İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENJEKTÖR PARAMETRELERİNİN MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Müh. Barış DOĞRU

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Otomotiv

HAZİRAN 2007

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENJEKTÖR PARAMETRELERİNİN MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Müh. Barış DOĞRU

503051701

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 2 Temmuz 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 13 Haziran 2007

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

HAZİRAN 2007

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tezinin yönetilmesinde tecrübe ve bilgi birikimini benimle paylaşan, bu konu ile ilgili araştırma yapmam için beni teşvik eden, bana her türlü desteği sağlayan tez danışmanım sayın hocam Prof. Dr. Metin Ergeneman'a ve tezin ayrılmaz bir parçası olan laboratuar deneylerinin yapılmasında bana yardımcı olan ve emeğini hiç bir şekilde benden esirgemeyen sayın hocalarım Prof. Dr. Cem Soruşbay'a, Prof. Dr. Ertuğrul Arslan'a, Dr.Hikmet Arslan'a, Dr. Akın Kutlar'a, Müh. Mustafa Kavitaş'a, Bosch Tic. ve San. A.Ş. firmasından sayın Efkan Şişman'a, elektronik mühendisi sayın Müjdat Özbek'e ve emektar arkadaşlarım Müh. Evren Erdöl, Y. Müh. Süleyman Bulut Ejder ile teknisyen Faruk Arslan'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, beni topluma hayırlı bir evlat olarak yetiştirip bugünlere getiren ve her konuda benim yanımda olan canım anneme ve babama teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2007 Barış Doğru

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR **vii**
TABLO LİSTESİ **ix**
ŞEKİL LİSTESİ **xi**
SEMBOL LİSTESİ **xvi**
ÖZET **xviii**
SUMMARY **xix**

1. GİRİŞ **1**
1.1. Giriş ve Çalışmanın Amacı 1

2.DİZEL MOTORLAR **3**
2.1. Dizel Motorunda Yanma Süreci 3
2.2. Dizel Motorlarında Püskürtme 7
2.3. Dizel Motorlarında Besleme Ünitesi 13
2.4. Dizel Motorlarında Püskürtme Ünitesi 14
2.4.1. Enjektörler 14
2.4.1.1. Enjektörlerin Çalışması 17
2.4.1.2. Enjektörlerin Sınıflandırılması 19
2.4.1.3. Enjektör Memeleri 20
2.5. Dizel Motorlarında Tasarım ve Çalışma Parametrelerinin Performansa Etkileri 28
2.5.1. Tasarım Parametrelerinin Etkileri 28
2.5.2. Çalışma Parametrelerinin Etkileri 43
2.6. Dizel Motorlarında Yakıt Demetinin Oluşumu ve Yapısı 50
2.6.1. Sıvılarda Parçalanma 50
2.6.2. Damla Mekaniği 58
2.6.3. Yakıt Demetinin Nüfuz Derinliği 59
2.6.4. Yakıt Demet Açısı 69
2.7. Dizel Motorlarında Yakıtın Enjektör İçindeki Akışkan Hareketi 74
2.7.1. İlgili Tanımlamalar 74
2.7.2. Süreklilik Denklemi 76
2.7.3. Bernoulli Enerji Denklemi 78
2.7.4. Bernoulli Denkleminin Dayandığı Kabuller ve Bunların Değişebilirliği 79
2.7.5. Bernoulli Denkleminin Uygulamaları 80

2.7.5.1. Yatay Sistem 80
2.7.5.2. Sabit Kesit 81
2.7.5.3. Eşbasınç Ortamı 81
2.7.6. Gerçek Akışkanların Akımı 81
2.7.7. Farklı Akım Rejimlerinin Oluşumu 82
2.7.8. Laminar ve Türbülanslı Akım 83
2.7.9. Enerji Kayıpları 83
2.7.9.1. Sürekli (Üniversal) Kayıplar 85
2.7.9.2. Lokal (Yersel) Kayıplar 86
2.8. Enjektör Parametreleri ve Yakıt Atomizasyonunun Motor Performansına Etkileri Üzerine Yapılan Deneysel Çalışmalar 89
2.8.1. Dünya'da Yapılan Çalışmalar 90
2.8.1.1. Ağır – İş Motorlarının Eş Zamanlı Optimizasyonu İçin Çoktan Değişimli Analiz Şemasının Geliştirilmesi 90
2.8.1.2. Doğrudan Püskürtmeli Dizel Motorlarında Egzoz Emisyonlarına Olan Etkilerin Araştırılması 98
2.8.2. Türkiye'de Yapılan Çalışmalar 110
2.9. Dünya'da Common–Rail Enjektörleri İçin Yapılan Çalışmalar 113
2.10. Türkiye'de Common–Rail Enjektörleri İçin Yapılan Çalışmalar 126
2.11. Enjektörde Kavitasyon Problemi 128
2.11.1. Kavitasyonla İlgili Bir Deneysel Çalışma 132

3.DİZEL YAKIT PÜSKÜRTME SİSTEMLERİ 140
3.1. Common–Rail Yakıt Püskürtme Sistemi 140
3.1.1. Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Temel Özellikleri 143
3.1.2. Püskürtme Sistemlerinin Birbirleri ile Karşılaştırılmaları 143
3.1.3. Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Avantajları 144
3.2. Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Yapısı 145
3.2.1. Alçak Basınç Devresi 148
3.2.1.1. Besleme Pompası 149
3.2.1.2. Yakıt Filtresi 151
3.2.1.3. Düşük Basınç Ayar Valfi 151
3.2.2. Yüksek Basınç Devresi 151
3.2.2.1. Yüksek Basınç Pompası 152
3.2.2.2. Basınç Kontrol Valfi 154
3.2.2.3. Dağıtıcı Boru (Rail) 155
3.2.2.4. Selonoid Valf Kumandalı Enjektör 156
3.3. CR Yakıt Püskürtme Sisteminin Fonksiyonları 161
3.4. Geri Akış 169

3.5. Elektronik Kontrollü Olarak Common–Rail Yakıt Püskürtme Sistemi 171
3.5.1. Elektronik Kontrol Ünitesi(ECU) 173
3.5.2. Sensörler 177
3.5.3. Hareket İleticiler 178
3.5.4. Aktörler 179

4. DENEY AŞAMASI 181
4.1. Deney Motorunun Özellikleri 181
4.2. Motor Deneylerine İlişkin Genel Bilgi 184
4.3. Deneylerin Uygulanma Şekli 186
4.4. Motor Yükleme Sistemleri 188
4.5. Motor Yükleme Sistemlerinin Ölçüm Şartları 189
4.6. Elektromanyetik Frenin İşleyişi 190
4.7. Ölçümü Yapılacak Performans Karakteristikleri 191
4.7.1. Motor Momenti(Döndürme Momenti) 193
4.7.2. Motor Gücü 193
4.7.3. Özgül Yakıt Tüketimi 195
4.7.4. Verim 196
4.7.4.1. Hacimsel (Volümetrik) Verim 197
4.7.4.2. Diyagram Verimi 197
4.7.4.3. Mekanik Verim 197
4.7.4.4. Toplam Verim (Efektif Verim) 197
4.8. Motor Performansı Deneyleri için Avrupa Birliği Standartları 199
4.9. Deneylerde Kullanılacak Enjektörler ve Özellikleri 205
4.9.1. Test Enjektörlerinin Konstrüktif Özellikleri ve Motor Performansı Üzerine Etkileri 205
4.9.2. Testler İçin Yapılan Montaj ve Demontaj İşlemleri 209
4.10. Enjektör Memelerinin Deney Sonuçları 215
4.10.1. Orijinal Enjektör Memesinin Deney Sonuçları 216
4.10.2. A Enjektör Memesinin Deney Sonuçları 218
4.10.3. B Enjektör Memesinin Deney Sonuçları 220
4.10.4. C Enjektör Memesinin Deney Sonuçları 222
4.10.5. D Enjektör Memesinin Deney Sonuçları 224
4.10.6. E Enjektör Memesinin Deney Sonuçları 226
4.10.7. F Enjektör Memesinin Deney Sonuçları 228
4.11. Enjektör Memelerinin Motor Performansına Etkilerinin Karşılaştırılması 230
4.11.1. L = 0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Karşılaştırılması 230

4.11.2. L = 0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Karşılaştırılması 234

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA 239

KAYNAKLAR 241

EKLER 246

ÖZGEÇMİŞ 253

KISALTMALAR

ÜÖN : Üst Ölü Nokta
AÖN : Alt Ölü Nokta
max : Maksimum
min : Minimum
IDI : Ön Yanma Odalı
DI : Doğrudan Püskürtmeli
CR : Common–Rail
ECU : Elektronik Kontrol Ünitesi
UIS : Birim Enjektör Sistemi
UPS : Birim Pompa Sistemi
BG : Beygir Gücü
HP : Beygir Gücü
cc : Santimetre Küp
HC : Hidrokarbon
BSFC : Özgül Yakıt Tüketimi
FC : Yakıt Tüketimi
ATDC : Üst Ölü Noktadan Sonra
BTDC : Üst Ölü Noktadan Önce
dB : Desibel Ses Birimi
ET : Enerjilenme Süresi
TDC : Üst Ölü Nokta
F : Fahrenhayt
ABD : Amerika Birleşik Devletleri
ppm : Milyonda Parçacık Sayısı
PS : Beygir Gücü (Pferde Starke)
EDS : Ecotorq Tanı Sistemi
EDC : Bosch'un Geliştirdiği Yeni Bir Kontrol Ünitesi
DPF : Dizel Parçacık Filtresi

EEV : Çevre Dostu Taşıtlar

TG : Tutuşma Gecikmesi

KMA : Krank Mili Açısı

EGR : Egzoz Gazı Resirkülasyonu

VG : Değişik Geometrili Turboşarj Sistemleri

IT : Püskürtme Avansı

RP : Rail Basıncı

ND : Enjektör Meme Delik Çapı

NCA° : Enjektör Meme Koni Açısı

EDK : Elektronik Dizel Kontrol Sistemi

TCS : Çekiş Kontrol Sistemi

SEM : Tarayıcı Elektron Mikroskobu

TABLO LİSTESİ **Sayfa No**

Tablo 2.1	Enjektör Meme Tasarımının Bazı Yanma Karakteristiklerine Olan Etkisi.....	29
Tablo 2.2	Ani Daralma Katsayısı.....	88
Tablo 2.3	Motor Özellikleri.....	93
Tablo 2.4	Dizayn Şeması.....	94
Tablo 2.5	Parametre Düzeyleri.....	95
Tablo 2.6	Parametre Etkileşimleri.....	95
Tablo 2.7	Değişim Analizi.....	96
Tablo 2.8	Yakıt Özellikleri.....	100
Tablo 2.9	Motor Özellikleri – 1.....	100
Tablo 2.10	Motor Özellikleri – 2.....	101
Tablo 2.11	Test Koşulları.....	102
Tablo 2.12	Zarar Görmüş Memenin ve 18CrNi8 Sertleştirilmiş Çeliğin Kimyasal İçerikleri.....	134
Tablo 4.1	Ecotorq 300 PS Motor Özellikleri.....	183
Tablo 4.2	Efektif Motor Gücünün Tespiti İçin Yapılan Testlerde Bulunması Gereken Donanımlar.....	200
Tablo 4.3	Testler İçin Gerekli Kurulum Koşulları.....	201
Tablo 4.4	Test Enjektörlerinin Özellikleri.....	205
Tablo 4.5	Motorun Orijinal Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri.....	216
Tablo 4.6	Motorun Orijinal Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri.....	216
Tablo 4.7	Motorun Orijinal Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri.....	216
Tablo 4.8	Motorun A Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri.....	218
Tablo 4.9	Motorun A Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri.....	218
Tablo 4.10	Motorun A Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri.....	218
Tablo 4.11	Motorun B Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri.....	220
Tablo 4.12	Motorun B Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri.....	220
Tablo 4.13	Motorun B Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri.....	220
Tablo 4.14	Motorun C Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri.....	222
Tablo 4.15	Motorun C Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri.....	222
Tablo 4.16	Motorun C Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri.....	222
Tablo 4.17	Motorun D Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri.....	224
Tablo 4.18	Motorun D Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri.....	224
Tablo 4.19	Motorun D Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri.....	224
Tablo 4.20	Motorun E Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri.....	226

Tablo 4.21 Motorun E Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri..... 226
Tablo 4.22 Motorun E Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri..... 226
Tablo 4.23 Motorun F Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri..... 228
Tablo 4.24 Motorun F Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri..... 228
Tablo 4.25 Motorun F Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri..... 228
Tablo 4.26 L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Motor Gücü Verileri..... 230
Tablo 4.27 L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Özgül Yakıt Tüketimi Verileri..... 231
Tablo 4.28 L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Toplam Verim Verileri..... 232
Tablo 4.29 A ile B Memeleri Arasındaki Farkın Tahmini Nedeni..... 233
Tablo 4.30 L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Motor Gücü Verileri..... 234
Tablo 4.31 L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Özgül Yakıt Tüketimi Verileri..... 235
Tablo 4.32 L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Toplam Verim Verileri..... 236
Tablo 4.33 1500–1800 d/d Hız Aralığında O ve E Memelerinin Performans Yakınlığının Tahmini Nedeni..... 237
Tablo 4.34 1500–1800 d/d Hız Aralığında D ve F Memelerinin Performans Yakınlığının Tahmini Nedeni..... 237
Tablo 4.35 1800–2100 d/d Hız Aralığında F Memesinin En Kötü Performans Vermesinin Tahmini Nedeni..... 238
Tablo 4.36 1800–2100 d/d Hız Aralığında D Memesinin Toplam Veriminin Daha Az Azalmasının Tahmini Nedeni..... 238

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1 : Dizel Motorlarında Yanma İşlemi..... 3
Şekil 2.2 : Dizel Motorunda Krank Mili Açısına Bağlı Olarak Silindir İçi Basıncı..... 4
Şekil 2.3 : Doğrudan Püskürtmeli Bir Dizel Motorunda Yakıtın Püskürtülmesi 5
Şekil 2.4 : Krank Miline Bağlı Olarak Isı Açığa Çıkışı..... 6
Şekil 2.5 : Püskürtme ve Yanma Kanunu..... 9
Şekil 2.6 : Klasik Bir Dizel Motorun Yakıt Sisteminin Parçaları..... 13
Şekil 2.7 : Enjektörün Yapısı..... 15
Şekil 2.8 : Klasik Bir Enjektörün Parçaları..... 16
Şekil 2.9 : Püskürtme Öncesi Enjektör..... 17
Şekil 2.10 : Yakıt Püskürtme..... 18
Şekil 2.11 : Püskürtme Sonu Enjektör..... 19
Şekil 2.12 : Enjektör Memesi Kesiti..... 21
Şekil 2.13 : Delikli Tip Enjektör..... 22
Şekil 2.14 : Çubuklu Tip Enjektör..... 23
Şekil 2.15 : Delikli ve Çubuklu Meme Kesitleri..... 24
Şekil 2.16 : Çeşitli Enjektör Tipleri..... 24
Şekil 2.17 : VCO ve Keseli Meme Tipleri..... 25
Şekil 2.18 : Dizel Yakıt Demetleri..... 25
Şekil 2.19 : Yakıt Demetlerinin Yanma Odası İçinde Yayılımı..... 26
Şekil 2.20 : Çubuklu Tip Enjektörler..... 26
Şekil 2.21 : İki Kademeli Enjektör Memesi..... 27
Şekil 2.22 : Bağıl Sıvı Hızının Parçalanmaya Etkisi..... 31
Şekil 2.23 : Yakıt Demeti ve Sıcaklık Dağılımı..... 32
Şekil 2.24 : Yakıt Demet Açısı..... 33
Şekil 2.25 : Enjektör Delik Çapının Demet Açısına Etkisi..... 33
Şekil 2.26 : L/d Oranının Demet Açısına Etkisi..... 34
Şekil 2.27 : Çeşitli Meme Kanal Geometrileri..... 35
Şekil 2.28 : Keskin Girişli Meme Kanalında Üniform Hız Dağılımının Bozulması..... 37
Şekil 2.29 : Keskin Girişli Meme Kanalında Akım Resirkülasyonu..... 37
Şekil 2.30 : Kavitasyon Oluşumu..... 39
Şekil 2.31 : Direkt Püskürtmeli Dizel Motorunun Yanma Odası Kesiti..... 40
Şekil 2.32 : Ön ve Girdap Yanma Odalı Dizel Motorlarının Yanma Odası Kesit Resimleri..... 40
Şekil 2.33 : Sıkıştırma Oranının Duman Miktarına Etkisi..... 42
Şekil 2.34 : Sıkıştırma Oranı Değişiminin NO Emisyonlarına Etkisi..... 42
Şekil 2.35 : Püskürtme Avansının NOx ve Özgül Yakıt Tüketimine Etkisi..... 45
Şekil 2.36 : Giriş Basıncının Tutuşma Gecikmesine Etkisi..... 45
Şekil 2.37 : Dolgu Sıcaklığına Bağlı Olarak NOx Emisyonu Değişimi..... 46
Şekil 2.38 : Püskürtme Basıncına Bağlı Olarak Damlacık Çapı Değişimi..... 46

Şekil 2.39 : Eşdeğerlik Oranına Bağlı Olarak NOx ve NO Konsantrasyonları.... 48
Şekil 2.40 : Direkt Püskürtmeli Dizel Motorlarında Yakıt Püskürtme ve Karışım Oluşturma Şeklinin Üstten Görünüşü..... 49
Şekil 2.41 : Sıvı Sütununun Deformasyonu..... 51
Şekil 2.42 : Hava Hareketleri Nedeniyle Sıvı Sütunundaki Deformasyon..... 51
Şekil 2.43 : Bağıl Sıvı Hızının Parçalanmaya Etkisi..... 52
Şekil 2.44 : Ortam Basıncının Parçalanmaya Etkisi..... 53
Şekil 2.45 : Sıvı Sütununun Liflere Ayrılması..... 53
Şekil 2.46 : Damlacıkların Oluşumunun Şematik Gösterimi..... 54
Şekil 2.47 :Yüksek Hızlı Sıvı Jetinin Parçalanması Sonucu Damlacıkların Oluşumu..... 54
Şekil 2.48 : Hava Hareketi Nedeniyle Damlacıkların Deformasyonu..... 55
Şekil 2.49 : Dizel Yakıt Demetinin Yapısı..... 57
Şekil 2.50 : Hava Akımı İçerisine Püskürtülen Yakıt Demetinin Deformasyonu 57
Şekil 2.51 : Yakıt Demetinin Nüfuz Derinliği..... 60
Şekil 2.52 : Yakıt Demeti Derinliğinin Çıkış Hızına Bağlı Olarak Değişimi..... 63
Şekil 2.53 : Yakıt Demeti Derinliğinin Enjektör Delik Çapı İle Değişimi..... 64
Şekil 2.54 : Yakıt Demeti Derinliğinin Karşı Basınç İle Değişimi..... 65
Şekil 2.55 : Yakıt Demeti Nüfuz Derinliğinin Ortam Basıncına ve Püskürtme Basıncına Göre Değişimi..... 67
Şekil 2.56 : Çevri Hareketinin Nüfuz Derinliğine Etkisi..... 68
Şekil 2.57 : Yakıt Demeti Nüfuz Derinliğinin Ortam Sıcaklığına Göre Değişimi..... 69
Şekil 2.58 : Yakıt Demet Açısı..... 69
Şekil 2.59 : Karşı Basıncın Demet Açısı Üzerindeki Etkisi..... 70
Şekil 2.60 : Enjektör Delik Çapının Demet Açısına Etkisi..... 71
Şekil 2.61 : L/d Oranının Demet Açısına Etkisi..... 72
Şekil 2.62 : Demet Açısının Değişimi..... 73
Şekil 2.63 : Akım Çizgileri, Akım Yüzeyi, Akım Borusu..... 75
Şekil 2.64 : Süreklilik Denklemi..... 76
Şekil 2.65 : Üniform Olmayan Hız Dağılımı..... 77
Şekil 2.66 : Yatay Sistem..... 80
Şekil 2.67 : Sürekli Kayıbın Geometrik Anlamı..... 85
Şekil 2.68 : Ani Genişleme Kaybı..... 87
Şekil 2.69 : Ani Daralma Kaybı..... 87
Şekil 2.70 : Tedrici Genişleme Kaybı..... 88
Şekil 2.71 : Optimizasyon Akış Diyagramı..... 92
Şekil 2.72 : Parametrelerin Emisyon ve Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkilerinin Karşılaştırılması..... 97
Şekil 2.73 : Enjektör Memesi Özelliklerinin Emisyon veYakıt Tüketimi Üzerine Etkisi..... 98
Şekil 2.74 : Test Yakıtlarının Ticari Araç Motorunun Egzoz Emisyonları Üzerindeki Etkisi..... 101
Şekil 2.75 : Püskürtme Profillerinin Farkı..... 102
Şekil 2.76 : Tam Yükte Partikül Madde Emisyonları..... 103
Şekil 2.77 : Tam Yükte Partikül Madde Emisyonları (SOF ve İs)..... 104
Şekil 2.78 : Kısmi Yükte Partikül Madde Emisyonları..... 104
Şekil 2.79 : Kısmi Yükte Partikül Madde Emisyonları (SOF ve İs)..... 105
Şekil 2.80 : Farklı Koşullardaki NOx Emisyonları..... 106
Şekil 2.81 : NOx Emisyonlarının Değişim Oranı..... 106

Şekil 2.82 : Ortalama Gaz Sıcaklığı ve NOx Arasındaki İlişki..... 107
Şekil 2.83 : NOx ve Partikül Madde Emisyonlarının Karşılaştırılması..... 108
Şekil 2.84 : NOx Emisyonu ve Özgül Yakıt Tüketiminin Karşılaştırılması..... 109
Şekil 2.85 : Deney Sisteminin Şematik Resmi..... 110
Şekil 2.86 : 150 Bar Püskürtme Basıncında Dizele Etanol Eklenmesinin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonları Üzerine Etkisi..... 111
Şekil 2.87 : Etanol-Dizel (%10–%90) Karışımı Kullanılan Dizel Motorda Farklı Püskürtme Basınçlarının Motor Performansı Üzerine Etkisi.. 112
Şekil 2.88 : Bosch Firması'nın Ürettiği Toplam Common–Rail Yakıt Püskürtme ve Birim Enjektör Sistemleri..... 114
Şekil 2.89 : Denso Firması'nın Üretimini Yaptığı 180 MPa'lık Common–Rail Yakıt Püskürtme Sistemi..... 115
Şekil 2.90 : Piezo Enjektör..... 116
Şekil 2.91 : Bosch Piezo Enjektör..... 118
Şekil 2.92 : Siemens Firması'nın 24.Viyana Motor Sempozyumu'nda Tanıtımını Yaptığı Üçüncü Kuşak Piezo Common–Rail Yakıt Püskürtme Sistemi..... 121
Şekil 2.93 : Siemens Piezo Enjektör..... 123
Şekil 2.94 : Küresel Tip Delphi Multec DCR..... 124
Şekil 2.95 : Bosch'un Türkiye'deki Common–Rail Enjektör ve Birim Enjektör Fabrikaları..... 127
Şekil 2.96 : Zarar Görmüş Olan Enjektör Memesinin Genel Görünüşü..... 132
Şekil 2.97 : Çatlağın Görünümü..... 133
Şekil 2.98 : Dizel Motor Enjektöründe Memenin Kurulumu..... 133
Şekil 2.99 : Memenin Mikroyapısı..... 134
Şekil 2.100 : Memenin Ayrılmadan Sonraki Makro–Kırık Yapısı..... 135
Şekil 2.101 : Zarar Görmüş Bölgenin Büyütülmüş Görüntüsü..... 136
Şekil 2.102 : Okla İşaretlenen Kraterin Büyütülmiş Görüntüsü..... 136
Şekil 2.103 : Zarar Görmüş Bölgenin Büyütülmüş Görüntüsü..... 137
Şekil 2.104 : Kavitasyonla Zarar Görmüş Bölgelerin Büyütülmüş Görüntüsü..... 137
Şekil 2.105 : Çatlak Yayılım Bölgesini Gösteren SEM Mikrografı..... 138
Şekil 3.1 : Günümüz ve Yakın Geçmişte Yakıt Püskürtme Sistemlerinin Dağılımı..... 142
Şekil 3.2 : Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Diğer Sistemlerle Karşılaştırılması..... 144
Şekil 3.3 : Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Yapısı..... 147
Şekil 3.4 : Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Devre Elemanları..... 148
Şekil 3.5 : Alçak Basınç Devresi..... 149
Şekil 3.6 : Besleme Pompasının Çalışması..... 150
Şekil 3.7 : Besleme Pompası Kesiti..... 150
Şekil 3.8 : Yüksek Basınç Devresi..... 152
Şekil 3.9 : Yüksek Basınç Devresi (Çift Railli)..... 152
Şekil 3.10 : Yüksek Basınç Pompasının Elemanları..... 153
Şekil 3.11 : Yüksek Basınç Pompasının Kesiti..... 153
Şekil 3.12 : Yüksek Basınç Pompasının Çalışması..... 154
Şekil 3.13 : Yakıt Basıncı Ayar Valfi..... 154
Şekil 3.14 : Yakıt Basıncı Ayar Valfi ve Kesiti..... 155
Şekil 3.15 : Dağıtıcı(Rail) Boru..... 156
Şekil 3.16 : Selonoid Valf Kumandalı Enjektör..... 157
Şekil 3.17 : Selonoid Valf Kumandalı Enjektörün Bölümleri..... 157

Şekil 3.18 : Selonoid Valf Kumandalı Enjektörün Çalışması..... 160
Şekil 3.19 : CR Sisteminde Farklı Püskürtme Sinyal Süreleri İçin Basınç Değişikliğinin Püskürtme Miktarı Üzerindeki Etkisi..... 162
Şekil 3.20 : Beş Kademeli Püskürtme..... 163
Şekil 3.21 : Ön Püskürtme..... 165
Şekil 3.22 : Pilot Püskürtmenin Yanma Basıncı ve Gaz Sıcaklığı Üzerindeki Etkisi..... 166
Şekil 3.23 : Pilot Püskürtmenin Gürültü ve İs Miktarları ile NOx Emisyonu Üzerine Etkisi..... 167
Şekil 3.24 : Ana Püskürtme..... 167
Şekil 3.25 : Yakıt Geri Dönüş Hattı..... 170
Şekil 3.26 : Yakıt Soğutma Sistemi..... 170
Şekil 3.27 : Isı Eşanjörü..... 171
Şekil 3.28 : Yakıtın Hava ile Soğutulması..... 171
Şekil 3.29 : Elektronik Kontrol Ünitesinin Çalışma Şeması..... 173
Şekil 3.30 : Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU)..... 174
Şekil 3.31 : Sensör Tipleri..... 178
Şekil 3.32 : Aktif Basınç Düzenleyici Tekniği ile Püskürtme Miktarı Kontrolü.. 179
Şekil 3.33 : Aktörler..... 180
Şekil 4.1 : Ecotorq 300 PS..... 181
Şekil 4.2 : Ecotorq Diagnostik Sistemi (EDS)..... 182
Şekil 4.3 : Ecotorq 300 PS Motoru İçin Motor Momenti & Motor Gücü Eğrisi 184
Şekil 4.4 : Ford Otosan'ın Ecotorq Motorlu Ford Cargo Kamyonu..... 184
Şekil 4.5 : Test Motoru Ecotorq 300 PS..... 187
Şekil 4.6 : Test Motorunun Turbo Ünitesi..... 187
Şekil 4.7 : Soğutucu Eşanjör Sistemi..... 188
Şekil 4.8 : Elektromanyetik Fren..... 190
Şekil 4.9 : Schenk Marka ve Tip Elektromanyetik Fren..... 191
Şekil 4.10 : Kumanda Paneli..... 192
Şekil 4.11 : Motor Faktörünün Belirlenmesi..... 205
Şekil 4.12 : Silindirik Kanal Geometrisi..... 208
Şekil 4.13 : Konik Kanal Geometrisi..... 208
Şekil 4.14 : Enjektörlerin Motordan Demonte Edilmesi..... 209
Şekil 4.15 : Enjektör Kilit Mekanizmalarının Sökülmesi..... 210
Şekil 4.16 : Enjektör Tepe Somununun Demonte Edilmesi..... 210
Şekil 4.17 : Filtre Elemanının Yuvasından Alınması..... 211
Şekil 4.18 : Elektrik Bağlantısının Enjektör Üzerinden Demonte Edilmesi..... 211
Şekil 4.19 : Tork Anahtarı..... 212
Şekil 4.20 : Mengene..... 212
Şekil 4.21 : Gövde Muhafazasının Yerinden Çıkarılması..... 213
Şekil 4.22 : Enjektör Meme İğnesi..... 213
Şekil 4.23 : Dizel Yakıta Bulanmış Enjektör Memesi..... 214
Şekil 4.24 : Memenin Gövdeye Oturan Yüzeyi..... 214
Şekil 4.25 : Montaja Hazır Enjektörler..... 215
Şekil 4.26 : Orijinal Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği..... 217
Şekil 4.27 : Orijinal Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği..... 217
Şekil 4.28 : A Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği..... 219

