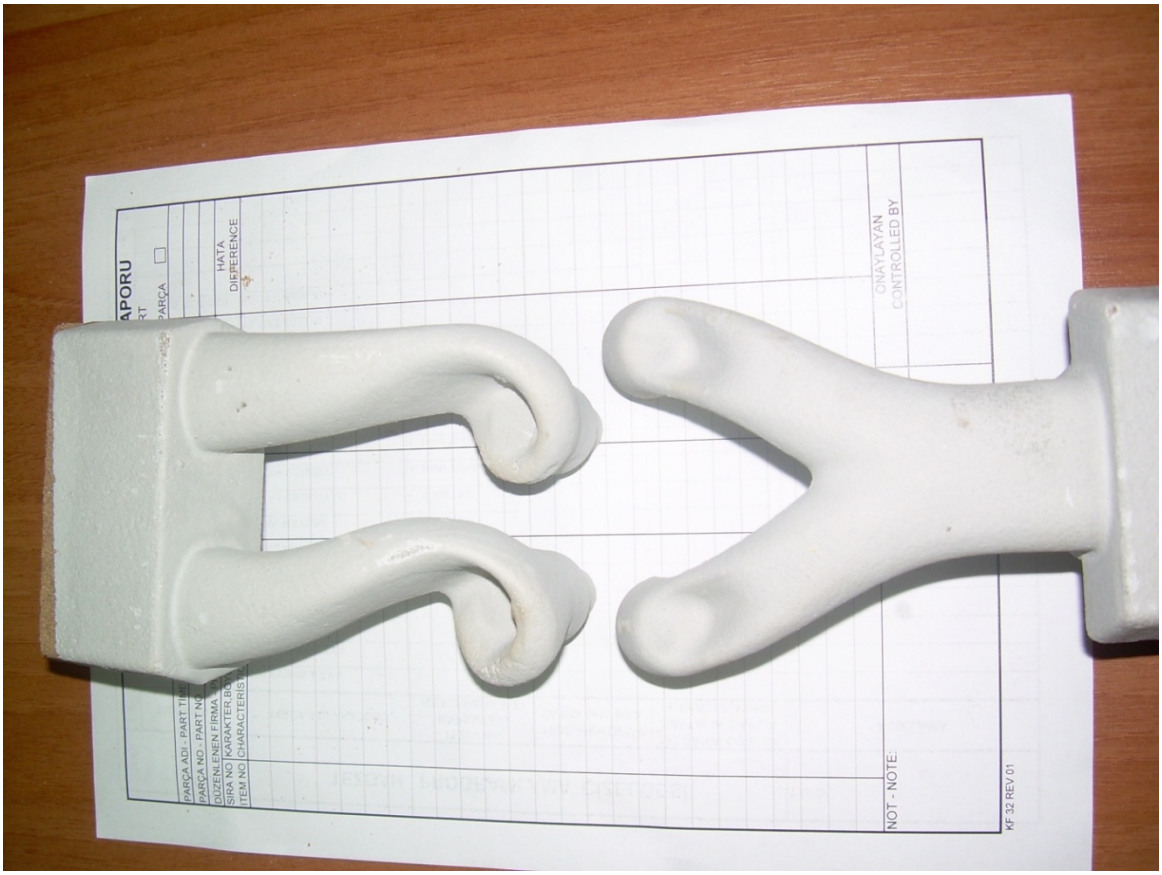
Şekil D.1, Şekil D.2, Şekil D.3, Şekil D.4 ve Şekil D.5'de silindir kafasının döküm ve hızlı prototip ürün fotoğrafları bulunmaktadır.

Şekil D.1 : Silindir kafasının soğutma suyu kanalı, egzos kanalı ve emme kanalı maçaları

Şekil D.2 : Silindir kafası döküm ürününün üst ve alt kesitleri

Şekil D.3 : Silindir kafasının hızlı prototip ürününün kesitleri

Şekil D.4 : Emme kanalı maçası için CNC tezgahta işlenmiş maça kalıbı



Şekil D.5 : Emme ve egzoz kanalı maçaları

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Enishan Özcan

Doğum Yeri ve Tarihi: 03.03.1985 Eskişehir

Lisans Üniversite: İstanbul Teknik Üniversitesi – Makine Müh.

İş Deneyimi:

- Yonca-Onuk A.O. Mühendislik Departmanı
  Konstrüksyon Şef Vekili (Temmuz 2007 – Nisan 2008)
- Alçelik TÜMOSAN A.Ş. Ar-ge Departmanı
  Ar-ge Mühendisi (Nisan 2008 -)

Başarılar:

- İTÜ Güneş Teknesi Takımı; Solarsplash'07 Güneş Enerjili Tekneler Dünya Şampiyonası'nda Genel Sıralama **Üçüncülüğü** dahil 10 ödül
- İTÜ Güneş Teknesi Takımı; Solarsplash'08 Güneş Enerjili Tekneler Dünya Şampiyonası'nda Genel Sıralama **İkinciliği** dahil 6 ödül
- Maritime-Visions Yüzeryapılar ve Gemiler için Konsept Tasarımlar Proje Yarışması'nda 2007 Genel Sıralama **Beşinciliği**

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.
- **Özcan, E.,** Arslan, H, Kutlar, A. O., Gündüz, K., Kırkköprü, K., Mehdiyev, R., 2008. Dört Supaplı Tek Silindirli Bir Dizel Motorun Çift Helisel Emme Portuna Sahip Silindir Kafasının Tasarımı.