Şekil 4.29 : A Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği..... 219
Şekil 4.30 : B Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği..... 221
Şekil 4.31 : B Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği..... 221
Şekil 4.32 : C Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği..... 223
Şekil 4.33 : C Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği..... 223
Şekil 4.34 : D Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği..... 225
Şekil 4.35 : D Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği..... 225
Şekil 4.36 : E Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği..... 227
Şekil 4.37 : E Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği..... 227
Şekil 4.38 : F Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği..... 229
Şekil 4.39 : F Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği..... 229
Şekil 4.40 : L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Motor Gücü – Devir Sayısı Grafiği..... 230
Şekil 4.41 : L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Özgül Yakıt Tüketimi – Devir Sayısı Grafiği..... 231
Şekil 4.42 : L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Toplam Verim – Devir Sayısı Grafiği..... 232
Şekil 4.43 : L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Motor Gücü – Devir Sayısı Grafiği..... 234
Şekil 4.44 : L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Özgül Yakıt Tüketimi – Devir Sayısı Grafiği..... 235
Şekil 4.45 : L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Toplam Verim – Devir Sayısı Grafiği..... 236
Şekil A.1 : Orijinal Enjektör Memesinin Teknik Resmi..... 246
Şekil A.2 : A Enjektör Memesinin Teknik Resmi..... 247
Şekil A.3 : B Enjektör Memesinin Teknik Resmi..... 248
Şekil A.4 : C Enjektör Memesinin Teknik Resmi..... 249
Şekil A.5 : D Enjektör Memesinin Teknik Resmi..... 250
Şekil A.6 : E Enjektör Memesinin Teknik Resmi..... 251
Şekil A.7 : F Enjektör Memesinin Teknik Resmi..... 252

SEMBOL LİSTESİ

m^3	: Metreküp
%	: Yüzde Oranı
CO	: Karbonmonoksit
SO_2	: Kükürtdioksit
NO_x	: Azotoksitler
SOF	: Eriyebilir Organik Madde
MJ	: Mega Joule
°C	: Santigrad
dp/dt	: Basınç Yükselme Hızı
mm	: Milimetre
Nm	: Newton–Metre
d/d	: Dakikadaki Devir Sayısı
μm	: Metrenin Milyonda Biri
MPa	: Megapaskal
Ω	: Ohm Direnç Birimi
H_2SO_4	: Sülfürik Asit
SO_3	: Kükürttrioksit
H_2O	: Su
$	: Amerikan Doları
km	: Kilometre
kW	: Kilo–Watt
g / kWh	: Gram / Kilo–Watt saat
°C	: Santigrad Derece
K	: Kelvin
Re	: Reynolds Sayısı
atm	: Atmosfer Basıncı
mm Hg	: Milimetre–Civa
Pme	: Ortalama Efektif Basınç

α_d **ve** α_a	: Düzeltme Katsayıları
t	: Zaman
ρ	: Yoğunluk
N_i	: İndike Güç
N_e	: Efektif Güç
kcal	: Kilo–Kalori
Hu	: Alt Isıl Değer
B_e	: Özgül Yakıt Tüketimi
η	: Verim
η_m	: Mekanik Verim
u	: Damlacık Hızı
D	: Damlacık Çapı
v	: Havanın Hızı
μ_e	: Dinamik Viskozite
L	: Enjektör Memesi Kanal Uzunluğu
d	: Enjektör Memesi Delik Çapı
α	: Demet Açısı, Enjektör Meme Koni Açısı
α_s	: Çevri Hareketinin Bulunduğu Durumlardaki Demet Açısı
C_D	: Direnç Katsayısı
ρ_L	: Sıvı Yoğunluğu
ρ_G	: Gaz Yoğunluğu
d_n	: Enjektör Memesi Delik Çapı
u_D	: Yakıtın Enjektörden Çıkış Hızı
ν_L	: Yakıtın Kinematik Viskozitesi
S	: Yakıt Demetinin Nüfuz Derinliği
S_s	: Çevri Hareketinin Bulunduğu Durumlardaki Nüfuz Derinliği

ÖZET

Bu çalışmada, elektromanyetik olarak çalışan bir enjektör gövdesine farklı tipteki enjektör memeleri takılarak Common – Rail yakıt püskürtme sistemine sahip bir ağır vasıta motorunun performans karakteristiklerinin değişimleri sabit motor momenti pozisyonunda ve kısmi yükte elde edilmiştir. Temin edilen altı farklı tip enjektör memesi (farklı enjektör meme delik sayısı, meme delik çapı, L/d oranı, kanal konikliği ve kanal yuvarlatma oranında) söz konusu turbo test motoruna takılarak motor gücü, özgül yakıt tüketimi ve toplam verim olarak sınıflandırılan performans karakteristikleri elde edilmiştir. Deney motorunun yüklenmesi Schenk 230 kW marka ve tip bir elektromanyetik fren ile yapılmıştır. Deneyler sırasında ilk olarak test edilen orijinal enjektör memesinin verdiği performans değerleri referans olarak kabul edilmiş ve daha sonra test edilen altı adet enjektör memesinin performans değerleri referans değerlerle mukayese edilmiştir. Her bir enjektör memesi için uygun görülen motor devir sayılarında hesaplamalar yapılmış ve elde edilen sonuçlar eğri grafikler halinde sunulmuştur.

Yapılan deneysel çalışmanın sonucunda enjektör memesi parametrelerinin motor performansı üzerine olan etkilerinin daha çok; yakıtın yanma odası içinde yayılımı, tutuşma gecikmesi süresi, yanma odası basıncı, yakıt atomizasyonu, yakıtın enjektörden çıkış hızı, yanma hızı artışı, karışımın nüfuz derinliği, yanma performansı, homojen yanma hızı, yanma odasında titreşimsiz basınç etkisi, yakıt demet açısı,yakıtın akış şekli, yakıtın üniform hız dağılımı ve kavitasyon konularında olduğu ortaya çıkmıştır.

SUMMARY

In this study different types of injector nozzles are assembled to an electromagnetic injector body of a heavy duty vehicle with a Common – Rail injection system to obtain variations of performance characteristics for constant torq position and partial load. Each injector nozzle which has different injector nozzle hole number, injector nozzle hole diameter, L/d ratio, hole conicity and hole rounding ratio is assembled to the turbocharged test engine and then performance characteristics of motor are obtained that are classified motor power, specific fuel consumption and thermal efficiency. A Schenk electromagnetic brake of type 230 kW is used to load the engine. Before each injector testing the constant values, which are necessary for calculations, and other parameters that can be calculated according to these constant values are determined. In testing process; performance values of original injector nozzle, which is tested firstly, are accepted as referance values for performance values of other six testing injector nozzles. For each injector nozzle, calculations are executed in proper motor speed and results are presented as curved graphics.

According to this experimental research, the effects of injector nozzle parameters on motor performance depend on spread of fuel in combustion chamber, ignition delay period, combustion chamber pressure, fuel atomization, velocity of fuel in outlet of injector, increase of burning velocity, penetration of mixture, burning performance, homogeneous burning velocity, effect of pressure without vibration in combustion chamber, fuel spray angle, flow form of fuel, uniform velocity spread of fuel and cavitation.

1. GİRİŞ

1.1. Giriş ve Çalışmanın Amacı

Bir çeşit içten yanmalı motor olan dizel motorlarında, yakıtın kimyasal enerjisi silindirler içinde direkt olarak mekanik enerjiye çevrilir. Birkaç beygir gücünden on binlerce beygir gücüne kadar yapılmakta olan bu motorlar bugün için en yüksek verimli güç üreticisidirler.

Dizel motorlarının tarihi otomobilin doğduğu yıllara kadar dayanmaktadır. 1800'lü yılların sonlarına doğru Rudolf Diesel tarafından bulunan bu motor yıllar sonra gemi ve trenlerde kullanılmaya başlandı. Dizel motorlar zamanla iş makinesi, ticari araçlar ve binek araçlarda gündeme geldi. Dizel motorları güç üreticisi olarak elektrik üretmek üzere kuvvet santrallarında, ulaştırma alanında dizel lokomotif, kamyon ve otobüslerde ve enerji tesislerinde ana ve yardımcı makine olarak çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ayrıca, dizel motorlarının kullanılma sahası olarak petrol, kereste, maden ve tarım alanlarını da göstermek mümkündür.

Rudolf Diesel'in geliştirdiği dizel motorları, ilk olarak 1824 yılında Fransız mühendis Carnot ve 1885–1890 yılları arasında Herbert Akroyd Stuart tarafından incelenmiştir. Daha sonra bunları 1890 yılında Capitaine yarım dizel motoruyla takip etmiştir ve en sonunda 1892–1897 yılları arasında Rudolf Diesel şimdiki dizel motorlarının temelini teşkil eden çalışmayı gerçekleştirmiş ve dizel motorunun patentini almıştır.

Dizel motorunun taşıt motoru olarak kullanılmaya başlandığı 20. yüzyılın ilk çeyreğinde düşük performansı, düşük güç ve yüksek NOx emisyonları gibi nedenlerle benzin motoruna göre dezavantajlı görünmekteydi. Ancak özellikle 1990 – 2000 yılları arasında dizel motorunda yaşanan gelişmeler bu dezavantajları büyük ölçüde ortadan kaldırdı. Özellikle son yıllarda geliştirilen yüksek basınçlı (birim enjektör, Common–Rail, vb.)yakıt püskürtme sistemleri ile sağlanan motor momenti ve güç artışı, yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarının azalışı ve taşıtın sürüş

konforunun iyileşmesi dizel motorunun şu ana kadarki sürecinde en yüksek noktasına ulaşmasına neden oldu. Bu noktaya gelinirken Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin en önemli elemanlarından biri olan selonoid valf kumandalı enjektörlerinin dizel motor performansı üzerindeki etkisi ne ölçüde olmuştur? Konstrüktif açıdan farklı tipteki enjektörlerin bu süreçteki payı ve birbirlerinden ayrılan yanları neler olmuştur? Bu soruların bir kısmına yanıt bulmak amacıyla bu çalışmamda bir ağır vasıta tipi turbo–dizel motorunda farklı tip selonoid valf kumandalı enjektörlerin motor performansına etkileri incelenmiş ve deney motoru için en uygun olan enjektör belirlenmeye çalışılmıştır. Bu şekilde günümüzde motor performansı açısından bir ağır vasıta motorunun sahip olabileceği en uygun enjektörün hangi parametrelere sahip olması gerektiği araştırılmıştır.

Bu çalışmada, bir elektromanyetik enjektör gövdesine projeme katkıda bulunan Bosch firmasından temin edilen altı farklı tip enjektör memesi (farklı meme delik sayısı, meme delik çapı, meme kanal konikliği ve kanal yuvarlatma oranında) takılarak yine projeme katkıda bulunan Ford Otosan firmasından temin edilen Common Rail yakıt püskürtme sistemine sahip bir ağır vasıta motorunun performans karakteristiklerinin (motor gücü, özgül yakıt tüketimi ve toplam verim) değişimleri sabit motor momenti pozisyonunda ve kısmi yükte elde edilmiştir. Deney motorunun yüklenmesi Schenk 230 kW marka ve tip bir elektromanyetik fren ile yapılmıştır.

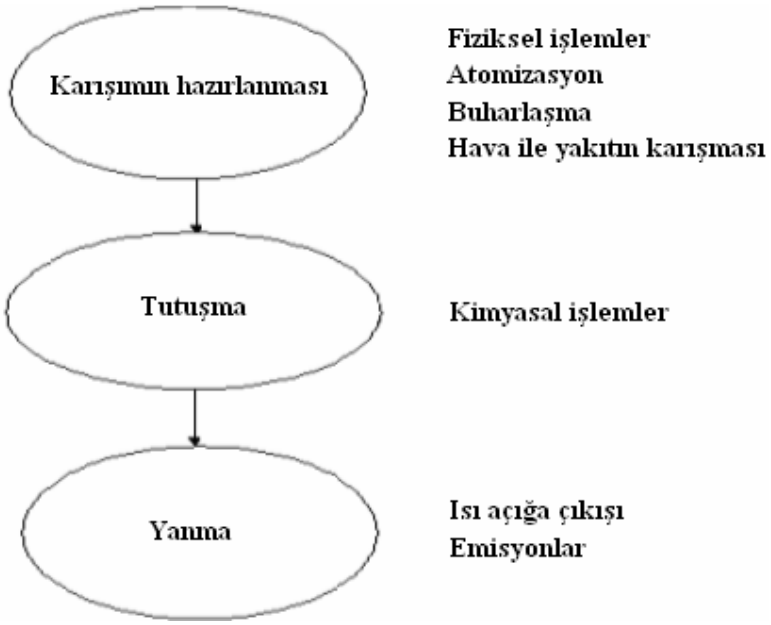
Deneyler sırasında ilk olarak test edilen orjinal enjektör memesinin verdiği performans değerleri referans olarak kabul edilmiş ve daha sonra test edilen altı adet enjektör memesinin performans değerleri referans değerlerle mukayese edilmiştir.

2. DİZEL MOTORLAR

2.1. Dizel Motorunda Yanma Süreci

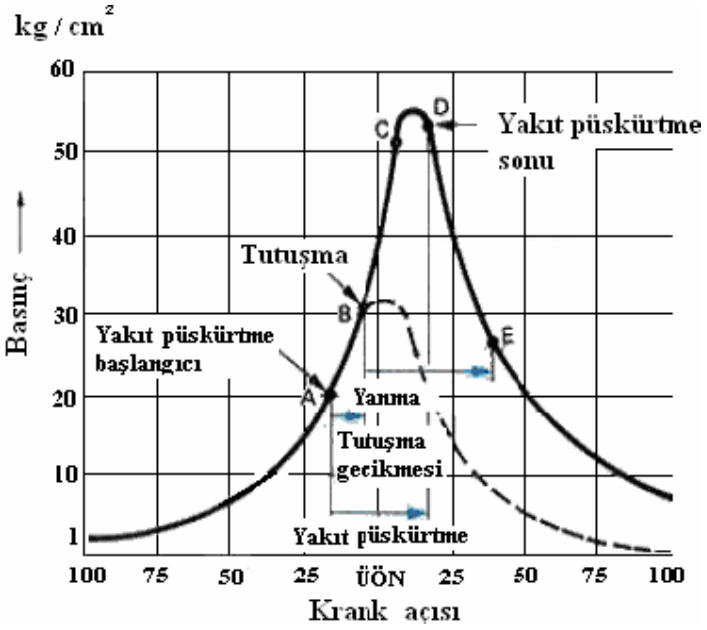
Dizel motorlarında hava, emme zamanında herhangi bir kısılmaya maruz bırakılmadan silindirlere tam olarak doldurulur. Sıkıştırma oranı yüksek olduğundan sıkıştırma zamanının sonuna doğru silindirdeki gaz sıcaklığı oldukça yüksektir. Üst ölü nokta (ÜÖN)'dan hemen önce yakıt püskürtülmeye başlanır ve yüksek 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 [58]

Ricardo; yanma olayının üç ayrı safha halinde incelenebileceğini ileri sürmüştür. Bunlar; tutuşma gecikmesi,ani yanma ve kontrollü yanma safhalarıdır.Ancak yanma safhası, tam yanma ve yanma sonrası olarak iki ayrı faz olarak düşünülürse; dizel motorun yanma süreci aşağıdaki Şekil2.2'den de anlaşılabileceği gibi dört safhada incelenebilir.



Şekil 2.2: Dizel Motorunda Krank Mili Açısına Bağlı Olarak Silindir İçi Basıncı[58]

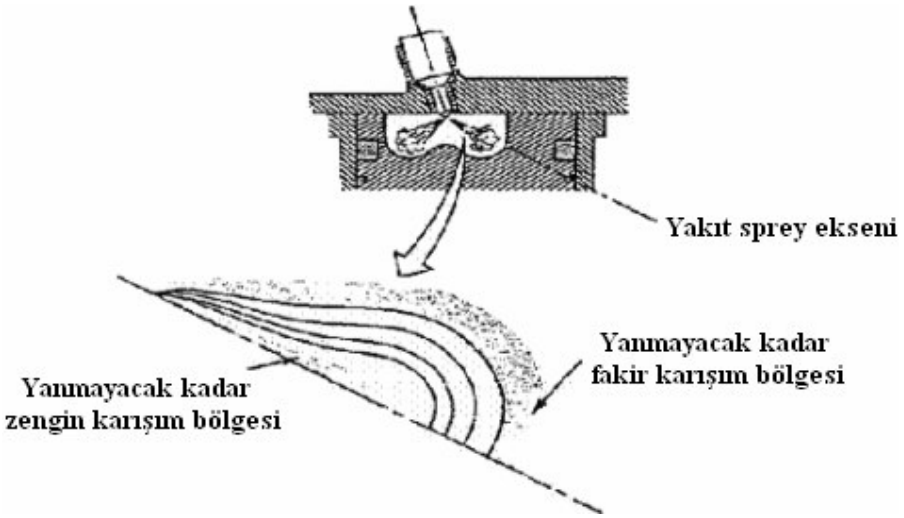
- Birinci Safha : Tutuşma Gecikmesi (A–B)

Bu safha silindir içerisinde sıkıştırılmış havaya püskürtülen yakıtın hava ile iyice karışması ve buharlaşması için hazırlık safhasıdır. Diğer bir deyişle yakıtın püskürtülmeye başladığı an ile yanmaya başladığı an arasındaki safhadır. Bu safhada krank açısına bağlı olarak belirli bir basınç yükselmesi oluşur.

Püskürtülen yakıt damlacıklarının buharlaşması belli bir süre almaktadır. Damlacıkların etrafında püskürtmenin hemen ardından bir buhar tabakası oluşmakta ve yanma bu buhar tabakasında başlamaktadır. Buhar fazındaki yakıtın yanma hızı buhar tabakasını çevreleyen havanın oksijen konsantrasyonu ile orantılıdır.

Tutuşma gecikmesini etkileyen en önemli etkenler, yakıt kalitesi, basınç ve sıcaklıktır. Yüksek basınç ve sıcaklık tutuşma gecikmesini kısaltır. Tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarı tutuşma gecikmesini etkilemez. Tutuşma gecikmesi süresini etkileyen silindirlere alınan ilk yakıt miktarıdır. Tutuşma gecikmesini kısaltmak için enjektör meme kesiti küçültülebilir, püskürtme pompasının kam profili ile oynanabilir ya da silindir içi sıcaklıkların yüksek tutulması için sıkıştırma oranı artırılabilir. Yakıt tutuşma gecikmesi süresince silindirlere girer ve tutuşma başlayıncaya kadar birikir. Şekil 2.3'te doğrudan

püskürtmeli bir dizel motorunda yakıtın püskürtülmesi ve bir yakıt damlacığının kesiti görülmektedir.



Şekil 2.3 : Doğrudan Püskürtmeli Bir Dizel Motorunda Yakıtın Püskürtülmesi [58]

- İkinci Safha : Alevin Yayılması (B–C)

Birinci safha sonunda yanabilecek hale gelmiş karışım artık silindir içerisine yayılmıştır ve ateşleme bir kaç noktadan başlamıştır. Bu andan sonra alev çok yüksek bir hızla yayılır ve adeta bir patlama etkisi yaratır.

Bu yanma sonucu silindir içerisinde basınç aniden yükselir. Bu tip yanma bazen patlamalı yanma şeklinde de isimlendirilir. Bu safhada basıncın yükselme miktarı birinci safhada hazırlanan yanabilir karışımın miktarına bağlıdır.

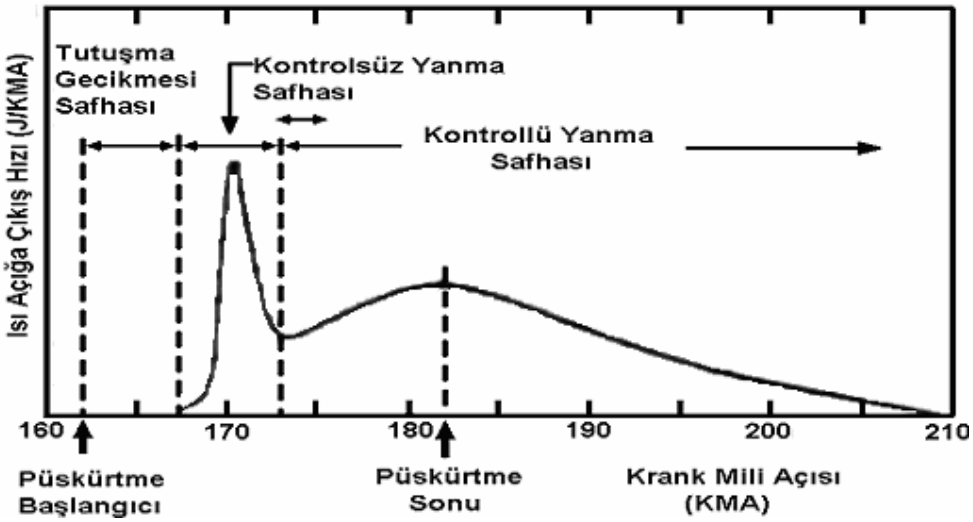
Tutuşma gecikmesi süresince yakıt silindirlere girmekte ve buharlaşmaktadır. Yine bu süre zarfında damlacıklar daha küçük parçacıklara bölünüp hava ile daha iyi karışmaktadır. Yanma başladığı zaman ise oksijenle temas eden yakıt büyük bir hızla yanar. Bu yanma hızı silindir içindeki dp/dt basınç yükselme hızını da belirler. Yüksek bir basınç yükselme hızı, hareketli motor parçalarına ani yük uygulanması demek olacağından, bu parçalarda tahribata sebep olur.

Basınç yükselme miktarı esas olarak püskürtülen yakıt miktarına bağlıdır. Şekil 2.2.'de bir dizel motorunda krank mili açısına bağlı olarak silindir içi basıncı görülmektedir. Yanmanın bu safhası tutuşma gecikmesine oranla çok daha kısa olduğundan yakıtın büyük bir kısmı tutuşma gecikmesi süresince püskürtülmektedir. Dolayısıyla maksimum basıncı tayin eden tutuşma gecikmesidir.

- Üçüncü Safha : Tam Yanma (C–D)

Bu safhada püskürtülmesi devam eden yakıt silindir içerisinde yer alan alev nedeniyle hemen yanar. Yanma bu safhada püskürtülen yakıtın miktarı ile kontrol edilir. Bu nedenle bu süreye kontrollu yanma süresi denir.

Tutuşma gecikmesinde püskürtülen yakıtın tamamen yanması ile bu safhaya geçilir. Ani yanma süresi sonundaki basınç ve sıcaklık çok yüksek olduğundan bu safhayı takiben püskürtülen yakıt oksijen bulunca hemen yanar. Yanmaya hazır karışım miktarı ile yanma kontrol edilir. Bu safhadaki yanma hızı yakıt buharı ile havanın karışmasına bağlıdır. Verimin yüksek olması için yanmanın ÜÖN'ya mümkün olduğunca yakın tamamlanması istenir. Şekil 2.4'te krank miline bağlı olarak ısı açığa çıkışı ve yanma safhaları görülmektedir.



Şekil 2.4 : Krank Miline Bağlı Olarak Isı Açığa Çıkışı [58]

Kontrollü yanma ile egzoz supabının açılmasına kadar geçen süre, yakıtın küçük bir kısmı henüz yanmadığından, art yanma (yakıtın püskürtülmesinin bittiği an ile egzoz supabının açıldığı ana kadar ki süre içinde meydana gelen yanmadır) olarak kabul edilebilir. Yakıtça zengin yanma ürünleri ve is içindeki enerji hala açığa çıkabilir. Bu safhada yanma tamamlanmakta, silindir hacminin artması sebebiyle de basınç ve sıcaklık düşmektedir. Dizel motorlarında atomizasyon, buharlaşma, yakıt–hava karışımı ve karışımın yanması şeklinde gelişen işlemlerin tekrarlanmasıyla motor çalışmaya devam eder.

- Dördüncü Safha : Yanma Sonrası (D–E)

Yakıtın püskürtülmesi D noktasında sona erer, fakat yakıtın yanması devam etmektedir. Eğer bu safha çok uzun olursa egzoz sıcaklığı artar ve verim düşer.

Görüldüğü gibi dizel motorlarında yanma olayı oldukça karmaşıktır. İlk kendi kendine tutuşma öncesindeki fiziksel ve kimyasal hazırlık ve bunu takip eden süredeki püskürtme hızına bağlı yanma sonucu olarak da dizel motorlar, benzinli motorlar kadar hızlı çalışmaz. Silindir içerisindeki yanmanın oluşumu ve gelişimi yakıt özelliklerine, motor yanma odasının ve yakıt püskürtme sisteminin tasarımına ve motorun işletme şartlarına bağlı olarak değişmektedir.

2.2. Dizel Motorlarında Püskürtme

Motorların silindirleri içinde havanın sıkıştırılmasından amaç; onun sıcaklığını içerisine püskürtülecek yakıtın tutuşma sıcaklığından daha yüksek değerlere çıkararak kendiliğinden tutuşma ve yanmayı sağlamaktır.

Dizel motorlarında, motorun dönme sayısı ve yük durumuna göre miktarı belirlenen yakıt, püskürtme pompası tarafından, sıkıştırma zamanının sonlarına doğru, enjektöre gönderilerek yanma odası içerisine püskürtülmektedir. Böylece emme zamanında silindir içerisine giren hava ile püskürtülen yakıtın karışımı silindir içerisinde sağlanmaktadır.

Yakıtın püskürtülmesindeki amaç, küçük damlacıklara ayrılarak hava ile temas eden yüzeyinin arttırılmasıdır. Yakıtın atomizasyonu sonucu yanmanın kontrollu olarak ve kısa sürede gerçekleşmesi sağlanır.

Emme zamanı boyunca yanma odasına emilen havanın sıkıştırma zamanı sonunda basıncı 3–5 MPa ve sıcaklığı 900–1200 K değerlerine ulaşmaktadır. Böylece sıkıştırma zamanı sonlarına doğru bu ortam içerisine püskürtülen yakıt kendi kendine tutuşarak yanar.

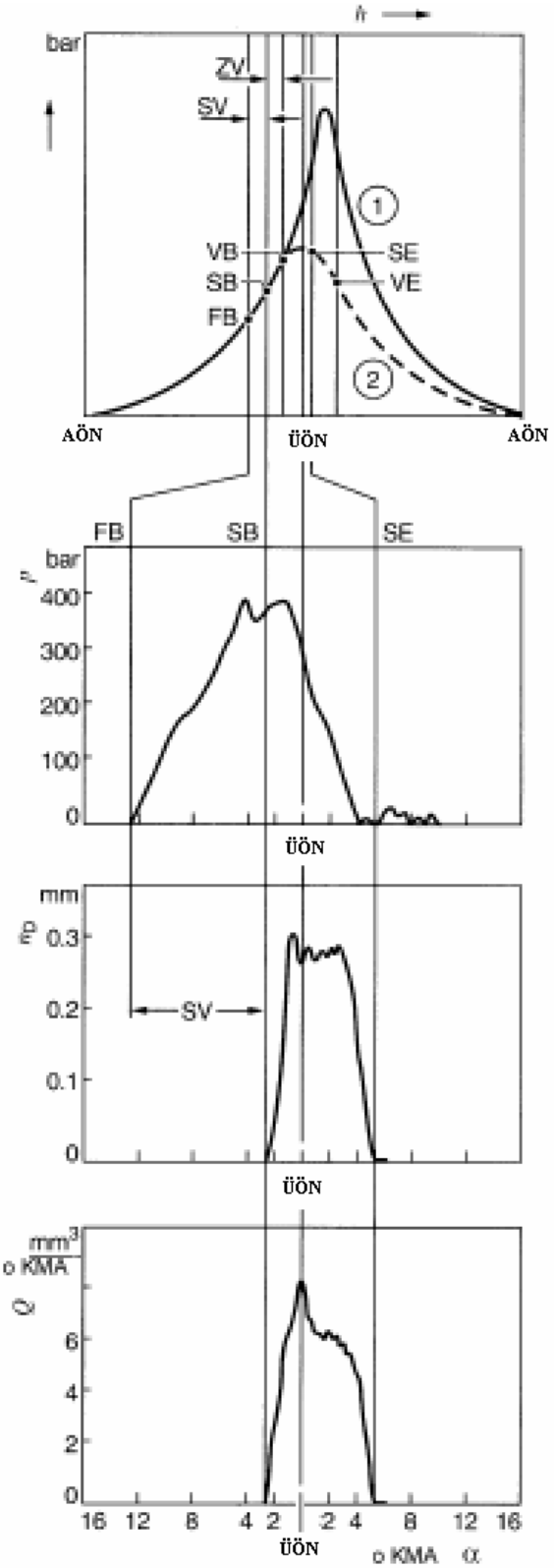
Karışımın oluşturulması, dizel motorlarında, yakıtın yanma odasına püskürtülmesi ile başlar. Ancak püskürtülen yakıt kütlesinin miktarı ve püskürtme zamanlaması, püskürtme kanununa bağlı olarak püskürtme sisteminin bütünü tarafından belirlenmektedir.

Bu bakımdan, motordan istenilen performansın alınabilmesi için püskürtme sisteminin bazı özelliklere sahip olması gerekmektedir :

- Püskürtme sistemi motorun yük durumuna göre, çevrim başına yanma odasına gönderilen yakıt miktarını hassas olarak ayarlayabilmelidir,
- Yakıt püskürtme işlemi gereken zamanda başlatılmalı, birim zamanda püskürtülen yakıt miktarı ve toplam püskürtme süresi hassas olarak ayarlanabilmelidir,
- Yakıtın parçalanması ve dağılımı yanma odası geometrisine uyum sağlayacak şekilde oluşturulmalıdır,
- Motorun düşük dönme sayılarında yanma stabilitesinin bozulmasına ve yüksek dönme sayılarında da art püskürtme olayına izin verilmemelidir,
- Karışım oluşturulması olayının çok silindirli motorlarda kararlı ve düzgün bir şekilde gerçekleşmesi için, püskürtme sistemi elemanlarında hidrodinamik benzerlik bulunmalıdır.

Püskürtme sistemi tarafından birim zamanda veya birim krank mili açısı başına enjektörden püskürtülen yakıt miktarı püskürtme kanununu belirler. Püskürtme kanunu motorun mekanik, ısıl ve dinamik özellikleri üzerinde etkin rol oynamaktadır. Motorun ortalama efektif basıncı, özgül yakıt tüketimi, kirletici bileşenler (İs, HC, CO, NOx) ve gürültü emisyonu, mekanik ve ısıl zorlanmaları püskürtme kanunu ile belirlenmektedir. Bu nedenle motorun konstrüksiyonuna ve yanma odasındaki hava hareketlerine bağlı olarak püskürtme kanununun ayarlanması gerekmektedir.

Püskürtme sistemi elemanlarının belirlenmesi amacıyla, yakıt sistemindeki sıvı akışını tanımlayan 1–boyutlu ve zamana bağlı denklemlerin çözümü sayısal yöntemlerle sağlanabilmektedir. Bu amaçla püskürtme pompası ile enjektör arasında yer alan yakıt borusunun her iki yanındaki koşulların zamana bağlı olarak değişiminin oluşturduğu sınır koşulları tanımlanarak, sayısal algoritmalar kapsamında sistemin davranışı belirlenmektedir.



- FB: Yakıt dağıtımının başlangıcı
- SB : Püskürtme başlangıcı
- SV: Püskürtme gecikmesi
- VB: Yanma başlangıcı
- ZV: Tutuşma gecikmesi
- SE: Püskürtme sonu
- VE: Yanma sonu
- (1) Yanma sürecindeki basınç değişimi
- (2) Sıkıştırma basıncı eğrisi

Şekil 2.5 : Püskürtme ve Yanma Kanunu : Silindir Basıncı, Püskürtme Pompası Basıncı, Enjektör İğnesi Stroku ve Püskürtme Debisi Eğrileri [1]

Püskürtme pompası pistonunun stroku ve buna bağlı olarak pompa tarafından gönderilen yakıt debisi Şekil 2.5'te görülmektedir. Şekilde ayrıca yanmasız sıkıştırma basıncı eğrisi (1) ve yanmaya bağlı olarak silindir içi basıncının değişimi eğrileri (2) görülmektedir. Yanma odasına ilk giren yakıt ile sıkıştırma eğrisinden silindir basıncı eğrisinin ayrılma noktasına kadar geçen süre ise tutuşma gecikmesini (ZV) göstermektedir.

Püskürtme işleminin başlangıcı ile yakıtın ilk yanma odasına girişi arasında geçen püskürtme gecikmesi süresi ise (SV) ile gösterilmiştir.

Dizel motorunun istenen gücü sağlayabilmesi ve verimli bir şekilde çalışabilmesi için yakıt püskürtme sisteminin aşağıda belirtilen görevleri tam olarak yerine getirmesi gerekir.

- Yakıt Miktarının Kontrolü

Dizel motorunun silindirleri içerisine püskürtülen yakıt miktarı, sabit yük altında birbirini takip eden çevrimlerde motorun ihtiyacına yetecek kadar ve aynı olmalıdır. Bu hal bütün motor silindirlerinden değişik zaman aralıklarında aynı gücü elde etme olanağını verir. Motor yumuşak ve düzgün çalışır. Böylece bazı silindirlerin fazla yüklenerek aşırı ısınma ve aşıntısı önlenir. Motorun ömrü uzar. Püskürtme sistemi yukarıdaki görevleri meydana getirirken ölçülen yakıt miktarı da çok azdır. Örneğin; bu miktar orta boy nakliye işlerinde kullanılan araçlardaki dizel motorlarında tam yükte ortalama bir basmada 80mm³ ve rölantide 15 mm³ kadardır. Bu çok az miktara rağmen ölçme işi çok hassas yapılmalıdır.

- Değişik Yükte ve Hızda Yakıtın Uygun Anda Püskürtülmesi

Herhangi bir dizel motoru için, belli bir yük ve hızdaki çevrimlerde, yalnız bir tane en uygun yakıt püskürtme sistemi vardır. Bir çok motorlarda bu nokta yükle,bazen de motor hızı ile değişir, bu halde yakıt püskürtme sisteminin, püskürtme zamanını motorun çalışma şartlarına göre ayarlaması gerekir.

- Püskürtme Başlangıç ve Sonunun Çok Çabuk Olması

Püskürtme başlangıcının ve sonunun yavaş olması demek, bu anlarda püskürtülen yakıt zerrelerinin atomize olmayarak iri taneler halinde kalması demektir. Bu halde yanma tam olmayarak yakıt ziyan edilir ve yanma siyah dumanlı olur. Bilhassa açık yanma odalı ve çok yüksek hızlı dizel motorlarında bu husus daha da önemlidir.

- Yanma Süresince Yakıtın İstenilen Miktarda ve Hızda Püskürtülmesi

Püskürtülen yakıtın miktarı ve hızı kontrol edilerek birçok dizel motorunun özellikleri geliştirilmiştir. Yanma konusunda belirtildiği gibi bu metotların biri de, çok az yakıtı esas püskürtmeden 5–10 derece önce yapmaktır. İlk püskürtülen bu yakıt miktarı, esas püskürtme başladığı zaman yanmaktadır. Böylece tutuşma başladığında yanma odasında yakıt birikmesi önlenerek, motorun yumuşak çalışması ve alçak bir basınç artma oranı sağlanır. Yakıtın ilk anlarda az püskürtülmesi bir dereceye kadar, kısıcı tip enjektör memeleri ile yapılmaktadır.

- Yanma Odası Şekline Göre Yakıtın Atomize Edilmesi

Yakıtın atomize büyüklüğü yanma odası şekline ve motor hızına göre değişir. Yakıt atomizasyonu ise püskürtme basıncı, enjektör memesinin tipi ve çapına göre değişir. Basınç arttıkça ve enjektör delik çapı küçüldükçe atomizasyon daha iyi olur.

- Yakıtın Yanma Odasındaki Hava İçerisinde Dağılması

Bir motorun gücü ve hızı, yanmanın tam olmasına bağlıdır. Bu da yakıtın yanma odası içerisindeki hava ile tam olarak karışıp dağılması ile ilgilidir. Bu problem açık yanma odalarında çok zordur. Bilhassa alçak hızlarda daha da zorlaşır.

Büyük çaplı motorlarda yakıt yanma odası içerisinde her yönde 25–35 cm kadar gitmelidir. Küçük motorlarda ise yakıt yanma odasında iyice dağılmalıdır. Fakat bunlarda da, yanma odasının küçüklüğünden dolayı yakıt zerrelerinin püskürme esnasında yanma odası duvarlarına çarpması, istenilmeyen bir haldir. Çünkü çarpan bu yakıt zerreleri soğuyarak yoğunlaşacağından, tam yanma olamaz. Karbon birikintileri fazlaşarak, segmanların sıkışmasına sebep olur. Ayrıca yoğunlaşan yakıt, motor karterine sızacağından yağlama yağını da bozar.

Püskürtme olayının süresi ve püskürtülen yakıt miktarının zamana göre değişimi, karışım oluşturma yöntemi ve yanma odası şekline bağlı olarak saptanmaktadır. Ancak genelde amaç, yanma veriminin en yüksek düzeyde ve egzoz gazları içerisindeki is miktarının da en düşük düzeyde olabilmesi için yanma odasına gönderilen yakıtın tümünün yakılabilmesidir. Bu da farklı motorlarda, farklı özellikteki püskürtme sistemlerinin kullanımı ile sağlanmaktadır.

İyi bir yanma oluşturulması koşullarından biri sıkıştırılan havanın sıcaklığı diğeri de yakıtın çok küçük küreciklerden oluşan bir sis şeklinde bu havanın içine

püskürtülmesidir. İşte bu görevi yerine getiren devreye yakıt püskürtme sistemleri denir.

Dizel motorlarında yanma, sıkıştırma sonunda sıkışan, sıcaklığı ve basıncı artan hava içine yakıtı basınçlı olarak püskürtmekle sağlanmaktadır. Bunu sağlamak için de sağlam ve çok hassas olarak çalışan birçok parçaların toplandığı bir sisteme gerek vardır ki, bu da dizel yakıt sistemidir.

Dizel motoru yakıt sistemleri büyük sabit tesislerde, hareketli araçlarda ve endüstri uygulamalarında yerleştiriliş bakımından farklılık gösterirler. Ancak bunların hepsinin farklı yakıt sistemleri mevcuttur. Bugün değişik yapıda yakıt sistemleri varsa da, sistemi oluşturan ana parçalar hepsinde aynıdır. Bu parçalar :

a) Yakıt deposu, b) Besleme pompası, c) Filtre,

d) Püskürtme pompası (Yakıt pompası), e) Yüksek basınç boruları,

f) Enjektörler, g) Geri dönüş ve sızıntı borularıdır.

Dizel motorlarına günümüze kadar birbirinden farklı yakıt püskürtme uygulanmıştır. Ne tür bir püskürtme sistemi uygulanırsa uygulansın, bu sistemin şu görevleri yerine getirmesi gerekir;

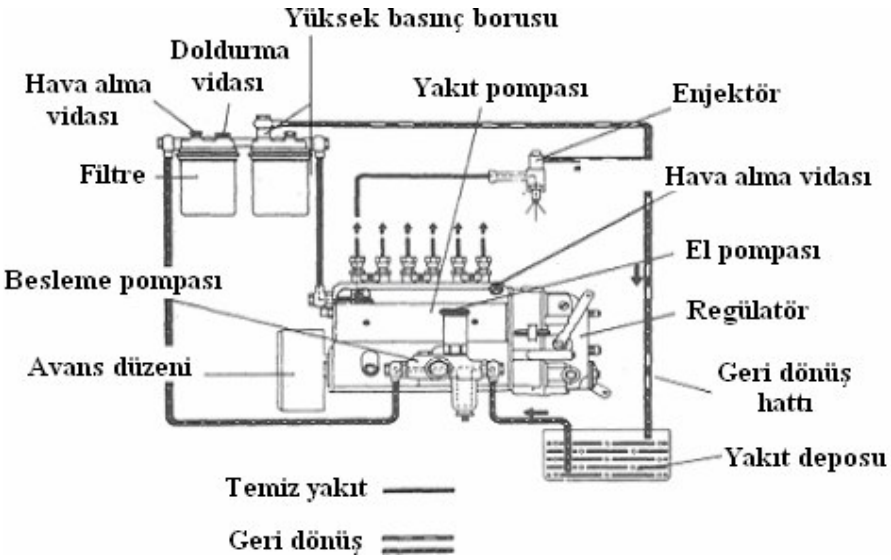
- Püskürtülecek yakıt miktarını hassas bir şekilde motora vermek,
- Motorun tüm devir sayısı ve yüklerinde, yakıtı çevrimin belirli noktasında silindirlere püskürtmek,
- Püskürtmenin çok çabuk olarak başlamasını ve sona ermesini sağlamak,
- Yanmayı ve yanma sırasındaki basınç yükselmesini denetlemek bakımından belirli miktar yakıtı motor silindirlerine püskürtmek,
- Yakıtı, yanma odasının gerektirdiği şekilde atomize etmek,
- Çok iyi bir yanma oluşturabilmek için yakıtı çok küçük partikül ve kürecikler halinde yanma odasının her bir tarafına ve düzgün bir biçimde dağıtmak.

Klasik dizel püskürtme sistemi iki temel üniteden oluşur:

a.)Besleme Ünitesi

b.)Püskürtme Ünitesi

Dizel motorlu taşıtlarda kullanılan tipik bir yakıt sisteminin parçaları Şekil 2.6'da görülmektedir.



Şekil 2.6 : Klasik Bir Dizel Motorun Yakıt Sisteminin Parçaları [2]

2.3. Dizel Motorlarında Besleme Ünitesi

Besleme ünitesinin görevi; depodan yakıtı alıp temizlenmiş şekilde gereksinim duyulan miktarda püskürtme ünitesine göndermektir. Besleme ünitesinin elemanları şunlardır;

- Yakıt deposu
- Besleme pompası
- Filtre

Besleme pompasının depodan emdiği yakıt, yaklaşık olarak 0,5–1,5 kg/cm² basınçla filtreye gönderilir. Burada süzülen ve içindeki pisliklerden temizlenen yakıt, yakıt pompasına gelir. Yakıt pompası, basıncını yükselttiği (80–400 kg/cm²'ye) ve miktarını ölçtüğü yakıtı yüksek basınç boruları ile enjektörlere gönderir. Enjektörler de bu basınçlı yakıtı yanma odasına püskürtürler. Enjektörlerden sızan ve pompanın gereksinmesinden fazla olan bir kısım yakıt, geri dönüş ve sızıntı boruları ile depoya geri gönderilir. [3]

2.4. Dizel Motorlarında Püskürtme Ünitesi

Püskürtme sisteminin görevi; uygun zamanda istenen miktardaki yakıtı yüksek basınçta enjektöre sevk edip, enjektörden püskürtülmesini sağlamaktır.Uygun zaman genellikle sıkıştırma strokunun sonudur. Yakıt yüksek basınçta silindirlere püskürtülür. Püskürtülen yakıtın ayarı 3 şekilde olur:

a.)Kullanıcı ile:Yakıt ayarı gaz kolu ile ayarlanır.

b.)Kullanıcının haberi olmaksızın yakıt miktarını regülatör değiştirir.

c.)ECU tarafından otomatik olarak değiştirilir.

Püskürtme ünitesinin elemanları şunlardır;

- Püskürtme pompası (Yakıt pompası)
- Yüksek basınç boruları
- Enjektörler
- Geri dönüş ve sızıntı boruları [3]

2.4.1. Enjektörler

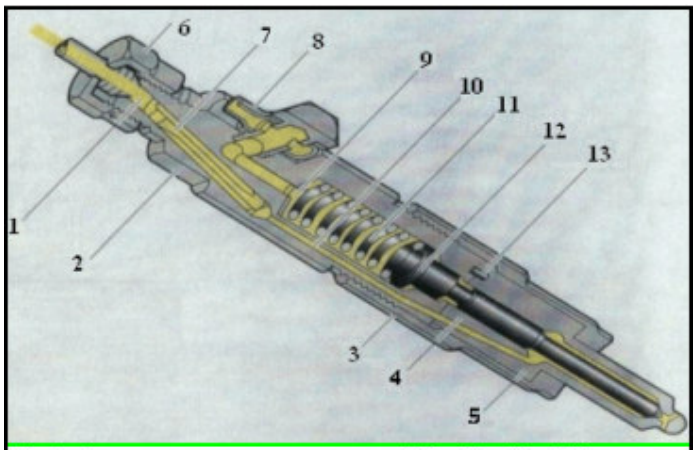
Yakıt pompalarının çıkış ventillerinden geçen yüksek basınçlı yakıtın, silindirlerin yanma odalarına püskürtülmesini sağlayan cihazlara enjektör ismi verilir. Dizel motorlarında; iyi bir yanma sağlayabilmek için yakıtın yüksek basınç altında ve yapay bir sis şeklinde yanma odalarına püskürtülmesi gerekir. Püskürtme sırasında yapay sisi oluşturan yakıt küreciklerin çapları, motorun yapısı ve püskürtme basıncına bağlı olarak 6–50 mikron değerleri arasında değişmektedir.

Dizel motorları yakıt donanımında bulunan enjektörler temel olarak bir gövde ve içerisinde hareket eden bir iğnesi olan memeden oluşmaktadır. Püskürtme pompası tarafından pompalanan yakıt, enjektör iğnesinin altındaki odacıkta yakıt basıncının artmasına neden olarak iğnenin yukarı doğru hareketini sağlamakta, açılan enjektör deliğinden yakıt silindir içerisine püskürtülmektedir.

Enjektör gövdesi, enjektör memesinin motor silindir başlığına tespit edilmesini sağlar. Enjektör gövdesi yakıt boruları ile olan bağlantıyı sağlar ve meme ağzı basıncını belirleyen bir yayı vardır. Enjektör gövdesi–kombinasyonu, enjektör gövdesi ve enjektör memesinden oluşur. Enjektör gövdesi; tutucu gövde, ara diski,

meme tespit somunu, baskı pimi, baskı yayı, basınç ayar diski ve tespit piminden oluşur. (Şekil 2.7)

Tutucu gövde içindeki basınç kanalı meme gövdesinin besleme deliğine açılır ve memeyi püskürtme pompasının basınç boruları ile birleştirir. Enjektör gövdesinin kullanım türüne göre, tutucu gövdenin basınç kanalı içine çubuk filtre yerleştirilebilir. Tutucu gövde içindeki baskı yayı baskı pimi üzerinden meme iğnesine baskı yapar. Bu yayın ön gerilimi enjektör memesinin ağız basıncını belirler. Ağız basıncı, basınç ayar diski tarafından ayarlanır. Yakıt, tutucu gövde içindeki ilgili delik, ara diski ve enjektör memesi üzerinden meme yuvasına ulaşır. Püskürtme sırasında, püskürtme basıncı vasıtası ile meme iğnesi kaldırılır ve yakıt kör delik ile enjektör deliklerinden geçerek yanma odasına gelir. Püskürtme basıncının düşmesinden sonra yay, meme iğnesini yuvasına geri iterek püskürtmeyi bitirir.(Şekil 2.7)



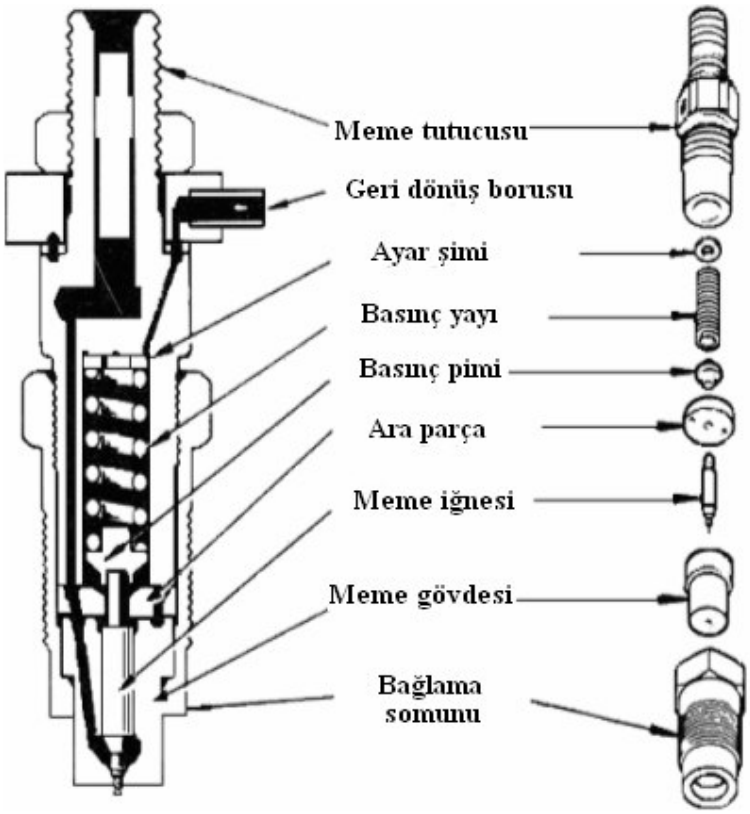
1. Besleme	8. Kaçak yakıt bağlantısı
2. Tutucu gövde	9. Basınç ayar diski
3. Meme germe somunu	10. Basınç kanalı
4. Ara diski	11. Basınç yayı
5. Enjektör memesi	12. Baskı pimi
6. Basınç borusu başlık somunu	13. Tespit pimi
7. Çubuk filtre	

Şekil 2.7 : Enjektörün Yapısı [59]

Enjektör gövdelerinin işlevi enjektör memelerini silindir kafasına tutturmak ve yanma odasına karşı sızdırmazlığı sağlamaktır. Yakıt besleme boruları enjektör gövdesine açılır. Enjektör gövdelerinin ayrıca bir de sızıntı delikleri vardır. Enjektör gövdeleri, gövde ve enjektör memelerinden oluşur. Enjektör gövdesi; tespit gövdesi,

ara pulu ve meme sıkma somunu ve de baskı pimi, baskı yayı ile basınç ayarlama pulundan oluşur.

Enjektör memesi bir meme gövdesi ve bir meme iğnesini içerir. Enjektör memesi yakıtın düzgün taneciklere ayrılması için gereken basınçta, yakıt pompasından aldığı yakıtı silindirler içine yüksek basınçta püskürtür.



Şekil 2.8 : Klasik Bir Enjektörün Parçaları [56]

Enjektör memesi, meme tespit somunu ile tutucu gövdeye merkezi olarak tespit edilir. Tutucu gövde yani enjektör kütüğü ile meme tespit somununun birbirine takılması sırasında ara diski tutucu gövdenin plan yüzeyine karşı bastırılır. Baskı pimi, baskı yayı ve basınç ayar diski tutucu gövde içindedir. Baskı yayı, baskı pimi tarafından yönlendirilir. Baskı piminin yönlendirilmesi ise meme iğnesi tarafından yapılır. (Şekil 2.8)

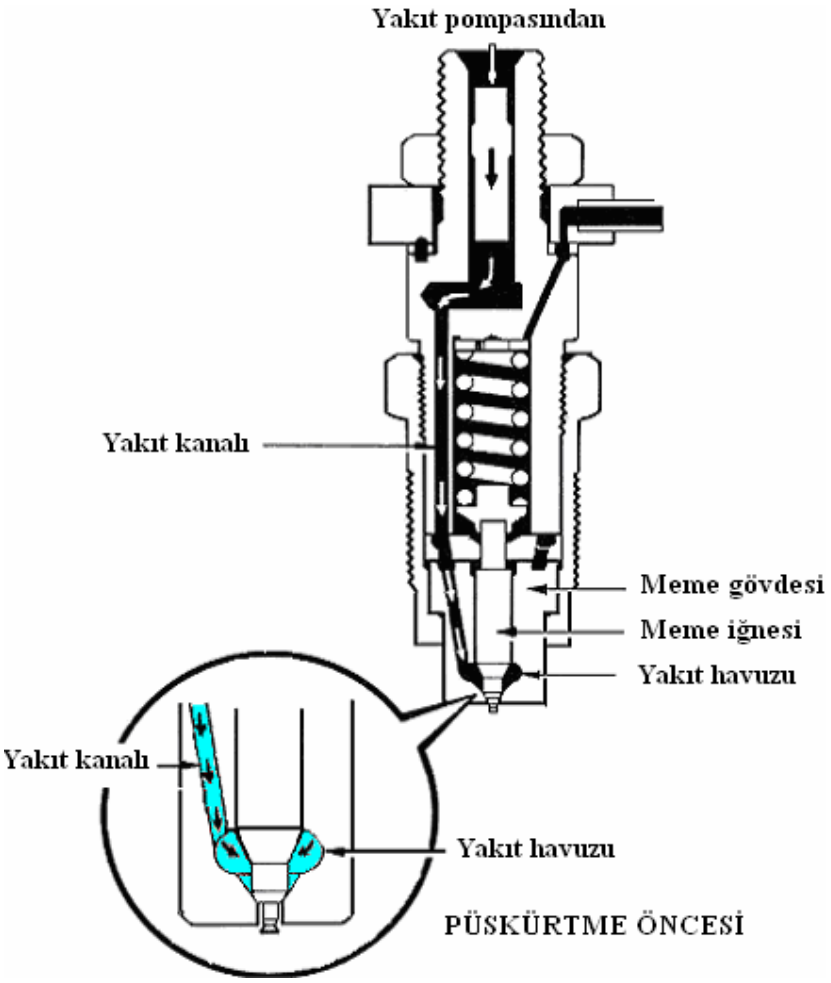
Enjektör memesi bir tür valftir ve 1/1000 mm hassasiyetinde çalışır. Bu yüzden, memenin değiştirilmesi gereken zamanlarda, hem meme gövdesinin hem de iğnenin beraberce değiştirilmesi gerekir. Enjektör memesi dizel yakıtı tarafından yağlanır.

Enjektörler; yakıtın basıncı püskürtme basıncına ulaşana kadar yanma odasını kapalı tutmalı; püskürtme anında ise damlama yapmadan ani olarak püskürtmelidir. Damla büyüklüğü istenen ölçülerde olmalıdır. Yanma odasının şekil ve büyüklüğüne uygun püskürtme yaparak yakıtın her noktaya ulaşması sağlanmalıdır. Meme tutucusu bağlama somunu ile ara parçayı ve memeyi bir arada tutar. Ayrıca meme tutucusu basınç yayını ayarlayan ayar şimini de ihtiva eder. (Şekil 2.8)

2.4.1.1. Enjektörlerin Çalışması

- Püskürtme Öncesi

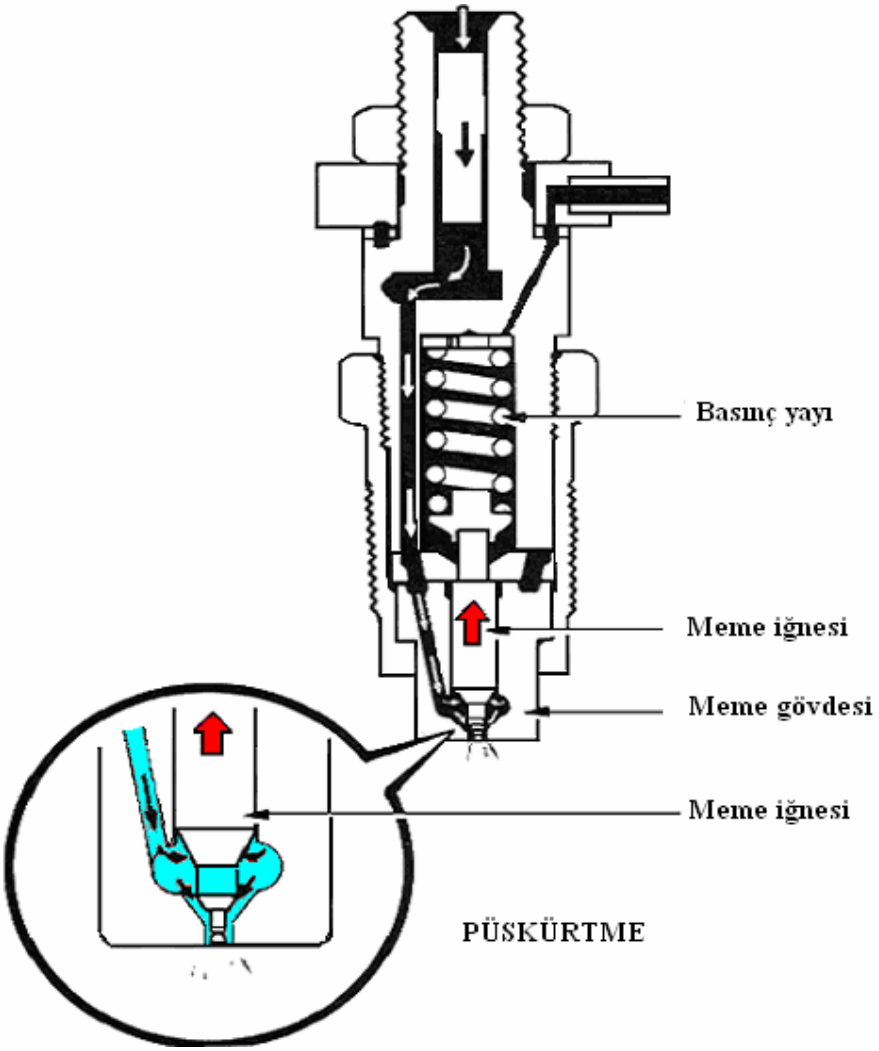
Yüksek basınçlı yakıt memenin alt tarafında bulunan yakıt havuzuna yakıt kanalından geçerek ulaşır. (Şekil 2.9)



Şekil 2.9 : Püskürtme Öncesi Enjektör [56]

- Yakıt Püskürtme

Yakıt havuzundaki yakıtın basıncının artması ile birlikte, artan kuvvet meme iğnesinin uç yüzeyine basınç yaparak iğneyi iter. Bu kuvvet yayın direncini yendiği zaman, meme iğnesi yukarı kalkar ve meme gövdesinden kurtulur. Bu durum yakıtın yanma odasına püskürtülmesine sebep olur. (Şekil 2.10)

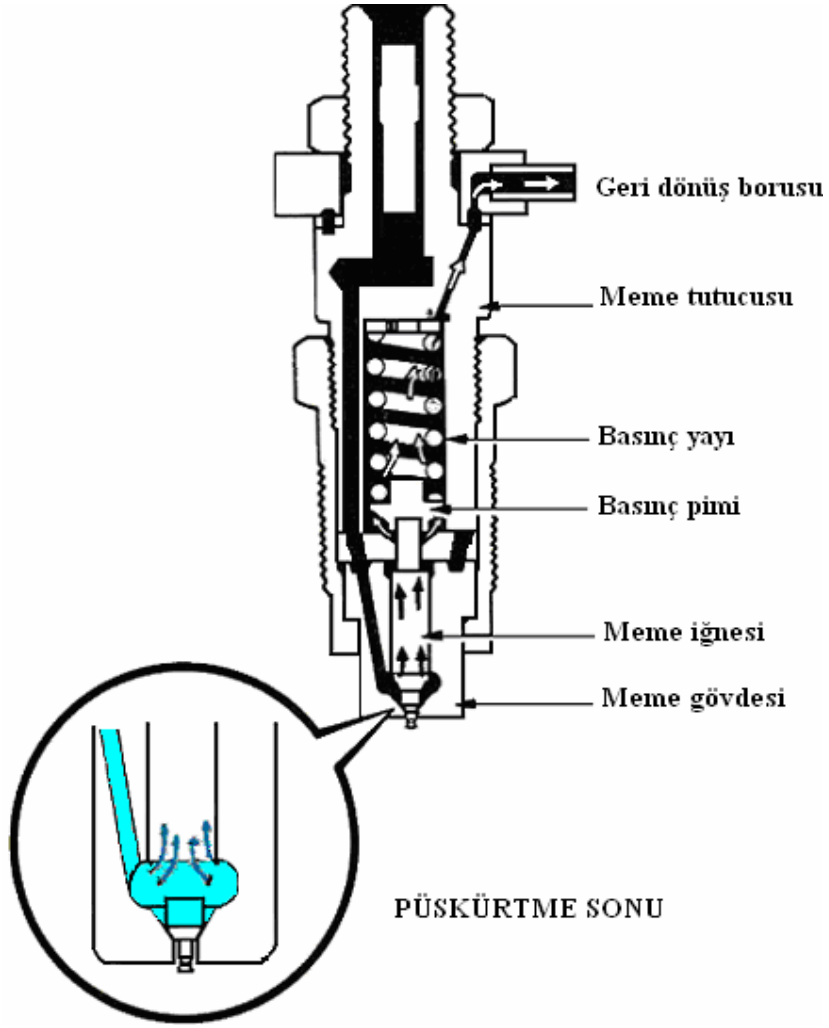


Şekil 2.10 : Yakıt Püskürtme [56]

- Püskürtme Sonu

Yakıt pompası yakıt vermeyi durdurduğu zaman , yakıt basıncı düşer ve basınç yayı meme iğnesini başlangıç konumuna getirir. İğne bu anda meme gövdesindeki yerine iyice oturmuş ve yakıt kanalını tıkamıştır, dolayısıyla püskürtme işlemi sona

ermiştir. İğne ile meme gövdesi arasında veya basınç pimi ile meme tutucusu arasında bir miktar yakıt kalmıştır. (Şekil 2.11)



Şekil 2.11 : Püskürtme Sonu Enjektör [56]

Bu yakıt tüm parçaların yağlanmasını sağlar ve nihayet geri dönüş borusundan geri döner. İğne ve meme gövdesi, yakıt basıncına göre püskürtmenin başlangıç ve sonunu kontrol eden bir çeşit valf gibi çalışmaktadır.

2.4.1.2. Enjektörlerin Sınıflandırılması

Enjektörler, yakıtı püskürtme şekline göre iki temel çeşide ayrılmıştır:

- Açık Tip Enjektörler
- Kapalı Tip Enjektörler

Açık tip enjektörde püskürtme pompasından gelen yakıt enjektör meme deliklerinden doğrudan yanma odasına püskürtülür. Püskürtme başında yavaş artış sonunda da yavaş düşüş gösterir. Bu durum püskürtme hızını düşüreceğinden pulverizasyonu azaltır ve damlamaya neden olabilir. Bu da isli yanma eğilimini arttırır. Açık tip enjektörler hemen hemen hiç kullanılmamaktadır.

Kapalı tip enjektörlerde ise pompadan gelen yakıtın basıncı belli bir değere ulaşmadan yakıt geçişi bir iğne veya subapla kesilir. Yaygın olan kullanım; konik uçlu iğnenin öngerilimini ayarlayan bir yay ile sızdırmazlığın sağlanmasıdır. Yeni nesil dizel araçların hepsinde kapalı tip ya da kapalı tipi model alan enjektörler kullanılmaktadır.

2.4.1.3. Enjektör Memeleri

Enjektör memesi, püskürtme pompası tarafından yüksek basınç altında sevkedilen yakıtı, motorun yanma odasına püskürtür. Enjektör memesi, püskürtme pompasının faydalı kursu sırasında oluşan yakıt basıncı ile çalışır.

Enjektör memesi, meme gövdesi ve meme iğnesinden meydana gelir. Bu iki parça birbirine son derece hassas bir biçimde uydurulmuş olup, tek bir ünite olarak kullanılmaktadır. Enjektör memesi, gövdesi ile birlikte silindir başlarına monte edilmiştir.

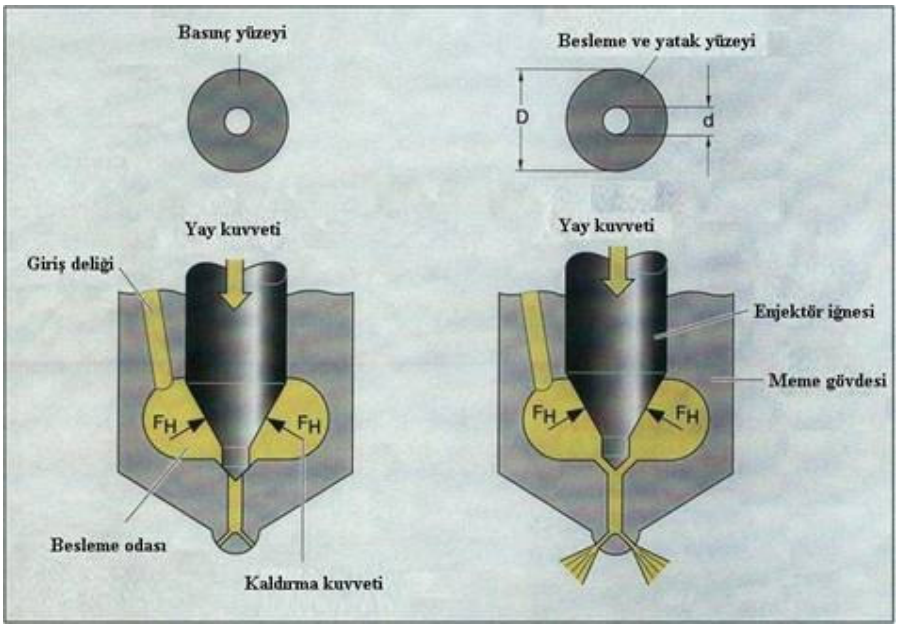
Memeden çıkan yakıt hüzmesinin biçimi, giriş gücü ve zerrelere dağılması, yanma metodu ve yanma odalarının çeşidine göre belirli işlevlere sahiptir.

Enjektör memelerinin iki temel çeşidi vardır;

- Direkt püskürtmeli motorlarda, örneğin kamyonlarda kullanılan delikli memeler,
- Ön odalı ve türbülans odalı motorlarda, örneğin binek otolarında kullanılan çubuklu memeliler

Bu iki temel çeşidin yanında birbirinden farklı daha bir çok meme çeşidi olup, farklı motorlarda kullanılmaktadır.

Ancak, genel yapısı itibariyle yay ve iğne kaldırma kuvvetlerinin birbirlerine etkileri Şekil 2.12'deki gibidir.



Şekil 2.12 : Enjektör Memesi Kesiti [59]

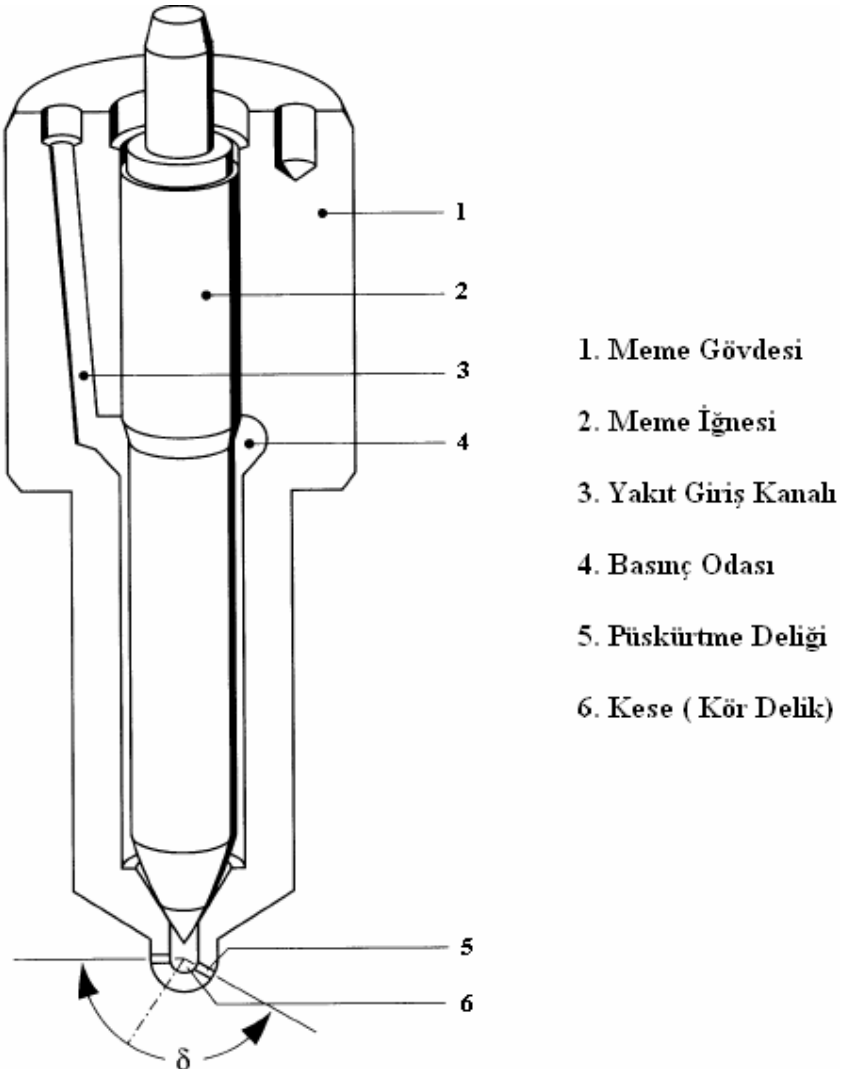
Enjektör memeleri delikli tip ve çubuklu tip olarak ikiye ayrılır:

- Delikli Tip Enjektörler

Delikli tip enjektörler genellikle direkt püskürtmeli dizel motorlarında kullanılır. Delikli memelerin sıkıştırma konileri gövdelerinde özel olarak açılmış bir meme yuvaları ve bir kör delikleri vardır.

Tek delikli ve çok delikli enjektör tipleri bulunmaktadır.(Şekil 2.13) Delikli memeler genelde çok delikli memeler olarak imal edilir. Fakat tek deliklileri de vardır. Yanma odasının biçimine göre tek delikli memelerde püskürtme deliği merkezde veya yanda olabilir. Çok delikli memelerde ise simetrik veya asimetrik olarak düzenlenebilir, ancak genelde enjektör ekseni boyunca delikler simetrik olarak yerleştirilir. Meme deliği basıncı genelde 150–250 bar arasındadır. Şekil 2.12'nin sol tarafındaki resimde bir delikli meme kesiti görülmektedir. Delik sayısı yanma odası özelliklerine göre seçilmekte olup, 12 adede kadar çıkabilmektedir. Delik çapları ise genelde 0,1 mm ile 1,0 mm arasında değişmektedir.

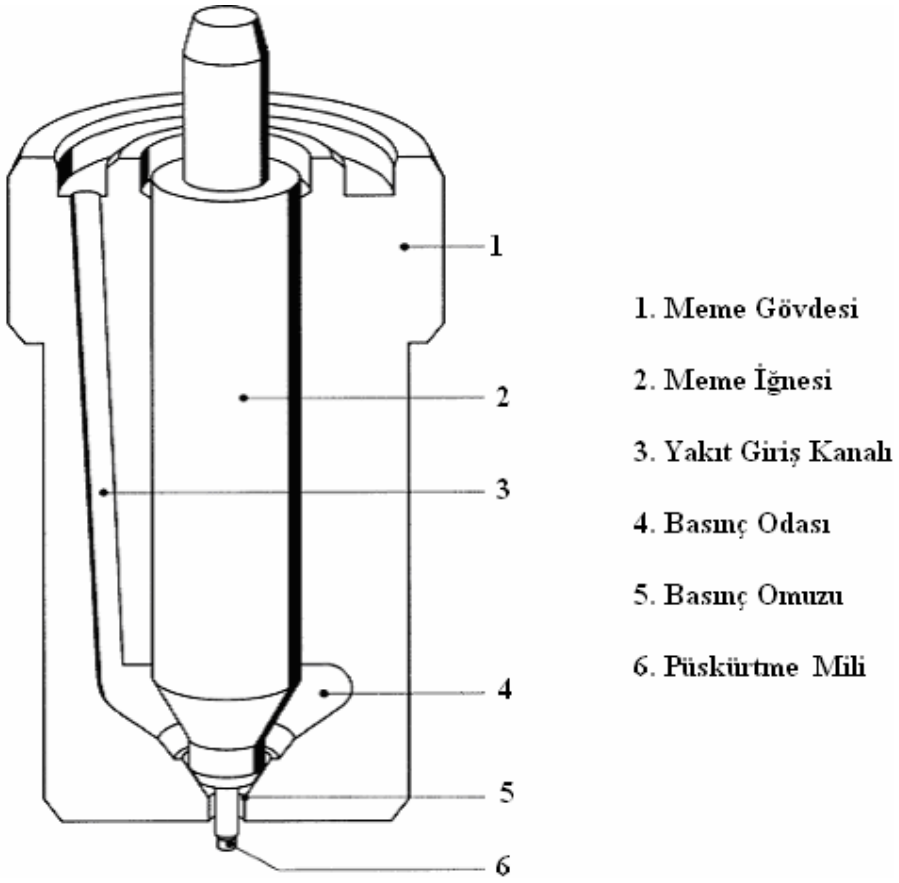
Delikli tip meme; tek delikli ve çok delikli olmak üzere ikiye ayrılır. Delik sayısının artması ile yakıt farklı yönlerde gönderilebilmektedir. Enjektör delik çapının küçük seçilmesi ise yakıt atomizasyonunu iyileştirir.



Şekil 2.13 : Delikli Tip Enjektör [1]

- Çubuklu Tip Enjektörler

Genellikle ön yanma odalı ve türbülans yanma odalı dizel motorlarında kullanılan çubuklu tip enjektörlerde, yakıt demeti içi boş konik şekilde oluşturulmaktadır. Burada enjektör iğnesi, enjektör deliğinden dışarı çıkmakta ve demet şeklini etkilemektedir (Şekil 2.14). Ayrıca kademeli değişen iğne çapına sahip kısılmalı enjektörler de mevcuttur. Bu tip enjektörlerde yanma odasına giren yakıt debisinin zamana göre değişimi ayarlanabilmekte ve tutuşma gecikmesi süresince yanma odasına giren yakıt miktarı sınırlandırılabilmektedir.

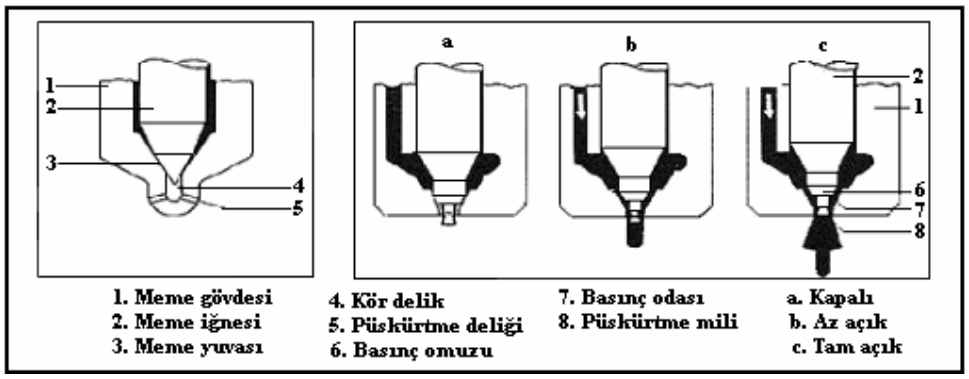


Şekil 2.14 : Çubuklu Tip Enjektör [1]

Ön ve türbülans odalı motorlarda yakıtın hazırlanması esas olarak havanın türbülansı ve uygun biçimde oluşturulan yakıt hüzmesinin yardımı ile gerçekleşir. Türbülans odalı motorda çubuklu enjektör memesi; her kam açısındaki püskürtme süresi ve püskürtme miktarının yanında, hüzmenin yönü, iyi bir hava/yakıt karışımının hazırlanmasında da belirleyici bir etkiye sahiptir.

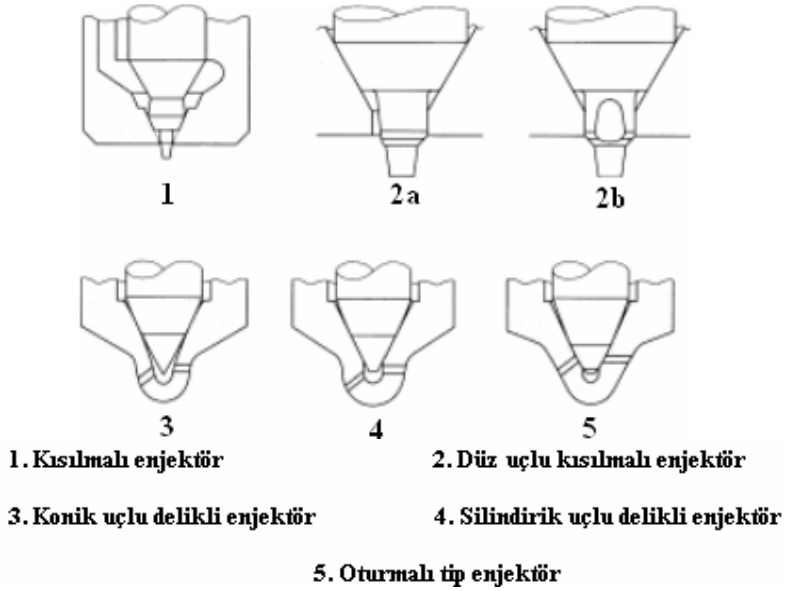
Çubuklu memelerde meme deliği basıncı genelde 110–135 bar arasındadır. Çubuklu memelerdeki meme iğnelerinin bir ucunda özel olarak yapılmış bir püskürtme pimi vardır. Bu iğne bir ön püskürtmeye olanak sağlar. Açılma sırasında meme iğnesi, önce çok az yakıt geçirecek yuvarlak biçimli bir aralık verir. Basınç yükselmesi nedeni ile devam eden açma sırasında akma aralığının kesiti büyür. Ancak iğne kursunun sonunda yakıtın esas bölümü püskürtülür. Yanma odasındaki basınç yavaş yavaş yükseldiğinden, kısmalı çubuklu meme sayesinde yumuşak bir yanma dolayısıyla motorun düzenli çalışması sağlanır. Meme gövdesi içindeki baskı

yaylarının karakteristiği ve kısma oluğunun ayarlanması ile birlikte püskürtme çubuğunun biçimi sayesinde istenen kısma etkisi sağlanır. (Şekil 2.15)



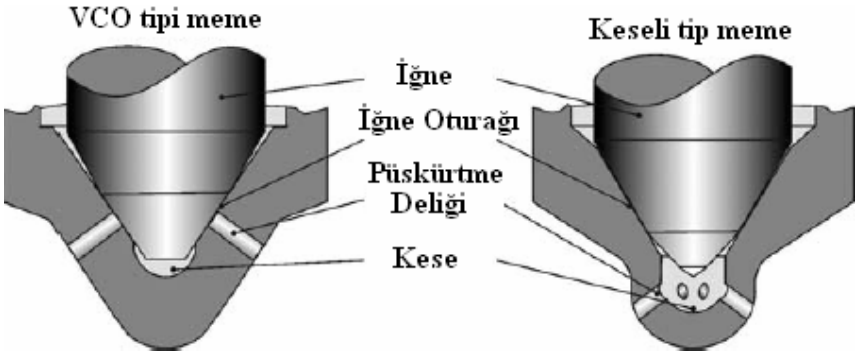
Şekil 2.15 : Delikli ve Çubuklu Meme Kesitleri [59]

Motorda kullanılacak enjektör memesi seçilirken yanma şekli ve yanma odası dikkate alınır. Çok delikli tip memeler genellikle direkt püskürtmeli motorlarda, iğne tipli memeler ise ön yanma odalı motorlar ve türbülanslı tip yanma odalı motorlarda kullanılırlar. (Şekil 2.16)



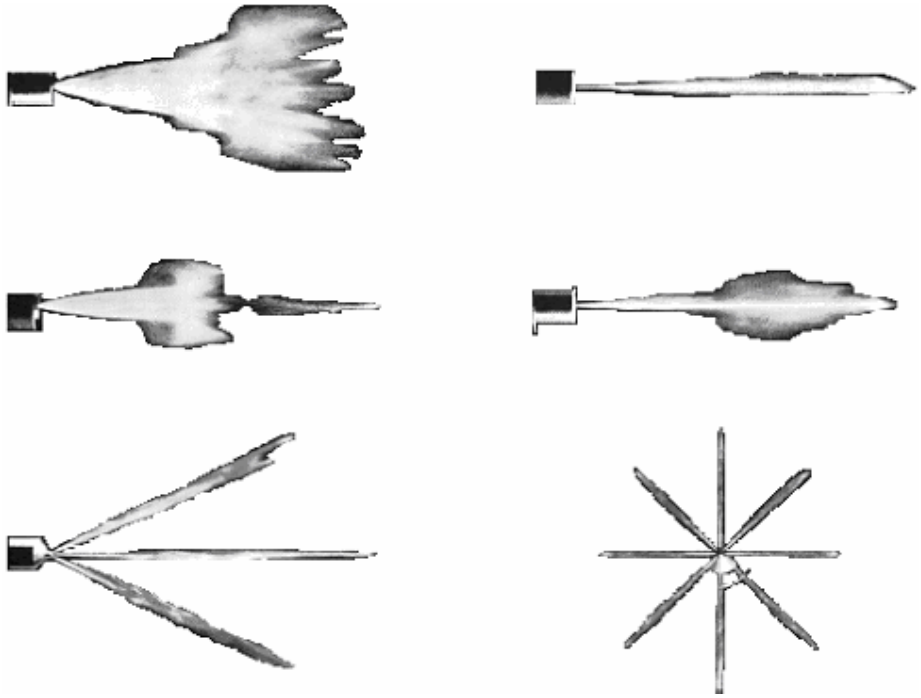
Şekil 2.16 : Çeşitli Enjektör Tipleri [1]

Direkt püskürtmeli dizel motorlarında iki tip enjektör memesi kullanılmaktadır. Bunlar; keseli memeler ve subab kontrol ağızlı memeler (VCO) olarak isimlendirilir. (Şekil 2.17)



Şekil 2.17 : VCO ve Keseli Meme Tipleri [40]

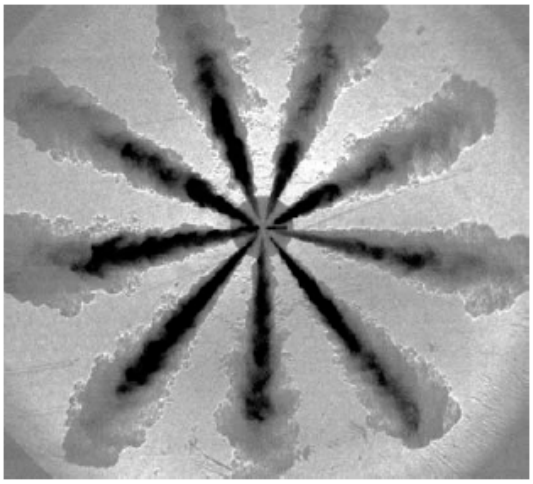
VCO memelere göre keseli memelerde iğne oturağının altında fazladan bir hacim yer alır. İğne oturağı ile püskürtme deliği arasındaki mesafenin artışı, iğnenin radyal ve eksenel yöndeki hareketlerinin meme deliklerinden asimetrik yayılım üretmesini engeller. Bundan dolayı keseli memelerde daha üniform bir yakıt akışı elde etmek mümkündür. Ancak yanma odası ile oturağı arasındaki büyük hacim keseli memelerde HC ve is emisyonlarının artışına sebebiyet verebilir.



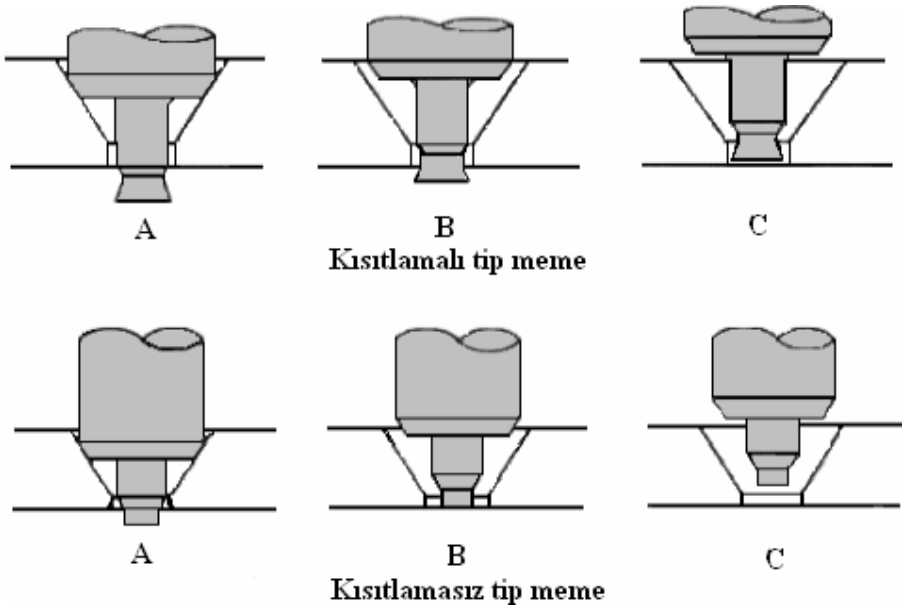
Şekil 2.18 : Dizel Yakıt Demetleri (Çok Delikli ve Kısılmalı Tip Enjektörler) [1]

Şekil 2.18'de tek ve çok delikli enjektör ile kısılmalı tip enjektör memelerinden çıkan yakıt demetlerinin yanma odası içindeki yayılım modelleri görülmektedir.

Şekil 2.19'da çok delikli bir enjektörden çıkan yakıt demetlerinin yanma odası içinde yayılımı görülmektedir. Demetlerin siyah renkli bölümü sıvı ağırlıklı, gri renkli bölümü ise buhar ağırlıklıdır.



Şekil 2.19 : Yakıt Demetlerinin Yanma Odası İçinde Yayılımı [40]

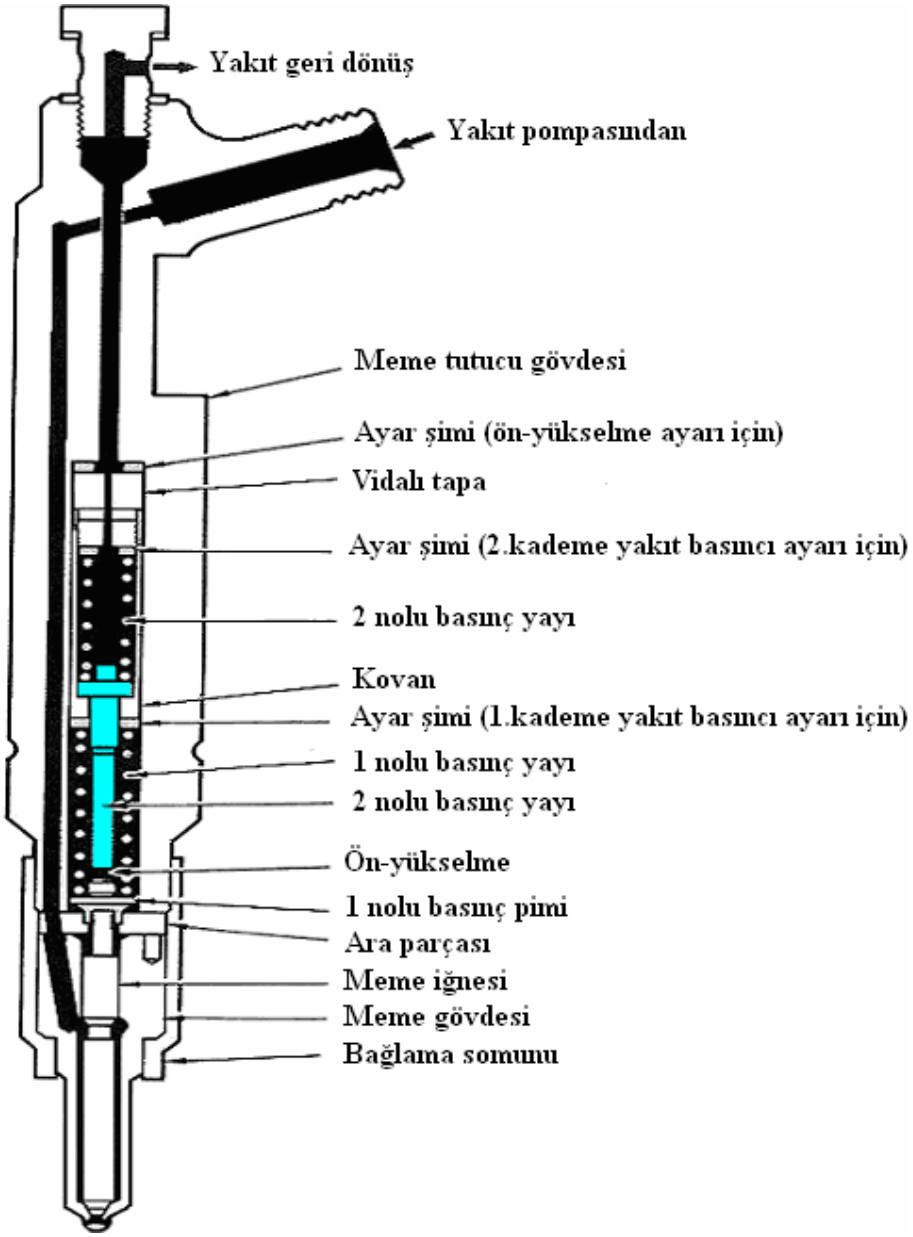


Şekil 2.20 : Çubuklu Tip Enjektörler [56]

Çubuklu tip memeler kısıtlamalı ve kısıtlamasız memeler olmak üzere ikiye ayrılır. (Şekil 2.20)

Bir çok enjektör memesi kısıtlamalı tiptir. Meme iğnesinin özel yapısına bağlı olarak püskürtmenin başında yanma odasına çok az bir miktar mazot püskürtülür. Püskürtmenin sonuna doğru püskürtülen yakıtın miktarı hızla artar.

En çok tercih edilen yanma şekli kısıtlamalı tip enjektör memesi ile sağlanır. Ayrıca bu tip meme ile dizel vuruntusu önlenir ve yakıt tüketimi düşürülür.



Şekil 2.21 : İki Kademeli Enjektör Memesi [56]

Son zamanlarda dizel motorlarda iki kademeli enjektör memeleri kullanılmaya başlanmıştır. Bu tip memelerde püskürtülmek üzere basılan mazot, meme içerisindeki basınca iki kademede kazandırılır.(Şekil 2.21) İki kademeli enjektör memesinin kullanılması ile daha düşük açılma basıncı seçmek mümkündür. Bu bize

düşük yüklerde püskürtmenin düzgünlüğünü sağlar. Aynı zamanda düşük yakıt miktarı da dizel vuruntusunu azaltırken daha rahat bir sürüş sağlar.

2.5. Dizel Motorlarında Tasarım ve Çalışma Parametrelerinin Performansa Etkileri

2.5.1. Tasarım Parametrelerinin Etkileri

Birim yakıtın yakılmasıyla açığa çıkan enerji miktarını büyütme çalışmaları, yanmayı ideal şartlara yaklaştırma ve zararlı egzoz emisyonlarını en az seviyeye düşürme gayretleri, bilim adamları ve imalatçıların en önemli faaliyetlerini oluşturmaktadır. Bu çalışmaların başında motor tasarımında sıkıştırma oranının, püskürtme zamanının ve yakıt demet açısının değiştirilmesi, enjektör meme çıkıntısı, alanı ve delik sayısı ile manifold şeklinin ve subapların üzerinde yapılan değişiklikler gelmektedir.

- Enjektör Memesi

Dizel motorlarında enjektör tasarımı ve çalışma parametrelerinin performans ve egzoz emisyonları üzerinde çok net ve kesin bir etkisi vardır. Motor performansını etkileyen enjektör parametreleri geneli itibariyle 6 tanedir.

a.) Enjektör meme delik çapı

b.) Enjektör meme delik sayısı

c.) Enjektör meme koni açısı

d.) L/d oranı

e.) Enjektör memesi kanalının konikliği

f.) Enjektör memesi kanalının yuvarlatma oranı

Tablo 2.1 'de enjektör meme tasarımının bazı yanma karakteristiklerine olan etkileri belirtilmiştir. Tablo 2.1 'deki bilgilere göre meme delik sayısı, meme delik çapı, yakıt demet açısı ve püskürtme basıncının yakıtın atomizasyon şekli üzerinde belirleyici rol oynadığı, çok delikli enjektör memesinin tek delikli memeye göre bariz biçimde performans ve emisyon açısından üstünlüğü olduğu görülmektedir. Delik sayısının artması ile yakıt yanma odası içerisinde farklı yönlerde gönderilebilmektedir. Çok delikli meme yapısında, tek delikliye nazaran TG

süresinin azaldığı, Pmax, Pme ve (dp/dt) oranının yükseldiği buna karşılık özgül yakıt tüketiminin önemli miktarda düşme gösterdiği anlaşılmaktadır. Meme çaplarındaki küçülme ve çok delikli memelerde delik sayısının fazlalığı da yine benzer oranda emisyon ve performans değerleri üzerinde etki göstermektedir.

Tablo2.1: Enjektör Meme Tasarımının Bazı Yanma Karakteristiklerine Olan Etkisi[58]

Enjektör tipi	Çap veya delik sayısı	TG (KMA)	Pmax (kg/cm²)	Pme (kg/cm²)	be (g/kWh)	(dp/dt)max (kg/cm²/derece)
Tek delikli	0,2 mm	20	-	-	-	-
	0,5 mm	20	37	4,5	502	2,04
	1,0 mm	13	47	4,8	485	2,04
Çok delikli	2	13	51	6,0	386	6,12
	6	12	54	7,8	288	6,12
	16	14	44	5,2	441	3,06

Dizel motorlarında, yanma olayının ön fazında yanma odasına püskürtülen yakıtın parçalanması sonucu oluşan yakıt demeti yardımıyla hava ile yakıtın karışımı sağlanmaktadır. Yakıtın püskürtülmesindeki amaç, yakıtın küçük damlacıklara ayrılarak hava ile temas eden yüzeyinin arttırılmasıdır. Yakıtın küçük damlacıklara ayrılması sonucunda yanma odasına gönderilen yakıtın yüzey alanı arttırılır.

Yakıtın atomizasyonu sonucu yanmanın kontrollu olarak ve kısa sürede gerçekleşmesi sağlanır. Atomizasyon, püskürtülen yakıt zerreciklerinin atomlarına ayrılarak hacimce küçülmesi işlemidir. Yakıt atomizasyonu ise püskürtme basıncı ve enjektör memesinin tipi ve çapına göre değişir. Basınç arttıkça ve enjektör delik çapı küçüldükçe atomizasyon daha iyi olur. Damlacık çapının küçülmesiyle damlacığın enjektörden çıkış hızı artacağından yakıt atomizasyonu iyileşir. Atomizasyonun daha iyi olmasından dolayı tutuşma gecikmesi periyodu kısalacağından motor performansı da artacaktır. Ayrıca delik çapının azalması yakıtın yanma odası içerisindeki nüfuz derinliğini de artırır.

Tutuşma gecikmesinin azalmasıyla, karışımın sağlanabilmesi için az da olsa daha uzun süre kalması ve yakıtın yanma odası içerisinde iyi dağılabilmasi nedeniyle ısının açığa çıkış hızı da artar. Isının açığa çıkış hızının iyi atomizasyonla yükselmesi sonucu tutuşma gecikmesi süresindan sonraki muhtemel ani basınç yükselmesi de önlenmiş olur.

$U_1 \times A_1 = U_2 \times A_2$ (Akışkanın süreklilik denklemi) (2.1)

Tanecik çapının çok azalması ise yakıtın hızlı bir biçimde buharlaşmasına sebep olur. Bunun sonucunda yakıt yanma odasının her yerine tam olarak ulaşamaz. İlk yanmanın belirli bir bölgede sınırlı kalması sebebiyle alevin yanma odasının diğer bölümlerine ilerlemesi yavaş olur.

Alışılagelenden daha çok ve daha küçük çaplı hassas işlenmiş delikler bulunan (8–10 delik) enjektörler sayesinde küçük damlacıklar (5–10 mikron) elde ederek yanma odası içinde gerekli olan dönme hareketindeki hava hızlarını düşürmek, dolayısıyla volümetrik verimi yükseltirken karışım oluşturma kalitesini korumak olanaklıdır. Burada hava hızlarını düşürmek, yakıtın daha küçük damlacıklara bölünmüş olması ve çok delikli enjektörden püskürtme yapılmasıyla çok daha kısa sürede iyi bir karışım sağlandığı için olanaklı hale gelmektedir. Böylece özellikle yüksek devir sayılarında motor gücü artarken motor verimi de yükselmektedir. Yakıt damlacıklarının parçalanma süresi deneysel bir araştırma sonucu şu şekilde formülize edilmiştir.

$$t_{parçalanma} = \frac{29\ \rho_L\ d_n}{\rho_G^{0.5}\ \Delta p^{0.5}} \qquad (2.2)$$

Sıvıların parçalanmasını etkileyen etkenler karmaşık fiziksel olaylardan kaynaklanmaktadır. Günümüzde hala sıvılardaki parçalanma olayının fiziği kesin açıklamaya sahip değildir. Ancak bu konuda çok sayıda araştırma yapılmış ve çeşitli teoriler geliştirilmiştir. Genelde, sıvıların parçalanması çeşitli iç ve dış kuvvetlerin etkisi altında olmaktadır. Parçalanmada en büyük etkiyi atalet kuvvetleri ile viskoz kuvvetler arasındaki dengeyi tanımlayan Reynolds sayısının

$(Re = \rho\ u\ D / \mu)$ (2.3)

belirlediği bilinmektedir.

Yüksek hızlı jetlerdeki parçalanma olayında ise atomizasyon rejimi geçerli olmakta ve aerodinamik etkilerin önemi daha artmaktadır. Yüksek Reynolds sayılarında, enjektör deliğinden çıkan sıvı sahip olduğu türbülanslı yapı nedeniyle ve çıkıştan sonra karşılaştığı hava direnci etkisi altında daha kolay parçalanmaktadır. Sıvı sütununun sahip olduğu radyal doğrultudaki hız bileşeni nedeniyle, cidarların oluşturduğu sınırlama kaldırıldığında jet radyal yönde de yayılmaktadır. Ayrıca hava

direnci de bu etkiyi arttırmaktadır. Sonuç olarak, püskürtmenin yapıldığı delik çapı küçüldükçe sıvının havaya göre bağıl hızı ve sıvının parçalanması artacaktır.

Püskürtmenin yapıldığı ortamdaki hava hızı, demetin oluşumunu önemli ölçüde etkilemektedir. Sıvının havaya göre bağıl hızının sıfır olması durumunda, sıvı sütunu ile hava arasındaki ortalama kayma gerilmelerinin değeri sıfır olacağından, etkileşim önemli ölçüde azalacaktır. Ancak türbülünslı ortamda çalkantı hızlarının oluşturduğu zayıf etki mevcut olacaktır. Sıvı ve hava arasındaki bağıl hızın arttırılması durumunda ise parçalanma artacaktır. (Şekil2.22)

$$Re = \frac{\rho_G \; / \; \vec{u} - \vec{v} \; / \; D}{\mu_e} \qquad (2.4)$$

u : Damlacık hızı (m/s) D : Damlacık çapı

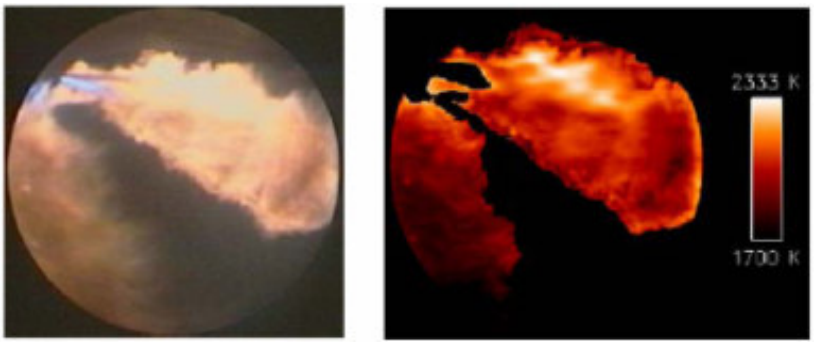
v : Havanın hızı (m/s) μ_e : Dinamik viskozite

Sıvı hızı (m/s)	100	100	150	150
Hava hızı (m/s)	0	100	0	100

Şekil 2.22 : Bağıl Sıvı Hızının Parçalanmaya Etkisi [1]

Dizel motorlarında parçalanma yüksek hızlarda, atomizasyon rejiminde gerçekleşmektedir. Püstürtme işlemi genellikle 10–30 MPa mertebelerindeki basınç değerlerinde yapılmaktadır. Son yıllarda kullanılmakta olan püskürtme sistemlerinde 100–200 MPa değerlerine kadar çıkan yüksek püskürtme basınçları da kullanılmaktadır. Püskürtmenin yapıldığı hava ortamının basıncı ise 3–5MPa, sıcaklığı da yaklaşık 900–1200 K sınırlarındadır. Püskürtülen dizel yakıtının yoğunluğu 830–950 kg/m³, viskozitesi 3–10 kg/m-s ve yüzey gerilme kuvveti 3 .10-²

N/m (300 K sıcaklıkta) mertebesindedir. Bu fiziksel özelliklere sahip olan yakıt, 0.1–1.0 mm çapları arasında değişen enjektör deliğinden yanma odası içerisine püsükürtüldüğünde, başlangıçta 100 m/s mertebesinde hıza sahip bulunmaktadır. Bu durumda, yakıtın atomizasyonu sonucu ortalama 10–100 μm çaptaki damlacıklardan oluşan yakıt demeti meydana gelir. Şekil 2.23'te bir yakıt demetinin yapısı ile bu demetteki sıcaklık dağılımı görülmektedir.

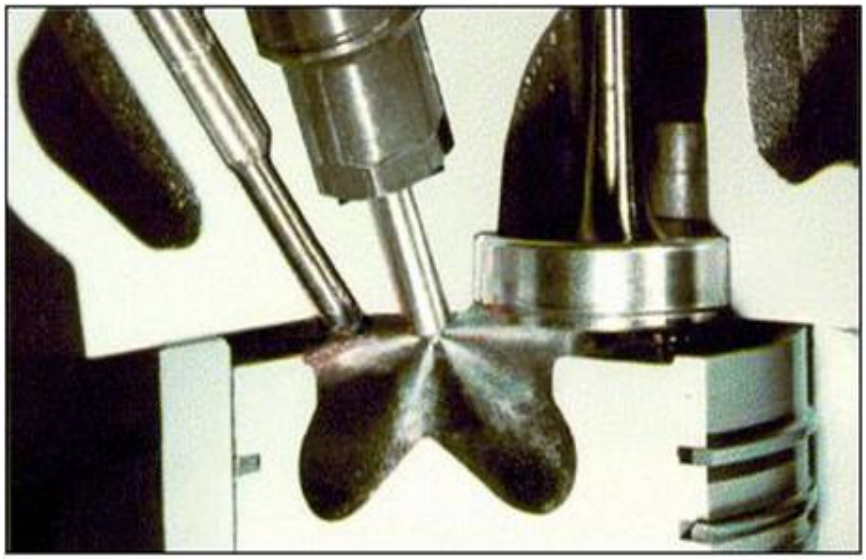


Şekil 2.23 : Yakıt Demeti ve Sıcaklık Dağılımı [1]

Yakıt demetinin açısı, yanma odası içinde yakıtın radyal ve eksenel doğrultulardaki yayılımını belirlemektedir. Bu nedenle karışımın iyiliği, demetin cidarlara çarpma durumu ve sonuç olarak yanma performansı demet açısıyla değişim göstermektedir.

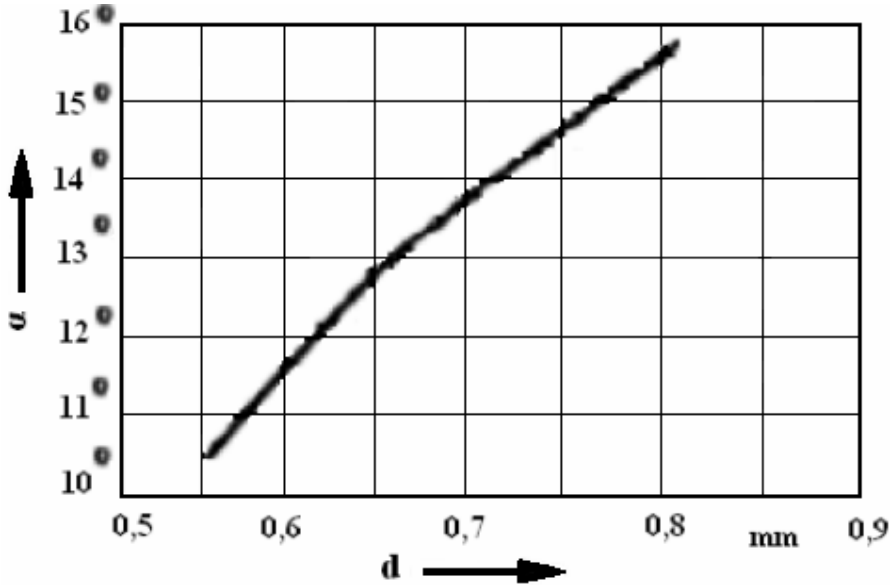
Yanma odasındaki basıncı yüksek havanın içerisine enjekte edilen yakıtın oda içerisinde eşit dağılım yaparak oksijenle teması önemlidir. (Şekil 2.24) Çünkü, oluşacak alev çekirdeğinin yanma odası içerisindeki yakıt–hava karışımının tümünü kavraması bakımından homojen bir yanma hızının olması ve bu yanmaya bağlı olarak titreşimsiz bir basınç etkisinin gerçekleşmesi gerekmektedir.

Demet açısı enjektör memesinin geometrisi ile yakıtın ve püskürtmenin yapıldığı ortamın dinamik ve termodinamik özelliklerinden etkilenmektedir. Püskürtmenin yapıldığı ortama ve yakıta ilişkin karşı basınç, püskürtme basıncı, sıvının yoğunluğu, sıcaklığı, viskozitesi ve yüzey gerilme kuvveti, gazın sıcaklığı gibi parametreler demet açısına etki etmektedir. Ayrıca püskürtme memesinin geometrisine ve yapısına ilişkin L/d oranı (enjektör memesi kanal uzunluğu/delik çapı oranı), püskürtme kanalı giriş geometrisi (keskin veya yuvarlak girişli), yüzey pürüzlüğü, enjektör deliği şekli ve meme kanal konikliği gibi özellikler de demet açısını ve atomizasyon mekanizmasının etkilemektedir.



Şekil 2.24 : Yakıt Demet Açısı [57]

Enjektör delik çapının çıkış hızı aynı kalacak şekilde büyümesi durumunda, Reynolds sayısı artış göstermektedir. Bu durumda akımdaki türbülanslı çalkantıların püskürtme eksenine dik doğrultudaki bileşenleri de büyümekte olduğundan demet açısı artış gösterir (Şekil 2.25).



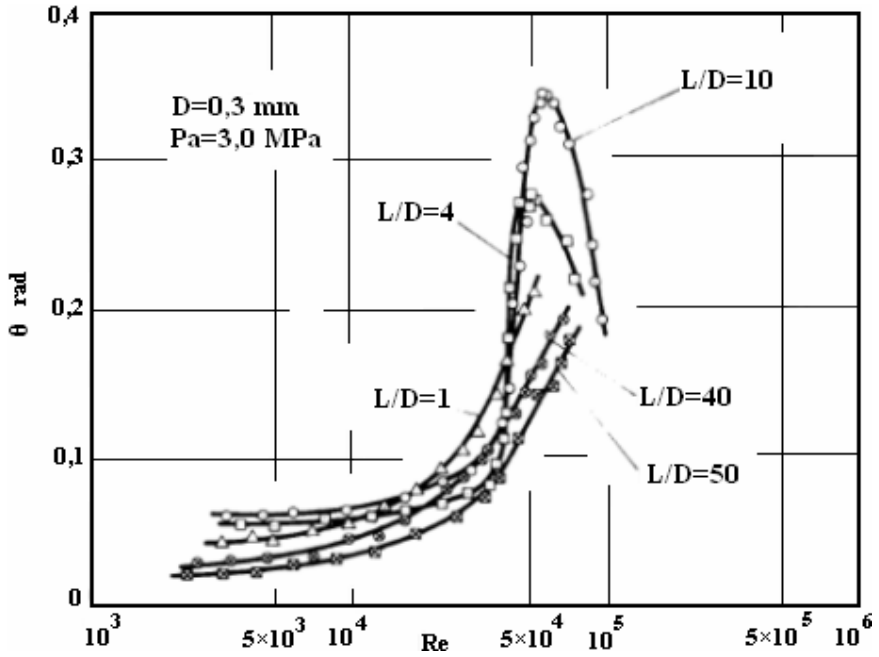
Şekil 2.25 : Enjektör Delik Çapının Demet Açısına Etkisi (Sabit Çıkış Hızı) [1]

Ancak demet açısına asıl etki eden parametre enjektör deliği kanal uzunluğu/çap, L/d oranıdır. Boyut analizi yöntemi ile yapılan yaklaşımda Sitkei tarafından bu parametre demet açısını tanımlayan ampirik denklemde,

$$\alpha = 3 . 10^{-2} \left(\frac{L}{d}\right)^{-0.3} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{-0.1} Re^{0.7} \quad (2.5)$$

olarak verilmiştir.

Ayrıca Arai, Shimizu ve Hiroyasu tarafından yapılan deneylerde, enjektör delik çapı sabit tutularak, L/d oranındaki değişimin etkisi incelenmiştir. Burada da L/d oranının artışı ile demet açısının küçüldüğü görülmektedir. Wu ve diğer araştırmacılar tarafından yapılan deneylerde de L/d oranının 10'a kadar artışı ile demet açısının arttığı, ancak daha yüksek değerlerinde L/d oranının artışı ile açının azaldığı görülmüştür. (Şekil 2.26)



Şekil 2.26 : L/d Oranının Demet Açısına Etkisi [1]

Damlacığın meme deliğinden çıkış açısının artması ile yakıt farklı yönlerde gönderilebilmektedir. Bunun TG süresini azalttığı, Pmax ve Pme'nin (dp/dt) oranlarını yükselttiği buna karşılık özgül yakıt tüketimi de önemli miktarda düşürdüğü anlaşılmaktadır.

Püskürtme esnasında yakıt, enjektörden silindirik bir huzme şeklinde çıkmakta, daha sonra meme deliği çapı, uzunluğu ve geometrisi, havanın ve püskürtülen yakıtın yoğunluğu ile püskürtme basıncına bağlı olarak değişik davranışlar göstererek gaz ortama nüfuz etmektedir.

Demet açısı tek bir meme deliğinden çıkan yakıt demetinin yanma odası içindeki yayılım açısının, meme koni açısı ise tüm deliklerden çıkan yakıt demetlerinin 180°'lik bir yüzey üzerinde bir uçtan bir uca ne kadarlık bir alana yayıldığının ölçüsüdür. Meme koni açısı, atomizasyon mekanizması ve yakıt dağılımı açısından yakıt demet açısına benzer etkiler göstermektedir. (Şekil 2.24)

Demet açısına etki eden diğer bir enjektör memesi parametresi, meme kanalının konikliğidir. Kanal konikliğinin geometrik anlamı, kanal çıkışındaki çap değerinin (d_2) kanal girişindeki çap değerinden (d_1) µm. mertebesinde küçük olması ile açıklanabilir. Kanal geometrisinin oluşturduğu bu etki "K–faktör" olarak isimlendirilmiştir. "K–faktörü" 'nün derecesi ise K harfinin yanındaki sayı ile belirtilmiştir.

Kanal çıkışındaki çap değeri (d_2), kanal girişindeki çap değerin (d_1) olmak üzere;

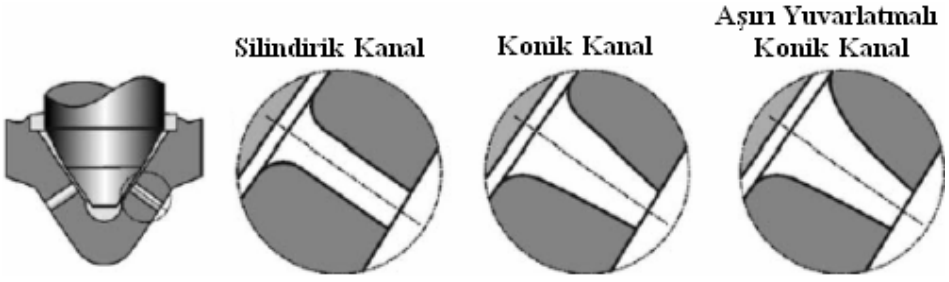
$$K = (d_1 - d_2) / 10 \quad (\mu m) \tag{2.6}$$

olarak ifade edilir.

Enjektörler; kanal geometrisi olarak silindirik, konik ve yüksek yuvarlatmalı konik olarak 3 tipe ayrılmıştır. (Şekil 2.27)

- K0 → Silindirik kanal geometrisi
- K1,5 → Konik kanal geometrisi
- Ks1,5 → Yüksek yuvarlatmalı konik kanal geometrisi

Alt indis "s" ise yüksek yuvarlatmalı bir kanal girişini işaret etmektedir.



Şekil 2.27 : Çeşitli Meme Kanal Geometrileri [40]

Bu durumda demet açısının azalması ile atomizasyon mekanizmasının olumsuz etkilenebileceği düşünülebilir. Ancak delik kesit alanının yanma odası tarafında küçülmesi yakıtın enjektörden çıkış hızının ve karışımın nüfuz derinliğinin artışı

anlamına da gelmektedir. Söz konusu çelişen durumda optimum konikliğin sağlanması gerekmektedir.

Meme kanalı konikliğinin enjektörden çıkış hızı ve karışımın nüfuz derinliği üzerinde önemli bir etkisi vardır. Demetin nüfuz derinliğini hesaplayan bir ampirik ifade Sato tarafından,

$$S = 27.1 \; u_{Do}^{0.5} \; d_n^{0.5} \; \rho_G^{0.09\,(\log t - 0.41)\,t^{0.38}} \tag{2.7}$$

şeklinde verilmiştir. Buradaki birimler enjektör delik çapı için [mm], enjektör çıkış hızı için [m/s], yakıt yoğunluğu için [kg/m³] ve zaman için [ms] olarak alınacaktır. Buna göre nüfuz derinliğine etki edebilecek enjektör memesi parametresinin delik çapı olduğu anlaşılmaktadır. Meme kanalına µm. mertebesinde verilecek bir koniklik yanma odası tarafındaki meme delik çapını azaltacağından yakıtın enjektörden çıkış hızını artıracaktır. Denklem (2.7)'den de görüldüğü gibi bu iki büyüklük nüfuz derinliğine karekök mertebesinde etki etmektedir. Süreklilik denklemi ve debinin korunumu prensibi düşünüldüğünde

$$A_1 \times U_1 = A_2 \times U_2 = \text{Sabit} \quad \text{yani} \quad A \times U = Q \text{ (sabit)} \tag{2.8}$$

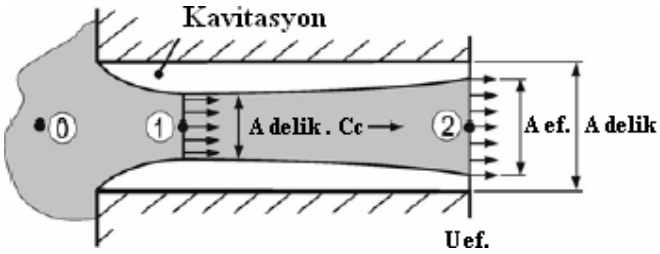
$$(\Pi d_1^2/4) \times U_1 = (\Pi d_2^2/4) \times U_2 \tag{2.9}$$

enjektör çıkış hızındaki artışın delik çapı azalışının karesiyle orantılı olduğu görülmektedir. Bu durumda delik çapının azalması ile denklem (2.7)'deki nüfuz derinliği değeri artış gösterecektir. Kanalda yapılan µm.mertebesindeki koniklik işlemi her ne kadar demet açısını bir miktar azaltsa da yakıtın enjektörden çıkış hızında oluşan artış atomizasyon mekanizması üzerinde daha etkili bir parametre olarak kabul edilmektedir.

Demet açısına etki eden diğer bir enjektör memesi parametresi, meme kanalının keskin ya da yuvarlatılmış girişli olmasıdır. İmalatçı açısından delik girişinin yuvarlatılmasındaki esas amaç, istenen yakıt debisi değerinin yakalanmasıdır. Keskin bir kanal girişinde yapılan % mertebesindeki yuvarlatma işlemi yakıt debisinin artırılmasını sağlar.

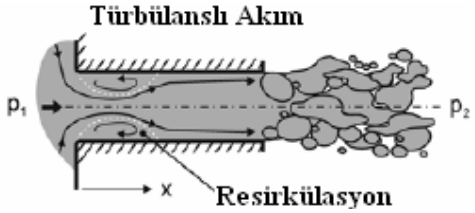
Meme kanalının yuvarlatma oranının, yakıt demet açısını bir miktar artırdığı söylenebilir. Çünkü yuvarlatma yapılmamış bir kanal girişinden kanalın içine

yönelen yakıt dar bir koridor içinden ve üniform hız dağılımını büyük oranda kaybederek ilerler.(Şekil 2.28)



Şekil 2.28 : Keskin Girişli Meme Kanalında Üniform Hız Dağılımının Bozulması [40]

Keskin kenarlı giriş kanalına sahip enjektör memelerinin girişteki ani kısılma ile birlikte meme kanalının içerisinde türbülans oluşturduğu ve kanal cidarlarından akışın ayrıldığı kabul edilmektedir. Meme kanalında yapılan yuvarlatma genel anlamda yakıtın aşırı türbülanssız bir akış şeklinde yanma odasına ilerlemesini sağlar. (Şekil 2.29)



Şekil 2.29 : Keskin Girişli Meme Kanalında Akım Resirkülasyonu [40]

Akım çizgilerinin yaygın bir şekilde dağılması düşük hız bölgelerini gösterirken akım çizgilerinin yakın temas halinde birbirine yaklaşması ise yüksek hız bölgeleri anlamına gelecektir. Laminar akımda akışkan partiküllerinin titreşimi sadece moleküler davranış olup bu partiküller viskozite etkisiyle esas itibariyle paralel hareket etmeye zorlanırlar.

Hareket eden komşu tabakalar arasındaki kayma gerilmeleri laminar akımda viskozite tarafından belirlenir ve tam anlamıyla

$$\tau = \mu . dV / dy \qquad (2.10)$$

bağıntısıyla tanımlanır. Buna göre kayma gerilmesi, viskozite ile hız gradyentinin çarpımından ibarettir. Türbülanslı akımda akışkan partikülleri tabakalar içerisinde muhafaza edilemez ve akım içerisinde heterojen bir tarzda hareket ederler. Diğer partiküllerden kayarak geçer ve akım esnasında akışkan karışımı oluşturarak

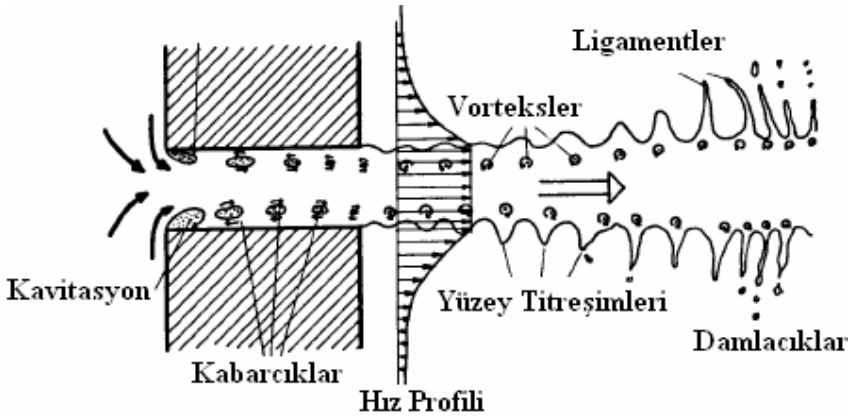
tamamen gelişigüzel bir şekilde diğer partiküllerle çarpışırlar. Bu gelişigüzel hareket eden küçük akışkan kütleleri akım içerisinde herhangi bir noktada çabuk ve düzensiz bir hız pülsasyonuna neden olurlar. Türbülans akım esnasında akışkan partikülleri kısa mesafede ve her yönde tamamen düzensiz bir hareket sergilerler.

Meme kanal girişinin yuvarlatılması demet açısı ve yakıtın akış şekli gibi motor performansını etkileyebilecek parametrelerin dışında uzun vadede enjektörün yapısal durumu üzerinde de önemli bir rol oynar. Hareket halindeki sıvının cidarla temas eden her hangi bir bölgesindeki basınç, mevcut sıcaklık şartlarına uyan buharlaşma basıncının altına düşerse o bölgede gaz keseciği oluşur. Çevre basıncının etkisiyle bir süre sonra patlamaya maruz kalan keseciğin bulunduğu bölgede ortaya çıkan yüksek basınçlar malzeme yüzeyinde oyukçuklar şeklinde aşınmalar oluşturur. Enjektör memesi dizel motorun en önemli parçalarından biridir. Enjektörler yakıtı içten yanmalı motorların silindirlerine taşır. Yakıt enjektör memesinden hava ile yakıtın iyi karışması ve yanma veriminin artırılması için yüksek basınçta püskürtülür. Modern binek araçlar ve kamyonlar yüksek püskürtme basınçlarını kullanırlar. Dizel motor enjektörleri genelde 25 MPa veya daha yüksek püskürtme basınçlarında çalışırlar. Ancak yüksek basınçta çalışmada, dizel enjektörler sıvı yakıt içinde kavitasyona sebep olurlar. Bu durum motor performansını azaltır ve enjektöre yapısal zarar verir. Kavitasyon olayı enjektör memelerinin kırılmasının en önemli sebebi olarak kabul edilmektedir.

Kavitasyon, hızlı akışta boşlukların ya da hava kabarcıklarının çekirdeklenmesi ve büyümesinden veya sıvı damlacıklarındaki yerel basıncın belli bir değerin altına düşmesiyle oluşan sıvı titreşiminden kaynaklanan bir sıvı aşınma mekanizmasıdır.(Şekil 2.30) Bu hava kabarcıkları yüksek bir basınç bölgesinde çarpışırlarsa, çökerler ve yüzeyde patlayıcı şoklara sebep olurlar. Bu yüzey şokları yöresel deformasyon ve çukurlaşmaya sebep olur. Kavitasyon çukurları sonunda birleşirler ve yüzey pürüzlülüğü ile malzemenin sökülmesine neden olurlar. Malzemenin yüzeyden ayrılması olayı kavitasyon aşınması olarak isimlendirilir. Meydana gelen zarar ise kavitasyon zararı olarak adlandırılır. Kavitasyon zararı sıvı basınç değişikliğinin yakıt mikrojetlerinde çarpışmaya neden olmasından meydana gelir. Bu mikrojet 100 m/s'lik yüksek yerel hızlara ulaşabilir. Bu durum malzemede yüksek yerel gerilimle birlikte bir şoka sebep olur. Yüzey zararı "çukur" olarak

isimlendirilen mikroskobik plastik deformasyon şeklinde meydana gelir. Kavitasyon zararı yorgunluk deformasyonu ve malzeme kaybıyla sonuçlanır.

Meme kanal girişinin yuvarlatılması ile kavitasyona neden olabilecek alan önemli ölçüde azaltılabilir.



Şekil 2.30 : Kavitasyon Oluşumu [1]

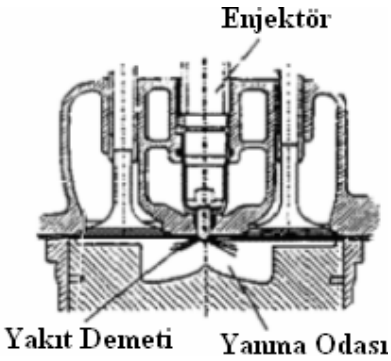
- Yanma Odası Biçimi

Dizel motorlarında hem basınç yükselme hızı hem de maksimum basıncın krank mili açısı cinsinden kontrolü ve zamanlanması gerekir. Basınç yükselme hızı için gerekli olanın tersine performans açısından da yanmanın uzun sürmesi istenmez. Dolayısıyla dizel motorlarında yanma odası tasarımı son derece önemli olmaktadır. Yüksek hızlı dizel motorları için tasarım esnasında, sıkıştırma oranı, maksimum devir ve çalışma sıcaklığı tespit edilmişse TG süresi ancak yakıtın kalitesine bağlı olarak kontrol edilebilir.

Yüksek devirli motorlarda havaya girdap hareketi vermek veya havayı dar bir yanma odası hacmine sıkıştırarak hareketlendirmek suretiyle karışıma katkıda bulunmak önem arz etmektedir. Direkt püskürtmeli yanma odalı dizel motorlarda yakıt tüketiminin az olduğu ve tutuşma kabiliyeti düşük yakıtlarla bile kolayca tutuşma sağlandığı, bölünmüş yanma odalı motorlarda ise yukarıdaki bilginin tersine bir sonucun çıktığı araştırma sonuçlarıyla ortaya konulmuştur.

Bölünmüş yanma odalı motorlarda yakıt püskürtme karakteristikleri, direkt püskürtmeli yanma odalı motorlara nazaran pek önem arz etmemektedir. Zira, bölünmüş yanma odalı motorların düz yanma odalı motorlara kıyasla sıkıştırma oranı yüksek, yakıt püskürtme basıncı ve verimi ise daha düşüktür.

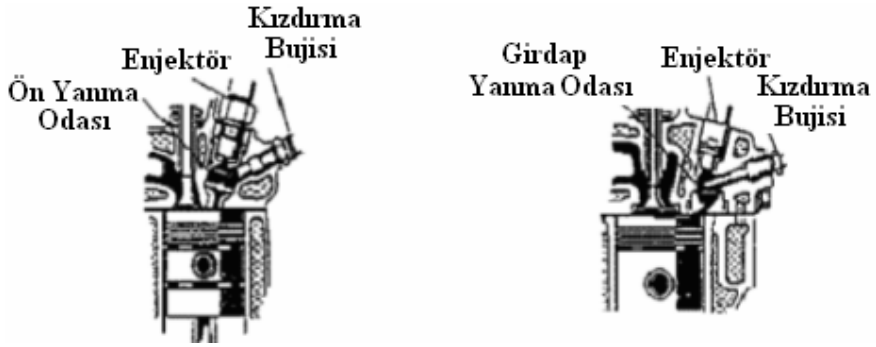
Direkt püskürtmeli dizel motorlarında püskürtmenin yapıldığı, piston içerisindeki çanak şeklindeki oyuğun geometrisi ve boyutlarının, hava hareketleri açısından, önemi büyüktür. (Şekil 2.31)



Şekil 2.31 : Direkt Püskürtmeli Dizel Motorunun Yanma Odası Kesiti [58]

Direkt püskürtmeli motorlarda pistonun ÜÖN'ya yaklaşması ile piston üst yüzeyinden çanak içine doğru bir hava hareketi sağlanmaktadır. Bu da sıvı olarak püskürtülmüş olan yakıt demetinin daha kolay parçalanmasını ve daha küçük damlacıklara ayrılmasını sağlayarak iş oluşumunun azalmasına neden olur. Bu şekilde oluşan hava hareketinin hızı büyük ölçüde, piston ÜÖN'ya geldiği anda, pistonun en üst yüzeyi ile motor kafası arasında kalan boşluk azaldıkça artmaktadır.

Buradan da anlaşılacağı gibi, direkt püskürtmeli motorlar piston üst yüzeyi ile motor kafası arasında kalan boşluk mümkün olduğu kadar az olacak şekilde imal edilerek is emisyonu düşürülebilir.



Şekil 2.32 : Ön ve Girdap Yanma Odalı Dizel Motorlarının Yanma Odası Kesit Resimleri (Ergeneman ve Ark., 1998) [58]

Bölünmüş yanma odalı dizel motorlarında ise ön yanma odası ile ana yanma odası arasındaki kanalın yapısı (büyüklüğü) kirletici egzoz emisyonunu etkilemektedir. (Şekil 2.32) Kanal kesitinin küçültülmesi partikül ve HC emisyonunu azaltmaktadır.

Çünkü kanal kesiti küçüldükçe ön yanma odasındaki hızlar artmakta ve yakıt demeti daha kolay parçalanmaktadır. Ancak bu durumda yanma hızlanıp sıcaklıklar artacağından NOx emisyonu artmaktadır. Bu durum ayrıca ilk hareket güçlüğü meydana getirmektedir.

- Manifold Tasarımı

Emme manifold çapının silindir çapına oranı, volümetrik verim ve hava–yakıt oranı açısından önem kazanmaktadır. 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.

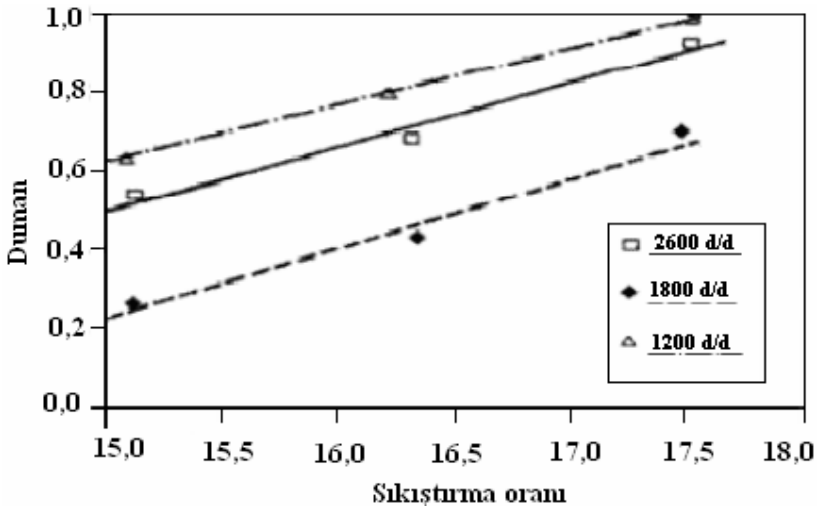
Egzoz manifoldun da yanmış gazların çıkışına direnç olacak şekilde düzenlenecek olan biçimler (keskin köşeler, pürüzlü yüzeyler gibi) yanma odası içerisinde artık gazların birikmesine yol açacak ve dolayısıyla taze dolgunun yanma odasına girişini önleyecektir. Bu durum volümetrik verimin azalmasına sebep olacaktır. Bu mahsurları önlemek amacıyla manifold tasarımcıları, manifoldda oluşabilecek dirençleri engellemeye, manifold ceketlerinde gaz titreşimlerini yok etmeye yönelik biçimler üzerinde çalışmalarını yoğunlaştırmaktadırlar (Karakuş, 2000).

- Sıkıştırma Oranı

Sıkıştırma oranının artması, sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığının yükselmesine neden olur. Yüksek sıkıştırma oranında, maksimum basınç daha erken ve daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Ancak, maksimum basıncın artması krank–biyel mekanizmasının daha dayanıklı yapılmasını gerektirir. Ayrıca, kompresyon kaçaklarının artması ve motorun ilk harekete geçişin zorlaşması mekanik verimi azaltır.

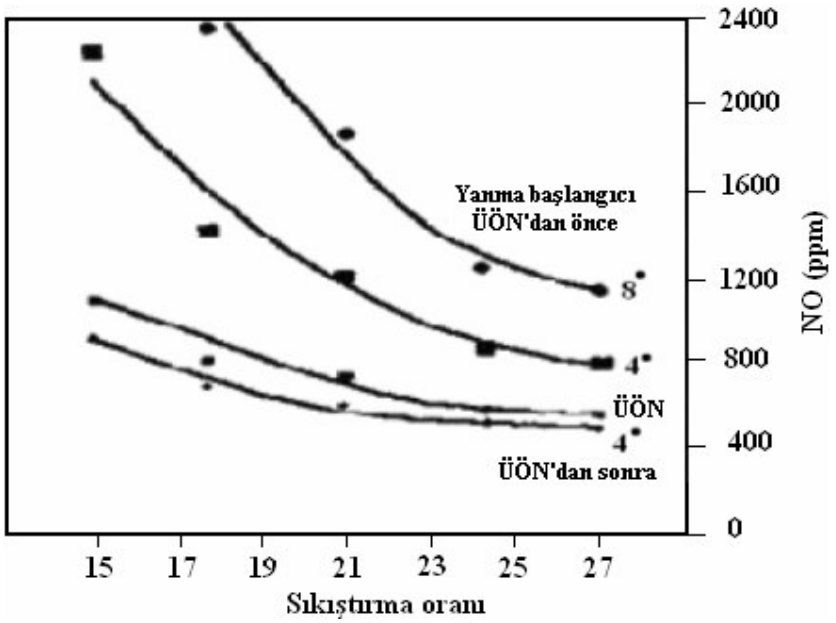
Şekil 2.33'te sıkıştırma oranına bağlı olarak duman miktarının değişimi görülmektedir. Sıkıştırma oranının artmasıyla duman miktarı da buna bağlı olarak artmaktadır. Zira, sıkıştırma oranının artmasıyla yanma odası içerisindeki girdabın

azalması ve hava yakıt karışım formasyonunun kötüleşmesi duman miktarının artmasına neden olmaktadır (Topgül, 2000).



Şekil 2.33 : Sıkıştırma Oranının Duman Miktarına Etkisi [58]

Sıkıştırma oranının artışı ile yanma odasındaki ortalama gaz hızlarında, sıcaklık ve basınç seviyesinde artış görülür. Ayrıca silindire giren hava–yakıt karışımının kütlesi de değişmektedir. Sıkıştırma oranının artırılması sonucu, ÜÖN civarında, yanmanın gerçekleştiği süreçte yanma odasının yüzey/hacim oranı artacağından HC emisyonları olumsuz etkilenecektir (Karakuş, 2000).



Şekil 2.34 : Sıkıştırma Oranı Değişiminin NO Emisyonlarına Etkisi [58]

Bu değişken tutuşma gecikmesini kontrol eder. Direkt püskürtmeli dizel motorlarında NO oluşumuna etkiyen önemli faktörlerden biridir. Şekil 2.34'te 1400 d/d'da 15:1–27:1 aralığında değişen sıkıştırma oranının, NO emisyonlarına etkisi görülmektedir.

Püskürtme avansının sabit kalması şartıyla, sıkıştırma oranının azaltılması tutuşma gecikmesini uzatacaktır. Dolayısıyla bu süre boyunca püskürtülen yakıt miktarı artacağından silindir içi maksimum sıcaklık yükselecek ve buna bağlı olarak NO oluşumu artacaktır. Sıkıştırma oranının artırılması ile tutuşma gecikmesi kısalacağından NO oluşumu azalacaktır. Fakat sürtünme işi artacağından çevrim verimi kötüleşecektir (Haşimoğlu, 2000)

- Yakıt Demet Açısı

Püskürtme esnasında yakıt, enjektörden silindirik bir huzme şeklinde çıkmakta, daha sonra meme deliği çapı, uzunluğu ve geometrisi, havanın ve püskürtülen yakıtın yoğunluğu ile püskürtme basıncına bağlı olarak değişik davranışlar göstererek gaz ortama nüfuz etmektedir.

Yanma odası içerisindeki basıncı yüksek havanın içerisine enjekte edilen yakıtın oda içerisinde eşit dağılım yaparak oksijenle teması önemlidir. Çünkü, oluşacak alev çekirdeğinin yanma odası içerisindeki yakıt–hava karışımının tümünü kavraması bakımından homojen bir yanma hızının olması ve bu yanmaya bağlı olarak titreşimsiz bir basınç etkisinin gerçekleşmesi gerekmektedir (Karakuş, 2000).

- Silindir Başına Kullanılan Subap Sayısı

Bu teknik de, aşırı doldurma ile birlikte volümetrik verimi artırarak güç başına emisyon değerlerinin düşürülmesini olanaklı kılmaktadır.

Özellikle ön yanma odalı ve döner hava hareketi gerektirmeyen çok delikli enjektör ile beraber yüksek basınçlı püskürtme sistemine sahip direkt püskürtmeli dizel motorlarına uygulanabilmektedir (Ergeneman ve Ark., 1998).

2.5.2. Çalışma Parametrelerinin Etkileri

Dizel motorlarında çalışma parametrelerinin performans faktörlerine ve emisyon değerleri üzerine olan etkisi, yanma odasının ve püskürtme sisteminin tasarımlarına son derece bağlıdır. Söz konusu tasarımların çok değişik özelliklere sahip olmaları

sebebiyle herhangi bir performans ve emisyon faktörünün gösterdiği temayül bütün dizel motorları için aynı olmayabilir. Çalışma parametrelerinin performans faktörlerine ve emisyon değerleri üzerine olan etkileri özetle aşağıda belirtilen başlıklar altında açıklanmıştır.

- Yakıt Miktarı

Dizel motorlarında güç, yakıt miktarıyla ayarlanır. Maksimum güçte tam gaz verilir. Ancak bu durumda iyi bir karışım şansı daha azdır ve egzoz isli oluşur veya silindirde zararlı karbon birikintileri meydana gelir. Bu durum yakıt/hava oranına da bir üst sınır koyar. Alt sınır yoktur.

Dizel motorlarında püskürtme süresi, TG (Tutuşma Gecikmesi) süresinden daha kısa olabilir. Ancak bu durumda yakıt miktarı TG süresinden bağımsız olduğundan tutuşma gecikmesinin basınç üzerindeki etkisi daha azdır (Karakuş, 2000).

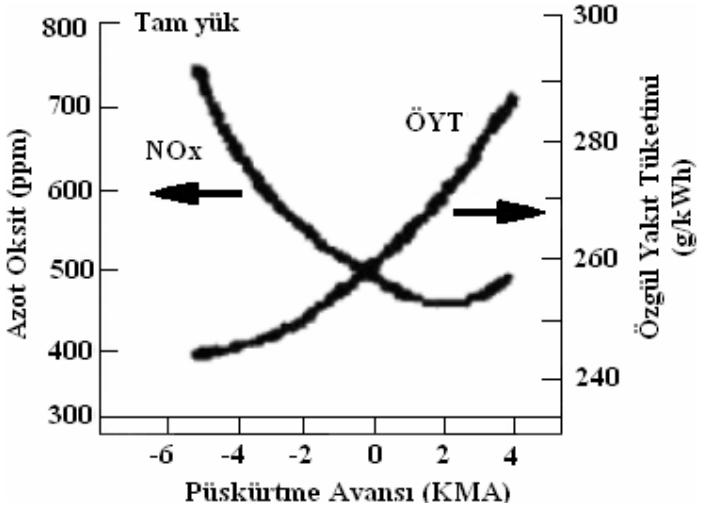
- Püskürtme Avansı

Diğer parametreler sabit kabul edilirse, direkt püskürtmeli bir dizel motorunda püskürtme başlangıcının bir miktar öne alınması tutuşma gecikmesini artıracağından bu safhada silindirlere daha fazla yakıt püskürtülecektir. Tutuşma ile birlikte dizel motoru yanma süreçlerinden biri olan ani yanma periyodunda birim krank derecesi başına düşen basınç değişimi ($dp/d\alpha$) aşırı derecede artacağından çevrimin maksimum sıcaklığı ve basıncı da yükselecektir. Buna bağlı olarak NOx emisyonlarında bir artış olacaktır. Şekil 2.35'te püskürtme avansına bağlı olarak NOx emisyonlarının ve özgül yakıt tüketiminin değişimi görülmektedir.

Püskürtme avansının azaltılması NOx emisyonlarını azaltarak, is oluşumunu artırır. Bu durum püskürtme basıncının artırılmasını gerektirir. Dolayısıyla malzeme dayanımı ve yakıt sisteminin fiyatının artması gibi sorunlar ortaya çıkacaktır. Avansın azaltılması silindir içi maksimum basıncı düşürür, fakat yanmamış yakıt miktarı artacağından, yakıt tüketimi kötüleşmektedir. Ayrıca avansın aşırı azaltılması hafif yüklerde teklemeye sebep olmaktadır.

Normal çalışma şartlarında püskürtme avansının ÜÖN'dan 10°–15°KMA önce olması durumunda tutuşma gecikmesi minimumdur. Tutuşma gecikmesindeki artış püskürtmenin daha erken veya daha geç yapılmasından kaynaklanır. Çünkü sıkıştırma zamanındaki havanın sıcaklığı ve basıncı ÜÖN'ya yaklaştıkça önemli

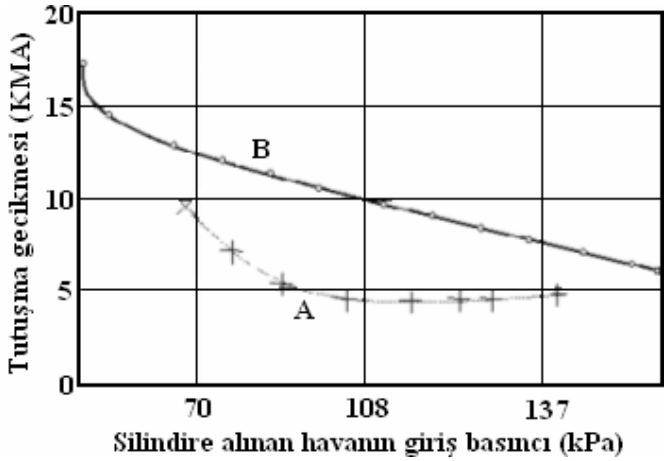
miktarda artar. Eğer püskürtme erken başlarsa, püskürtme başlangıcındaki basınç ve sıcaklık düşük olacağından tutuşma gecikmesi artar. Eğer püskürtme ÜÖN'ya çok yakın yapılırsa, püskürtme başlangıcındaki basınç ve sıcaklık yüksek olmasına rağmen pistonun alt ölü noktaya (AÖN) doğru hareket edip silindir hacmini genişletmesinden dolayı tutuşma gecikmesi süresi artacaktır. Bu yüzden uygun püskürtme avansı bu iki nokta arasında olmalıdır (Haşimoğlu, 2000).



Şekil 2.35 : Püskürtme Avansının NOx Emisyonlarına ve Özgül Yakıt Tüketimine Etkisi [58]

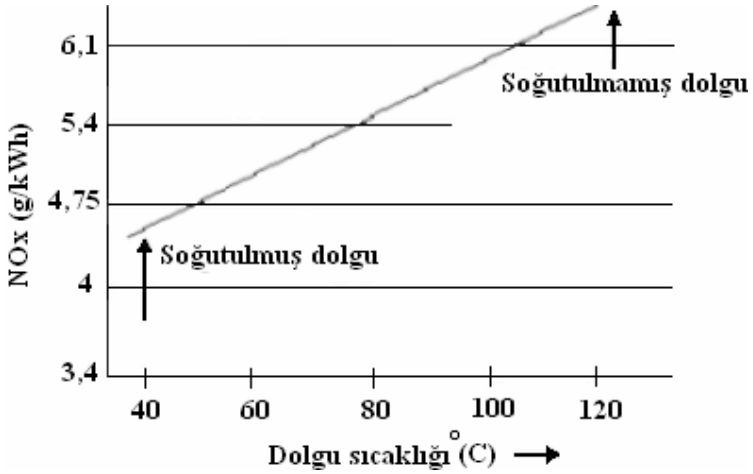
- Giriş Basıncı ve Sıcaklığı

Emme zamanında silindire alınan havanın giriş basıncı arttıkça, sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı artacağından tutuşma gecikmesi süresi azalır. Şekil 2.36'da giriş basıncının tutuşma gecikmesine etkisi görülmektedir.



Şekil 2.36 : Giriş Basıncının Tutuşma Gecikmesine Etkisi A:Düz Yanma Odası B:Bölünmüş Yanma Odası [58]

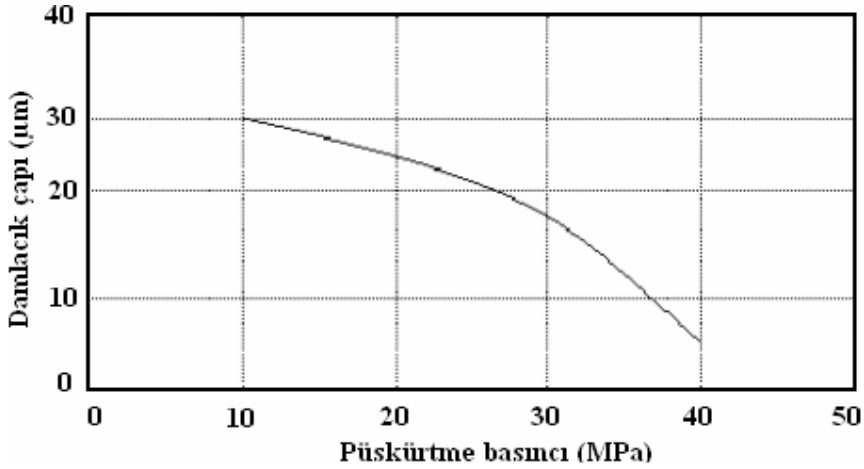
Giriş basıncının artmasıyla, silindire daha fazla hava alınacağından volümetrik verim de artar. İçeriye daha fazla yakıt püskürtülerek, güç artırılabilir. Ancak, bu durum maksimum basıncın da artmasına neden olur.



Şekil 2.37 : Dolgu Sıcaklığına Bağlı Olarak NOx Emisyonu Değişimi [58]

Şekil 2.37'de silindir içerisine alınan dolgunun sıcaklığının NOx emisyonuna etkisi görülmektedir. Dolgu havası sıcaklığının artması, tutuşma gecikmesi süresinin azalmasına, basınç ve sıcaklığa bağlı olarak NOx emisyonunun artmasına neden olmaktadır.

- Püskürtme Basıncı



Şekil 2.38 : Püskürtme Basıncına Bağlı Olarak Damlacık Çapı Değişimi [58]

Püskürtme basıncı, yakıtın atomizasyonuna, dolayısıyla karışım formasyonuna etki eden faktörlerden birisidir. Püskürtme basıncı arttıkça yakıt daha iyi parçalanarak, damlacık çapı küçülmektedir. Şekil 2.38'de püskürtme basıncına bağlı olarak, yakıt

damlacık çapının değişimi verilmektedir. Burada püskürtme basıncı arttıkça damlacık çapının azaldığı görülmektedir.

Damlacık çapının küçülmesiyle yakıt atomizasyonu iyileşir. Atomizasyonun daha iyi olmasından dolayı gecikme peryodu kısalacağından NOx formasyonunda ve dumanda azalma görülecektir.

Ancak, püskürtme basıncının çok artması tanecik çapının çok azalmasına yakıtın hızlı bir biçimde buharlaşmasına sebep olur. Bunun sonuçunda yakıt yanma odasının her yerine tam olarak ulaşamaz. Bu olay ise enjektör çevresindeki bölgeden başlarda hızlı bir yanmanın olmasına ve sıcaklıkların artmasını sağlar. Fakat ilk yanmanın belirli bir bölgede sınırlı kalması sebebiyle alev yanma odasının diğer bölümlerine ilerlemesi yavaş olur. Bu olay ısının, işe dünüşme işleminin verimsiz bir şekilde gerçekleşmesine sebep olmuştur.

Enjektör basınçlarının referans değere göre değişimi (bir arızadan veya ayarsızlıktan dolayı) motor performansını ve zararlı madde emisyonlarını etkilemektedir.

- Aşırı Doldurma

İçten yanmalı bir motor tarafından üretilen güç, yaklaşık olarak motor silindirleri içerisinde yakılan yakıt ve bu yakıtı yakabilmek için gerekli olan hava miktarı ile orantılıdır. Normal emişli bir motorda silindir içerisine alınan hava miktarı, kurs hacmine bağlı olarak değişmektedir. Silindir içerisine bir çevrimde alınan hava miktarını artırabilmek için harici bir kaynağa ihtiyaç vardır. Bu amaçla; mekanik aşırı doldurma, egzoz turbo kompresörü ve basınç dalga etkili aşırı doldurma yöntemleriyle silindire alınan hava miktarı, normal emişli motorlara göre artırılır.

Normal emişli motora göre, aşırı doldurma uygulaması yapılan motorda silindirlere gönderilen hava miktarının artırılmasıyla silindir içerisine daha fazla yakıt sürülerek; fren ortalama efektif basıncı ve motor gücü artırılır (Topgül, 2000).

Egzoz gazlarının sahip olduğu enerjiden yararlanan aşırı doldurma sistemlerinin kullanımı, sıcaklık seviyelerinde artış sağladığı için genelde HC emisyonlarını azaltıcı, diğer taraftan NOx emisyonlarını da artırıcı doğrultuda etki etmektedir.

Yanma odasındaki sıcaklık seviyesi ile birlikte, egzoz gazları sıcaklıkları da arttığı için bu süreç içindeki oksidasyon reaksiyonları da artış gösterecektir. Ayrıca silindirdeki karışım oluşumunun da iyileşmesi yanma olayı üzerinde olumlu etki

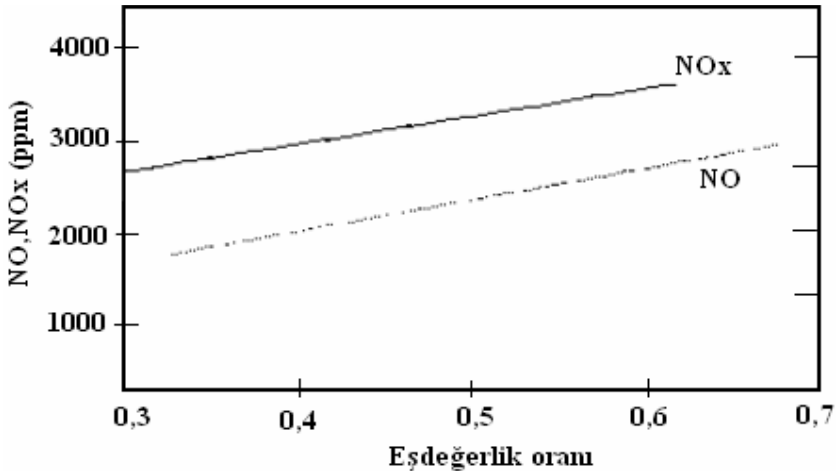
yapacaktır. Sonuçta HC emisyonları önemli ölçüde azalır. NOx emisyonları ise özellikle yüksek güçte çalışma bölgesinde, sıcaklıktaki artışa paralel olarak artmaktadır. Ancak ara soğutmalı aşırı doldurma sistemlerinde, sistemin sağladığı güç artışı dikkate alındığında, birim güç başına üretilen NOx emisyonu değerlerindeki artış sınırlandırılabilecektir (Açıl, 1998)

- Eşdeğerlik Oranının Etkisi

Dizel motorlarında silindir içerisinde sıfırdan sonsuza kadar değişen değerlerde hava yakıt oranları mevcuttur. Dolayısıyla önemli olan püskürtülen yakıt miktarı değil yanma öncesi buharlaşan yakıt miktarıdır.

Dizel motorlarında güç ayarı motora emilen havanın içine püskürtülen yakıt miktarının değiştirilmesi ile yapılır. Motor gücü azaltılmak isteniyorsa, püskürtülen yakıt miktarı azaltılır. Böylece karışım oranı yük durumuna göre değiştirilmektedir ve motor genelde fakir karışım ile çalışmaktadır. Emisyonlar bakımından ana sorun is ve NOx üretiminden kaynaklanmaktadır. NOx emisyonları artan yüke bağlı olarak artış gösteren sıcaklıklar nedeniyle artmaktadır. NO oluşumu, eşdeğerlik oranı 0,9 ile 1,0 arasında iken maksimum olur.

Şekil 2.39'da eşdeğerlik oranının NOx konsantrasyonuna etkisi görülmektedir.



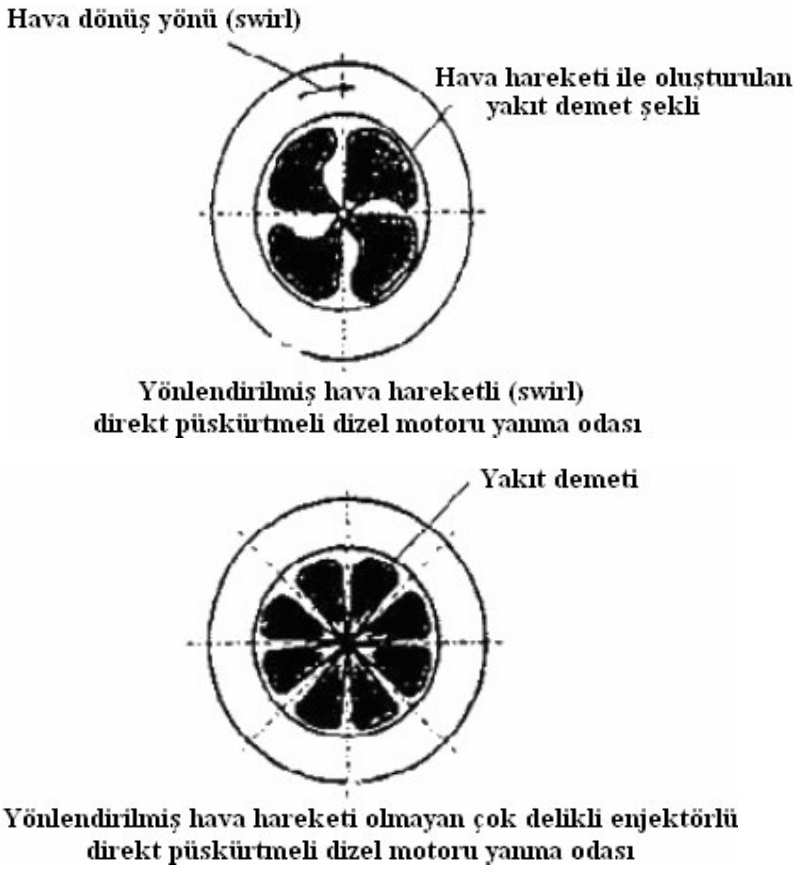
Şekil 2.39 : Eşdeğerlik Oranına Bağlı Olarak NOx ve NO Konsantrasyonları [58]

Eşdeğerlik oranı arttıkça ağır yüklerde maksimum basıncın (dolayısıyla maksimum sıcaklığın) artması karışımın daha geniş bir bölgede stokiyometrik orana yakın bir değerde yanmasını sağlar. Bu durumda NOx oluşumu artacaktır. Eşdeğerlik oranının

azaltılması ile NOx emisyonları azalır. Fakat dizel motorlarında yakıtın düzgün püskürtülememesinden dolayı bu azalış fazla değildir (Haşimoğlu, 2000).

- Yanma Odasında Düşük Dönmeli Hava Hareketi

Direkt püskürtmeli motorlarda, yanma odasına püskürtülen yakıtın hava ile karışımını iyileştirebilmek için emilen hava, emme kanalına verilen kavisli şekil sayesinde silindir içine bir dönme hareketi (swirl) ile girmektedir. Havanın bu dönme hareketi motorun ancak belli bir hızında iyi bir yakıt hava karışımı oluşmasını sağlar. Ayrıca bu dönme hareketinden dolayı yüksek hızlarda motorun volümetrik verimi düşerek güçte bir azalma meydana gelmektedir. (Şekil 2.40)



Şekil 2.40 : Direkt Püskürtmeli Dizel Motorlarında Yakıt Püskürtme ve Karışım Oluşturma Şeklinin Üstten Görünüşü (Ergeneman ve Ark., 1998) [58]

Yüksek püskürtme basıncıyla ve alışılagelenden daha çok ve daha küçük çaplı hassas işlenmiş delikler bulunan (8–10 delik) enjektörler sayesinde küçük damlacıklar (5–10 mikron) elde ederek yanma odası içinde gerekli olan dönme hareketindeki hava hızlarını düşürmek, dolayısıyla volümetrik verimi yükseltirken

karışım oluşturma kalitesini korumak olanaklıdır. Hava hızlarının düşürülmesi, yakıtın daha küçük damlacıklara bölünmüş olması ve çok delikli enjektörden püskürtme yapılmasıyla çok daha kısa sürede iyi bir karışım sağlanması olanaklı hale gelmektedir. Böylece özellikle yüksek devir sayılarında motor gücü artarken motor verimi de yükselmektedir. Ayrıca bu tip motorlar yukarıda sözü geçen nedenlerle havanın dönme hızına bağımlı olmadıklarından motorun bütün hız aralıklarında is (partikül) emisyonu açısından çok iyi sonuç verirler.

2.6. Dizel Motorlarında Yakıt Demetinin Oluşumu ve Yapısı

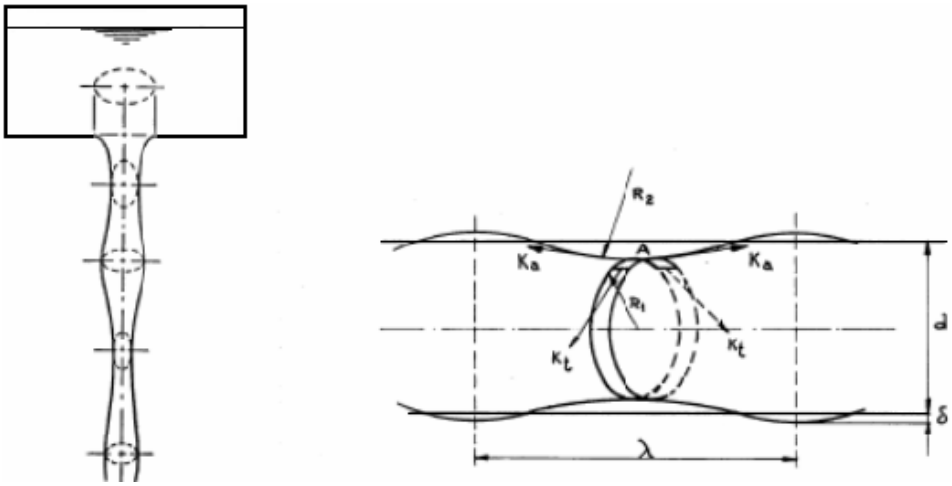
2.6.1. Sıvılarda Parçalanma

Dizel motor yakıtının püskürtülmesi ile oluşan demetin hava ile karışması makro ve mikro yapıdaki olaylar olarak iki yönden incelenebilir. Makro karışım yakıt demetinin yanma odası içerisindeki genel dağılımıdır. Yanma odasının her hacimsel elemanında aynı miktarda yakıt bulunuyorsa, püskürtülen yakıtın makro yapıda homojen olarak dağıldığı kabul edilir. Mikro karışım ise yakıtın parçalanma kalitesi ile belirlenmektedir. Parçalanma kalitesi ortalama damlacık çapı ve bu ortalama değerden sapma derecesi ile karakterize edilir.

Dizel motorlarında, yanma olayının ön fazında yanma odasına püskürtülen yakıtın parçalanması sonucu oluşan yakıt demeti yardımıyla hava ile yakıtın karışımı sağlanmaktadır. Yakıtın küçük damlacıklara ayrılması sonucunda yanma odasına gönderilen yakıtın yüzey alanı arttırılır. Örneğin birim yakıt hacminin 100 μm çapındaki damlacıklara ayrılması sonucu yüzey alanı 10,000 defa büyüyecektir. Böylece yakıtın hava ile temas eden yüzeyi artar ve karışımın iyileştirilmesi sonucunda yanma daha kısa bir zaman içinde, kontrollu olarak gerçekleştirilir.

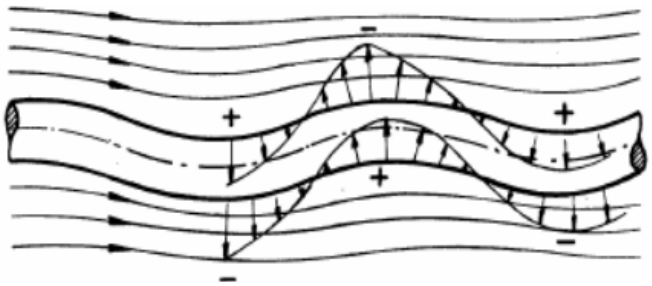
Sıvıların parçalanmasını etkileyen etkenler karmaşık fiziksel olaylardan kaynaklanmaktadır. Günümüzde hala sıvılardaki parçalanma olayının fiziği kesin açıklamaya sahip değildir. Ancak bu konuda çok sayıda araştırma yapılmış ve çeşitli teoriler geliştirilmiştir. Genelde, sıvıların parçalanması çeşitli iç ve dış kuvvetlerin etkisi altında olmaktadır. Parçalanmada en büyük etkiyi atalet kuvvetleri ile viskoz kuvvetler arasındaki dengeyi tanımlayan Reynolds sayısı belirler.

$$(Re = \rho \, u \, D / \mu) \qquad (2.11)$$



Şekil 2.41 : Sıvı Sütununun Deformasyonu [1]

Düşük hızlı jetlerdeki parçalanma olayında Rayleigh rejimi geçerli olmakta ve iç etkenler önem kazanmaktadır. Örneğin çıkış deliği şeklinin dairesel kesitten biraz farklı olması, sıvı sütununda yüzey gerilme kuvvetlerinin etkisi altında sıvı sütününun kesitinde salınımlar oluşturacaktır (Şekil 2.41). Ayrıca çıkış deliğindeki yüzey pürüzlülükleri de sıvı sütununda tedirginlik yaratmaktadır. Böylece sıvının yüzey gerilme kuvvetinin teğetsel bileşeni, K_t tedirginliğin oluşturduğu bozucu etkiyi arttırırken, eksenel doğrultudaki bileşeni, K_a sıvı sütunundaki kesit daralmasını azaltıcı yönde etki etmektedir. Sonuçta, teğetsel kuvvetin eğrilik yarıçapı R_1 daha küçük olduğundan tedirginlik gittikçe büyüyecek, sıvı sütunu giderek incelecek ve kopacaktır. Sıvı sütununun kopmasını ve damlacıkların oluşmasını etkileyen parametreler Rayleigh tarafından yüzey gerilme kuvvetleri, sıvının yoğunluğu ve sıvı sütununun çapı olarak belirtilmiştir. Ancak Weber, viskozitenin de sıvı sütunu içerisindeki iç akımı etkilemesi nedeniyle olayı etkilediğini belirtmiştir. Düşük viskoziteli sıvı sütununda, belirli bir uzunluktan sonra kopmalar başlamakta ve damlacıklar oluşmaktadır.



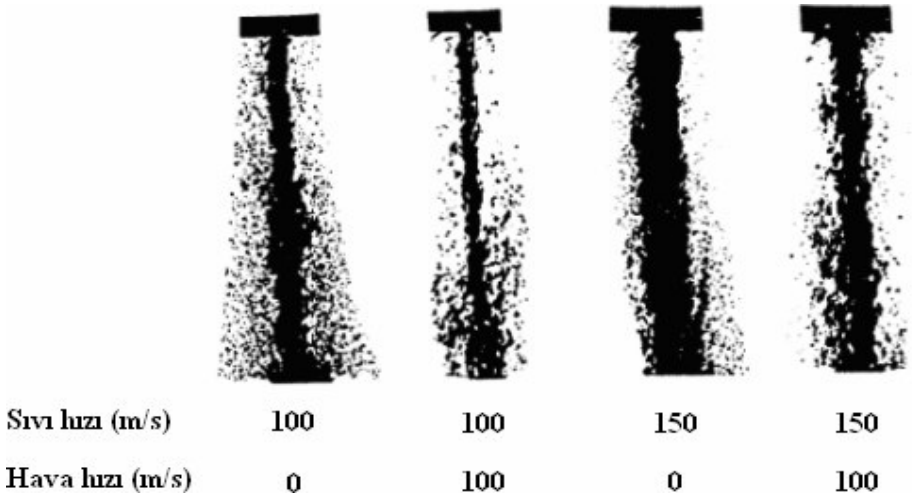
Şekil 2.42 : Hava Hareketleri Nedeniyle Sıvı Sütunundaki Deformasyon [1]

Sıvı sütununun, hava ortamı içerisinde ilerlemesi sonucunda aerodinamik etkiler altında çeşitli ek kuvvetler de oluşmaktadır. Sıvı sütunu üzerinde, bağıl hızdaki farklılıklar nedeniyle oluşan basınç dağılımı, buradaki deformasyonu arttırıcı yönde etki edecektir. (Şekil2.42). Yüzey gerilme kuvvetleri ise sıvı jetini tekrar eski şekline getirmeye çalışmaktadır. Bağıl hava hızının belirli bir değerin üzerine çıkması ile sıvı sütunundaki deformasyon büyüyecektir. Ancak sıvının parçalanması için dalga oluşumu ile birlikte rotasyonel simetrik tedirginlik de gereklidir.

Yüksek hızlı jetlerdeki parçalanma olayında ise atomizasyon rejimi geçerli olmakta ve aerodinamik etkilerin önemi daha artmaktadır. Yüksek Reynolds sayılarında, enjektör deliğinden çıkan sıvı sahip olduğu türbülanslı yapı nedeniyle ve çıkıştan sonra karşılaştığı hava direnci etkisi altında daha kolay parçalanmaktadır. Sıvı sütununun sahip olduğu radyal doğrultudaki hız bileşeni nedeniyle, cidarların oluşturduğu sınırlama kaldırıldığında jet radyal yönde de yayılmaktadır. Ayrıca hava direnci de bu etkiyi arttırmaktadır. Sonuç olarak,

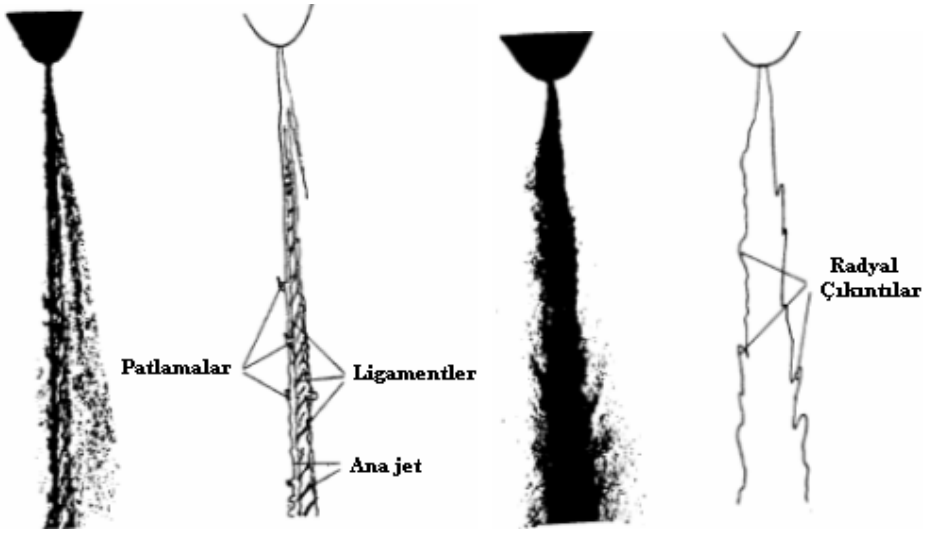
- Sıvının havaya göre bağıl hızı arttıkça,
- Püskürtmenin yapıldığı delik çapı küçüldükçe,
- Sıvının viskozitesi azaldıkça,
- Püskürtmenin yapıldığı ortamın yoğunluğu arttıkça,

sıvının parçalanması da artacaktır.



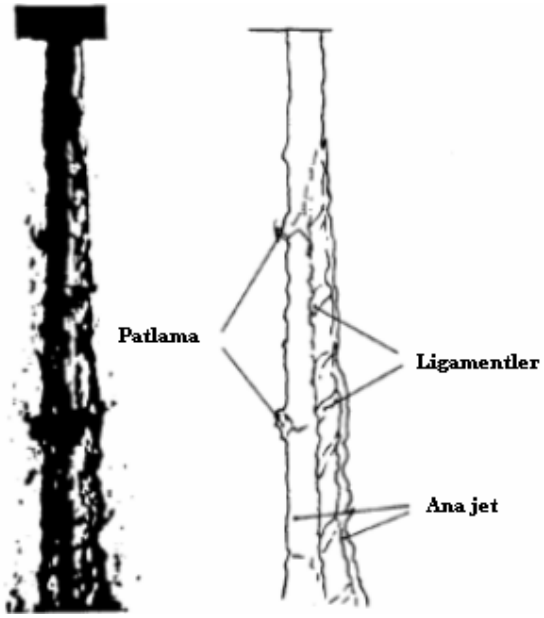
Şekil 2.43 : Bağıl Sıvı Hızının Parçalanmaya Etkisi [1]

Püskürtmenin yapıldığı ortamdaki hava hızı, demetin oluşumunu önemli ölçüde etkilemektedir. Sıvının havaya göre bağıl hızının sıfır olması durumunda, sıvı sütunu ile hava arasındaki ortalama kayma gerilmelerinin değeri sıfır olacağından, etkileşim önemli ölçüde azalacaktır. Ancak türbülünslı ortamda çalkantı hızlarının oluşturduğu zayıf etki mevcut olacaktır. Sıvı ve hava arasındaki bağıl hızın arttırılması durumunda ise parçalanma artacaktır (Şekil2.43)



a) Ortam Basıncı 0,1 MPa b) Ortam Basıncı 2,86 MPa

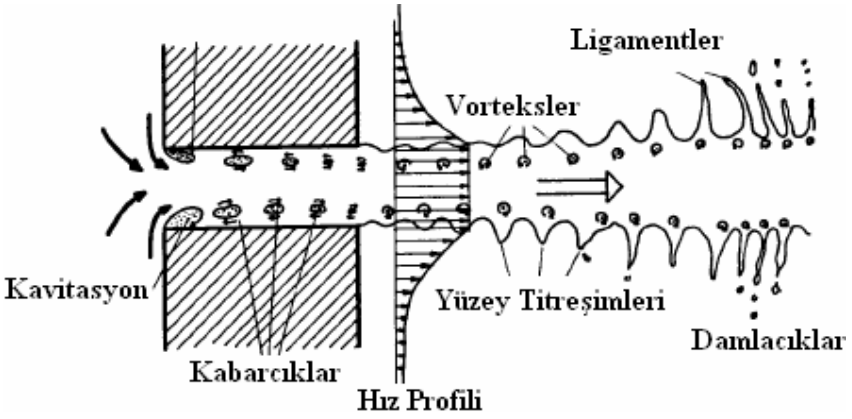
Şekil 2.44 : Ortam Basıncının Parçalanmaya Etkisi [1]



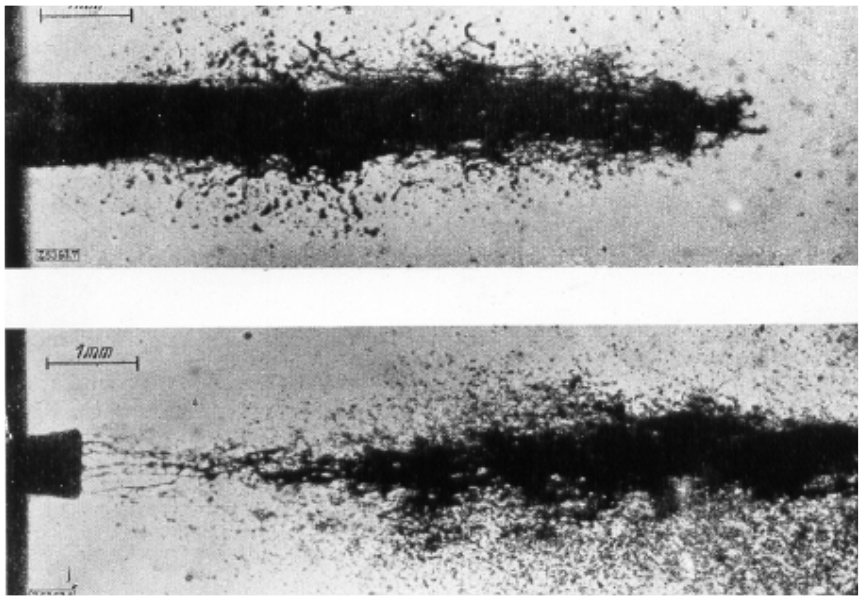
Şekil 2.45 : Sıvı Sütununun Liflere Ayrılması [1]

Ortam basıncının (karşı basıncın) arttırılması da parçalanmayı arttırıcı yönde etki etmektedir (Şekil2.44)

Yüksek hızlardaki parçalanma önce sıvı sütununun liflere ayrılması şeklinde başlamaktadır.(Şekil2.45) Sıvı sütununda boyuna doğrultudaki liflerden başka, radyal doğrultuda da lifler (ligamantler) görülmektedir. Bunlar da daha sonra parçalanarak damlacıkları oluştururlar (Şekil 2.46 ve Şekil 2.47).



Şekil 2.46 : Damlacıkların Oluşumunun Şematik Gösterimi [1]



Şekil 2.47:Yüksek Hızlı Sıvı Jetinin Parçalanması Sonucu Damlacıkların Oluşumu[1]

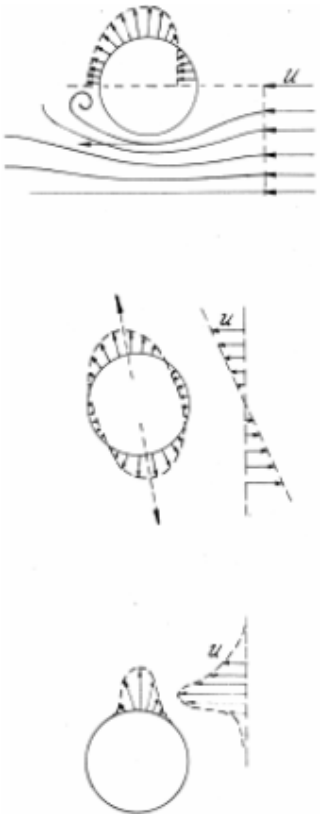
Yakıtın püskürtülmesi ile oluşan ilk damlacıklar da ortam içerisinde ilerlerken ikincil parçalanma ile daha küçük damlacıklara ayrılmaktadır. Damlacıklar üzerindeki atalet kuvvetleri, hava ile sıvı arasındaki direnç nedeniyle parçalanmayı

arttırıcı doğrultuda etki etmektedir. Yüzey gerilme kuvvetleri ise parçalanmayı önleyici etkiye sahiptir. Bu iki kuvvet arasındaki denge, atalet kuvvetlerinin yüzey gerilme kuvvetlerine oranı olarak tanımlanan Weber sayısı ile belirlenmektedir :

$$W_e = \frac{\rho_h \ u^2 \ D}{\sigma} \tag{2.12}$$

Burada ρh havanın yoğunluğunu, u ve D sırasıyla damlaların hızını ve çapını, ve σ yüzey gerilme kuvvetini göstermektedir.

Weber sayısı kritik bir değerden büyük olduğu sürece, damlaların ikincil parçalanması devam edecektir. Hava akımı içinde hareket etmekte olan sıvı damlası, direnç kuvvetleri nedeniyle deforme olmaktadır. Yüzey gerilmeleri ise bu deformasyonu önleyici şekilde etki eder. Ancak We sayısı yüksek ise, deformasyon artar ve parçalanma olur. Üniform bir hız alanı içerisinde bulunan damlanın üzerinde bir basınç dağılımı oluşmaktadır.(Şekil 2.48)



Şekil 2.48 : Hava Hareketi Nedeniyle Damlacıkların Deformasyonu [1]

Ayrıca türbülanslı akım alanındaki çevrilerden dolayı da, çevri boyunun damlacık çapına olan oranına göre farklı basınç dağılımları oluşmaktadır.

Sonuç olarak damlalar önce yassılaşmakta, sonra içleri oyuk yarım küre şeklini almaktadır. Basınç kuvveti büyüdüğünde ise parçalanma gerçekleşir.

Damlacıkların ikincil parçalanmaya başladığı bir kritik Weber sayısı, Wekr mevcuttur. Vizkozitenin küçük olduğu durumlarda We > 6.5 ise parçalanma oluşur. Viskozitenin büyük olduğu durumlarda Wekr artacak ve parçalanma azalacaktır. Aerodinamik direnç kuvveti ile yüzey gerilme kuvveti arasında denge sağlandığında parçalanma başlayacaktır.

Bu durumda, Wekr =8 C_D olarak tanımlanmaktadır. Türbülanslı akışlarda yapılan deneyler sonucu Hinze tarafından Wekr = 1.18 olarak tanımlanmıştır. Damlacıkların parçalanması sonucu çapları küçüldüğünde veya havanın oluşturduğu direnç kuvveti etkisi altında hızları azaldığında damlacık Weber sayısı da küçülecek ve ikincil parçalanmanın gerçekleşmeyeceği bir değere ulaşılacaktır.

Dizel motorlarında parçalanma yüksek hızlarda, atomizasyon rejiminde gerçekleşmektedir. Püstürtme işlemi genellikle 10–30 MPa mertebelerindeki basınç değerlerinde yapılmaktadır. Son yıllarda kullanılmakta olan püskürtme sistemlerinde 100–200 MPa değerlerine kadar çıkan yüksek püskürtme basınçları da kullanılmaktadır.Püskürtmenin yapıldığı hava ortamının basıncı ise 3–5MPa, sıcaklığı da yaklaşık 900–1200 K sınırlarındadır. Püskürtülen dizel yakıtının yoğunluğu 830–950 kg/m³, viskozitesi 3–10 kg/m-s ve yüzey gerilme kuvveti 3 .10-² N/m (300 K sıcaklıkta) mertebesindedir. Bu fiziksel özelliklere sahip olan yakıt, 0.15–1.0 mm çapları arasında değişen enjektör deliğinden yanma odası içerisine püsükürtüldüğünde, başlangıçta 100 m/s mertebesinde hıza sahip bulunmaktadır. Bu durumda, yakıtın atomizasyonu sonucu ortalama 10–100 μm çaptaki damlacıklardan oluşan yakıt demeti meydana gelir.

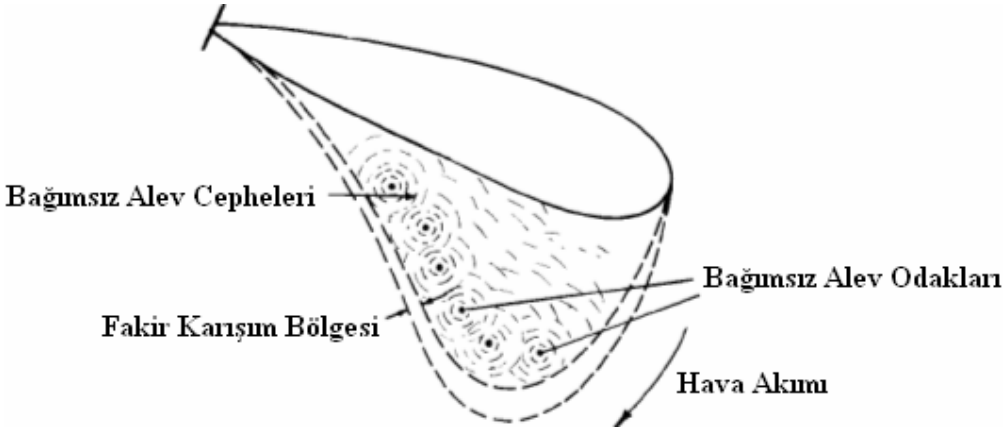
Dizel motorlarında oluşturulan yakıt demeti yapısal olarak, makroskopik ölçekte, üç bölgeye ayrılabilir :

- Başlangıç bölgesi,
- Karışım bölgesi,
- Durgun bölge (stagnasyon bölgesi)

Ayrıca olay püskürtme ekseni etrafındaki simetrik yapıda ele alındığında, eksene yakın kısımda ana jet bölgesi (çekirdek bölge) ve dış kısımda karışım bölgesi bulunmaktadır. (Şekil 2.49). Çekirdek bölge içinde damlacıkların yoğunluğu ve hızları yüksek olmaktadır. Dış kısımdaki karışım bölgesi ise, çekirdek bölge ile püskürtmenin yapıldığı hava ortamı arasında yer alır. Bu bölgede damlacık konsantrasyonu azdır ve akım türbülanslı yapıdadır.

Şekil 2.49 : Dizel Yakıt Demetinin Yapısı [1]

Yakıt demeti boyuna doğrultuda ele alındığında, püskürtmenin yapıldığı enjektöre en yakın bölge parçalanmanın gerçekleştiği başlangıç bölgesidir. Bu bölgede sıvı yoğunluğu çok fazladır ve demet koni açısı belirgin olarak görülmektedir. Daha sonraki bölge damlacıklarla havanın türbülanslı bir ortamda karıştıkları karışım bölgesidir. En uçtaki bölge, hava ortamı içerisine ilerlemekte olan tam gelişmiş jetin uç kısmıdır. Bu bölgedeki damlacıklar tarafından hava dışarıya ve yanlara doğru itilmektedir.



Şekil 2.50 : Hava Akımı İçerisine Püskürtülen Yakıt Demetinin Deformasyonu [1]

Püskürtülen demetin, püskürtme eksenine dik doğrultudaki hava akımı içinde ilerlemesi durumunda ise demet yapısı deformasyona uğrayacaktır (Şekil 2.50). Bu durum karışımın oluşumunu ve yanmayı da etkileyecektir. Burada yanma başlangıcı demetin ön yüzündeki karışım bölgesinde gerçekleşecektir. Ancak demetin ön yüzündeki fakir karışım bölgesinde, yakıtın tam oksidasyonu sağlanamadığı için bu bölge egzoz gazları içerisinde hidrokarbonların oluşumuna neden olmaktadır.

2.6.2. Damla Mekaniği

Bir gaz akımı içerisinde hareket eden sıvı damlasının hareket denklemi Newton'un 2. kanununa göre,

$$\frac{\pi D^3}{6}\,\rho_L\,\frac{d\vec{u}}{dt} = C_D\,\rho_G\,\frac{p\,D^2}{4}\,\frac{1}{2}\,(\vec{u}-\vec{v})\,/\vec{u}-\vec{v}/ + \frac{p\,D^3}{6}\,(\rho_L-\rho_G)\,\vec{g} + \vec{F} \qquad (2.13)$$

şeklinde yazılabilir. Burada,

u : Damlacığın mutlak hızı,

v : Gaz hızı,

C_D : Direnç katsayısı,

ρ_L : Sıvı yoğunluğu,

ρ_G : Gaz yoğunluğudur.

Denklemin sağ tarafındaki ilk terim damlacıkların akış ortamı içerisindeki bağıl hızlarından dolayı oluşan direnç kuvvetini, ikinci terim damlacıklar üzerindeki yer çekimi kuvveti etkisini ve son terim de diğer dış kuvvetlerin etkisini göstermektedir. Burada damlacıkların tam küresel oldukları ve yörüngeleri boyunca küresel şekillerini ve başlangıçtaki büyüklüklüklerini korudukları kabulü yapılmıştır. Ancak damlacıklar direnç kuvveti etkisi ile deformasyona uğramaktadır. Ayrıca buharlaşma ve parçalanma sonucunda da damlacıkların boyutları küçülmektedir.

Hava akımı içinde hareket etmekte olan bir damlacığa etki eden direnç kuvveti, direnç katsayısı, C_D yardımıyla hesaplanabilmektedir. Direnç katsayısı, damlacık deformasyonunun, damlacık iç sirkülasyonunun ve damlacığın ivmesinin de bir

fonksiyonu olmakla birlikte, rölatif Reynolds sayısının kuvvetli bir fonksiyonudur. Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{\rho_G \; / \; \vec{u} - \vec{v} \; / \; D}{\mu_e} \tag{2.14}$$

olarak tanımlanmakta olup, burada akışkanın etkin dinamik viskozitesi μ_e ile gösterilmektedir. Reynolds sayısına bağlı olarak, C_D çeşitli yaklaşımlarla bulunabilir. Düşük Reynolds sayılarında, Stokes kanunundan,

$$C_D = \frac{24}{Re} \tag{2.15}$$

şeklinde hesaplanabilir. Ancak buharlaşmayan damlacıklar için, Reynolds sayısının $1 < Re < 10^3$ sınırlarındaki değerlerinde,

$$C_D = \frac{24}{Re} \left(1 + 0.15 \; Re^{0.687} \right) \tag{2.16}$$

olarak hesaplanabilir. Buharlaşan damlacıklar için ise direnç katsayısı,

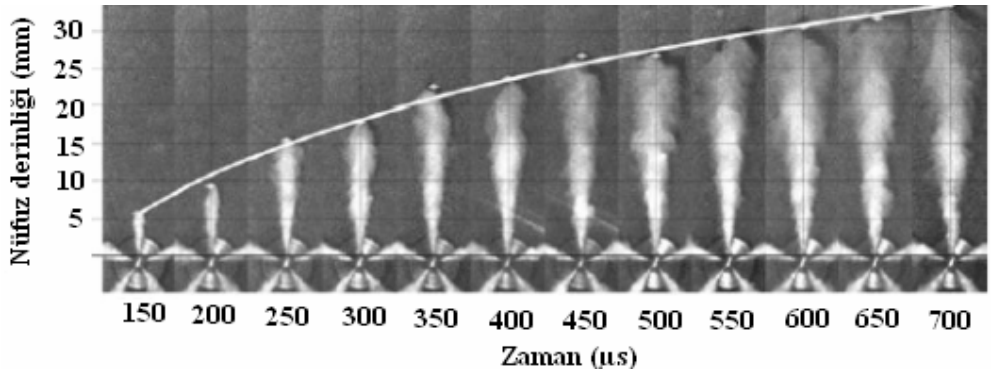
$$\begin{aligned} C_D &= 27 \, Re^{-0.84} && : && 0 < Re \leq 80 \\ C_D &= 0.271 \; Re^{0.217} && : && 80 < Re \leq 10^4 \\ C_D &= 2.0 && : && 10^4 < Re \end{aligned} \tag{2.17}$$

ifadelerinden bulunabilir.

2.6.3. Yakıt Demetinin Nüfuz Derinliği

Yakıt demetinin nüfuz derinliği karışımın oluşması açısından önem taşımaktadır. Büyük, doğrudan püskürtmeli dizel motorlarında, damlacıkların püskürtmenin yapıldığı yerden uzak noktalara kadar ulaşması amaçlanmaktadır.Motorun her çalışma şartında, püskürtme işlemi optimum püskürtme karakteristikleri (nüfuz derinliği, damlacık boyutu ve hızı) sağlanacak şekilde yapılmalıdır.

Şekil 2.51'de nüfuz derinliğinin yanma odası içerisinde geçen zaman göre değişimi gösterilmektedir.



Şekil 2.51 : Yakıt Demetinin Nüfuz Derinliği [40]

Uzun nüfuz derinliği ve yüksek damlacık hızı, püskürtülen yakıt demetinin silindir cidarlarına çarpma riskinden ötürü istenmediği gibi, kısa nüfuz derinliği ve düşük damlacık hızı da kötü atomizasyon nedeniyle istenmez.

Yakıtın yanma odasına sevkinde aşağıdaki püskürtme karakteristikleri önemlidir:

– Püskürtme hızı

– Yakıt demetinin nüfuz etme uzunluğu

– Püskürtme geometrisi

– Damlacık büyüklüğü ve dağılımı

Karışım teşkilini destekleyen ve katkıda bulunan bu faktörlerin herbiri, her değişken için ilişkilendirilip ayarlanmalıdır. Bu şartlar şunlardır:

– Yük

– Devir

– Hava ile yakıtın konumu

– Yanma odasına komşu çevre şartları (örneğin duvar sıcaklığı gradyenti)

– Geçiş şartları

Yanma odası içerisine püskürtülen yakıt demetinin hareketi, denklem (2.13)'den hesaplanan tek damlanın hareketinden oldukça farklı bir yapıdadır. Demetteki damlaların hava ortamı ve birbirleri ile olan etkileşimleri sonucu hem hava ortamı, hem de damlacıklar etkilenmektedir. Sonuç olarak damlacıklar ortamdaki

sürtünmelerden dolayı ve buharlaşma nedeniyle enerjilerinin bir kısmını kaybederler ve hızları azalır.

Püskürtme sisteminde,

- Yakıt demetinin koni şeklinde olup, uç kısmının küresel formda olduğu,
- Demet şeklinin deforme olmadığı, katı cisim gibi davrandığı,
- Püskürtme basıncı ve enjektör çıkış hızının püskürtme süresi boyunca değişmediği kabulleri yapılarak, demetin nüfuz derinliği hesaplanabilir.

Demetin alın yüzeyine etki eden hava direnci Newton kanununa göre,

$$F_D = C_D \ \rho_G \ A_D \ u_D^2 \tag{2.18}$$

şeklinde bulunur. Burada,

C_D : Demetin direnç katsayısı A_D : Demetin kesit alanı,

ρ_G : Ortamın yoğunluğu U_D : Demetin ortalama hızıdır.

Direnç katsayısı, deneysel olarak genelde demet için,

$$C_D = \frac{405}{Re^{1/2}} \tag{2.19}$$

şeklinde bulunmuştur. Akımın türbülanslı olması sonucu, Re > 6500 durumunda,

$$Re_{kr} = \frac{u_{Do} \ d_n}{\nu_L} \tag{2.20}$$

olarak tanımlanan kritik Reynolds sayısı geçerli olacak ve (2.19) denkleminden,

$$C_D = \frac{405}{Re^{1/2}} = \frac{405}{6500^{1/2}} = 5.03 \tag{2.21}$$

olarak hesaplanacaktır. Burada,

d_n : Enjektör delik çapı,

u_{DO}: Enjektör çıkış hızı,

ν_L: Yakıtın kinematik viskozitesidir.

Demetin çıkış hızı,

$$u_{Do} = C_D \sqrt{2\,g\,\frac{p - p_z}{r_L}} \tag{2.22}$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Böylece denklem (2.18)'den,

$$F_D = 5.03\,\frac{Re_{kr}^{1/2}}{Re^{1/2}}\,\rho_G\,A_D\,u_D^2 \tag{2.23}$$

elde edilir. Burada, Re tanımı yerine konulduğunda,

$$F_D = 5.03\,\sqrt{\frac{u_{Do}\,d_n\,r_L\,m_G}{u_D\,d_D\,r_G\,m_L}}\,\rho_G\,\frac{d_D^2\,p}{4}\,u_D^2$$

$$= 3.77\,\sqrt{u_{Do}\,d_n\,r_L\,r_G}\,\sqrt{\frac{m_G}{m_L}}\,d_D^{3/2}\,u_D^{3/2} \tag{2.24}$$

şeklinde elde edilecektir. Newton kanununa göre,

$$-\,m\,\frac{du_D}{dt} = F_D \tag{2.25}$$

olup, burada m,

$$m = \frac{d_n^2\,p}{4}\,u_{Do}\,\rho_L\,\Delta t \tag{2.26}$$

şeklinde tanımlanmakta ve tek bir püskürtme sırasında gönderilen yakıt miktarını göstermektedir. Ayrıca püskürtme süresi Δt, °KMA cinsinden,

$$\Delta t = \frac{a}{360\,\frac{n}{60}} = \frac{z}{n}\,60 \tag{2.27}$$

olarak yazılabilir. Burada n motorun dönme sayısı, z ise α / 360°şeklinde tanımlanan püskürtme süresi oranıdır. Böylece gönderilen yakıt miktarı (2.25) denkleminden,

$$m = \frac{15\, p\ d_n^{\,2}\ u_{Do}\ r_L\ z}{n} \tag{2.28}$$

Buradan,

$$u_D = \frac{u_{Do}}{\left[\,1 + 0.04\,\frac{n}{z}\,\sqrt{\frac{\rho_G\,\mu_G}{\rho_L\,\mu_L}}\ \left(\frac{d_D}{d_n}\right)^{1.5}\ t\,\right]^2} \tag{2.29}$$

olarak bulunur. Denklemdeki demet çapı, d_D deneysel olarak bulunması gereken bir büyüklüktür. Burada ayrıca demetin çıkış hızı u_{Do} ile ve enjektör delik çapı da d_n ile gösterilmiştir.

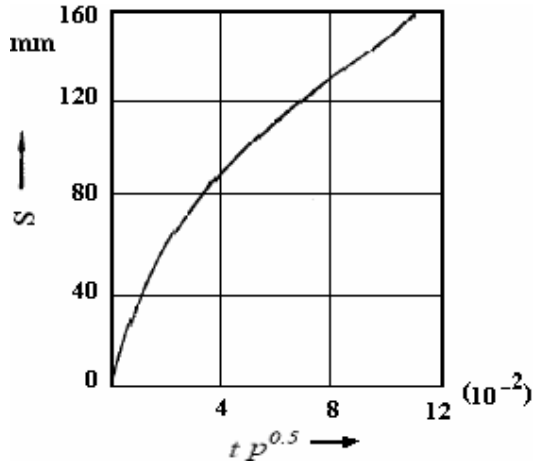
Demetin çıkış hızı,

$$u_{Do} = c_D\,\sqrt{2\,g\,\frac{p}{\rho_L}} \tag{2.30}$$

şeklinde bulunabilir. Böylece demetin derinliği de,

$$S = f(t\ p^{0.5}) \tag{2.31}$$

olarak ifade edilebilir (Şekil 2.52).



Şekil 2.52 : Yakıt Demeti Derinliğinin Çıkış Hızına Bağlı Olarak Değişimi [1]

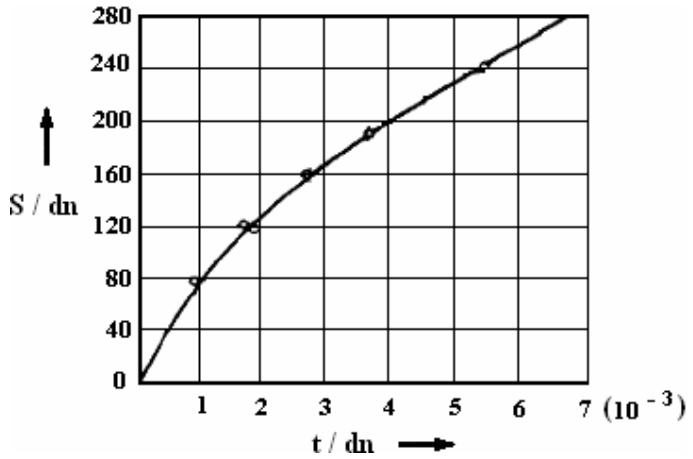
Demetin derinliğine etki eden büyüklükler sabit tutularak, sadece enjektör delik çapı değiştirilirse,

$$S = \frac{u_{Do}\ t}{1 + \frac{A}{d_n^{0.5}}} = \frac{u_{Do}\ t\ d_n^{1.5}}{d_n^{1.5} + A} \tag{2.32}$$

şeklinde yazılabilir. Bu durumda,

$$\frac{S}{d_n^{k}} = f\left(\frac{t}{d_n^{k}}\right) \tag{2.33}$$

şeklinde ifade edilecektir (Şekil 2.53).



Şekil 2.53 : Yakıt Demeti Derinliğinin Enjektör Delik Çapı ile Değişimi [1]

Ayrıca karşı basıncın değişimi ile,

$$S = f\left(\frac{t}{r_G^{0.5}}\right) \tag{2.34}$$

şeklinde ifade edilir (Şekil 2.54).

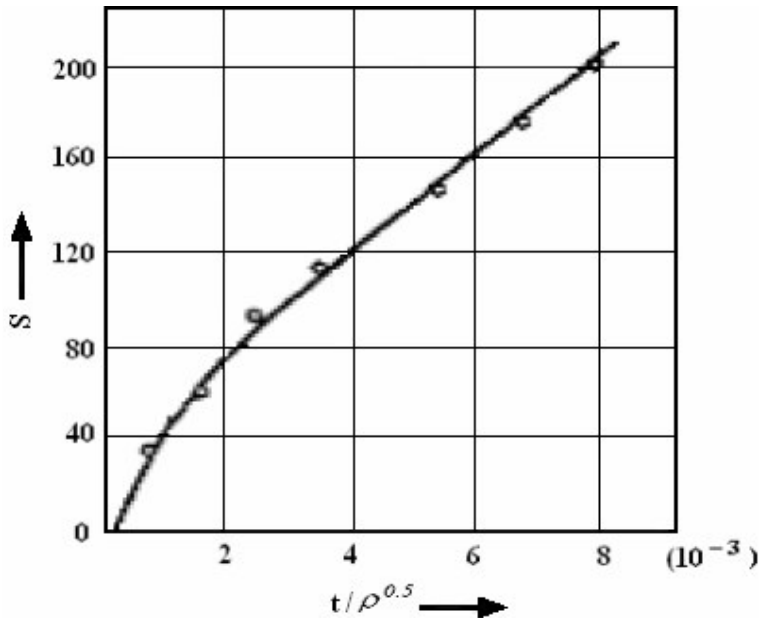
Buradaki (2.31), (2.33) ve (2.34) fonksiyonları için ortak fonksiyon,

$$\frac{S}{d_n} = f\left(\frac{t\ p^{0.5}}{d_n\ \rho_G^{0.5}}\right) \tag{2.35}$$

şeklinde elde edilecektir. Deney sonuçlarının kullanımı ile bu fonksiyon Sitkei tarafından,

$$\frac{S}{d_n} = 7.4\ \left(\ ln\ \frac{t\ p^{0.5}}{d_n\ \rho_G^{0.5}}\ \right)^{2.4} \tag{2.36}$$

denklemi şekline getirilmiştir.



Şekil 2.54 : Yakıt Demeti Derinliğinin Karşı Basınç ile Değişimi [1]

Boyutsuz büyüklükler kullanılarak (2.35) fonksiyonu,

$$\frac{S}{d_n} = K\ H_o^{0.48}\ Re^{0.3}\ \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0.35} \tag{2.37}$$

olarak yazılacaktır. Burada K bir sabit sayı olup, delikli tip enjektörler için 0,155 değerine sahiptir. Ayrıca,

$$H_o = \frac{u_{Do}\ t}{d_n} \tag{2.38}$$

şeklinde tanımlanmaktadır.

Demetin nüfuz derinliğini hesaplayan başka bir ampirik ifade de Sato tarafından,

$$S = 27.1\ u_{Do}^{0.5}\ d_n^{0.5}\ \rho_G^{0.09\,(\log t\,-\,0.41)}\ t^{0.38} \tag{2.39}$$

şeklinde verilmiştir. Buradaki birimler enjektör delik çapı için [mm], enjektör çıkış hızı için [m/s], yakıt yoğunluğu için [kg/m³] ve zaman için [ms] olarak alınacaktır.

Demetin nüfuz derinliğini hesaplayan ampirik ifadelerden bir kısmı sadece yüksek basınçlı ortamlar için geçerli olmaktadır. Sitkei tarafından verilen (2.37) denklemi

nüfuz derinliğinin basınçlı ortam içerisine yapılan püskürtmelerle sınırlandırılması koşulunu ortadan kaldırmıştır. Ancak denklemdeki K sabiti ortamdaki basınçtan önemli ölçüde etkilenmektedir. Yakıt demetinin nüfuz derinliğine etki eden parametrelerin ortam basıncından bağımsız olarak incelenmesi durumunda, atmosfer şartlarına indirgenmiş basınç değerine sahip püskürtme ortamı için ampirik olarak nüfuz derinliğinin değişimi,

$$\frac{S}{t^{0.5}} = a\ e^{-0.04p} \tag{2.40}$$

olarak bulunmaktadır. Burada, sabit bir sayı olan "a" deneysel bulgulara göre 4.85 değerine sahiptir.

Demetin nüfuz derinliğini veren ampirik ifadelerden biri de Dent tarafından geliştirilmiştir.

$$S = 3.07\ \left(\frac{\Delta p}{\rho_G}\right)^{0.25}\ (t\ d_n)^{0.5}\ \left(\frac{294}{T_G}\right)^{0.25} \tag{2.41}$$

Burada, Δp püskürtme basıncı ve ortam basıncı arasındaki fark [Pa] ve T_G ortam sıcaklığıdır [K]. Ayrıca denklemdeki büyüklüklerin birimleri gaz yoğunluğu, ρ_G için [kg/m³], enjektör delik çapı, d_n için [m], zaman, t için [s] ve nüfuz derinliği, S için [m] cinsinden verilmiştir.

Buna göre nüfuz derinliğine etki edebilecek enjektör memesi parametresinin delik çapı olduğu anlaşılmaktadır. Meme kanalına μm. mertebesinde olsa verilecek bir koniklik yanma odası tarafındaki meme delik çapını azaltacağından yakıtın enjektörden çıkış hızını artıracaktır. Denklem 2.41'den de görüldüğü gibi bu iki büyüklük nüfuz derinliğine karekök mertebesinde etki etmektedir. Süreklilik denklemi ve debinin korunumu prensibi düşünüldüğünde

$$A_1 \times U_1 = A_2 \times U_2 = \text{Sabit} \quad \text{yani} \quad A \times V = Q\ (\text{sabit}) \tag{2.42}$$

$$(\Pi d_1^2/4) \times U_1 = (\Pi d_2^2/4) \times U_2 \tag{2.43}$$

enjektör çıkış hızındaki artışın delik çapı azalışının karesiyle orantılı olduğu görülmektedir. Bu durumda delik çapının azalması ile denklem 2.41'deki nüfuz derinliği değeri artış gösterecektir. Ancak çok küçük damlacıkların düşük ataletleri nedeniyle yanma odasındaki nüfuz derinlikleri az olacağından, yakıtın yanma

odasının her tarafına dağılıp yanma odasındaki havanın tümünün kullanılabilmesi için daha büyükçe çaptaki damlacıklara da gerek vardır.

Yakıt demetinin nüfuz derinliği daha ayrıntılı olarak Hiroyasu tarafından incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda, yakıtın enjektörden çıkışından hemen sonra, nüfuz derinliğinin zamanın bir fonksiyonu olarak sabit hızda değiştiği gözlenmiştir (Şekil 2.55). Jetin parçalanmasından sonra ise nüfuz derinliği $t^{0,5}$ ile değişim göstermektedir. Parçalanmadan önce püskürtme basıncının etkisi daha belirgin olmakta, parçalanmadan sonra ise ortam yoğunluğunun etkisi daha hakim duruma gelmektedir. Böylece nüfuz derinliği Hiroyasu tarafından,

$$t < t_{parçalanma} \;:\; S = 0.39 \left(\frac{2\,\Delta p}{\rho_L}\right)^{0.5} \cdot\; t$$

$$t \geq t_{parçalanma} \;:\; S = 2.95 \left(\frac{\Delta p}{\rho_G}\right)^{0.25} (d_n\; t)^{0.5} \qquad (2.44)$$

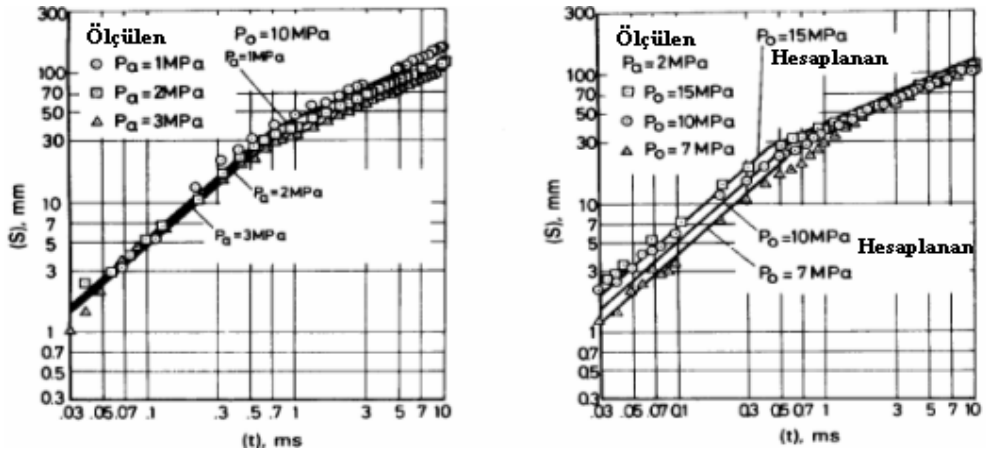
olarak verilmiştir.

Jetin parçalanma süresi ise,

$$t_{parçalanma} = \frac{29\;\rho_L\;d_n}{\rho_G^{0.5}\;\Delta p^{0.5}} \qquad (2.45)$$

olarak hesaplanmaktadır.

Burada, denklem (2.41)'deki notasyon ve birimler geçerlidir.



Şekil 2.55 : Yakıt Demeti Nüfuz Derinliğinin Ortam Basıncına ve Püskürtme Basıncına Göre Değişimi [1]

Dizel motorlarında, yanma odasında havanın çevresel doğrultudaki çevri hareketi (swirl) mevcut olacağından, bu ortama püskürtülen yakıt demetinin nüfuz derinliği farklı olacaktır. Bu durumda nüfuz derinliği,

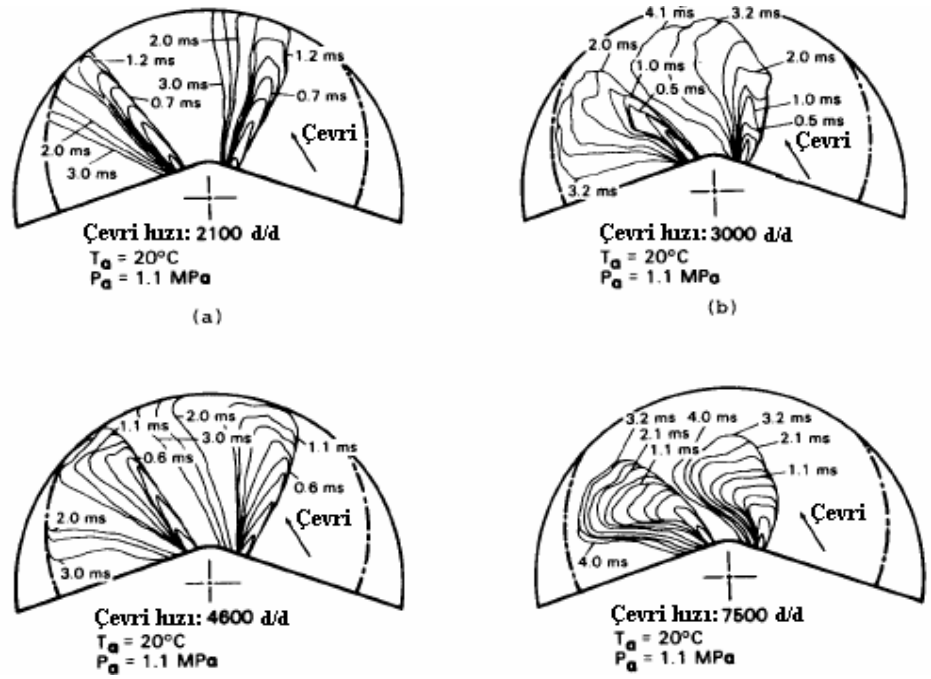
$$\frac{S_s}{S} = \left(1 + \frac{\pi \, R_s \, n \, S}{30 \, u_{Do}}\right)^{-1} \tag{2.46}$$

şeklinde bulunabilir.

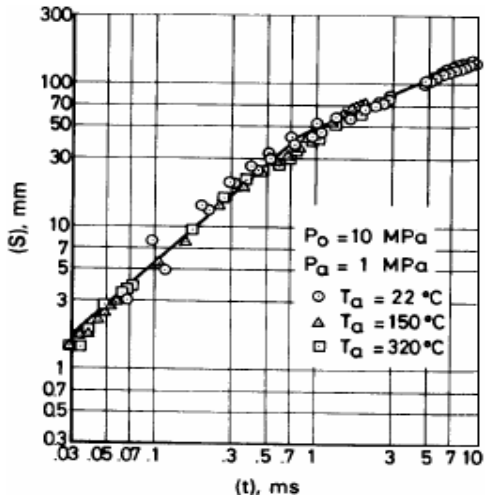
Burada, S_s ve S sırasıyla çevri hareketinin bulunduğu ve bulunmadığı durumlardaki nüfuz derinliği olup, R_s silindirde havanın dakikadaki çevresel devrinin motorun dakikadaki dönme sayısına oranını tanımlayan çevri oranı, n motorun dönme sayısı, u_{Do} demetin çıkış hızıdır [m/s].

Şekil 2.56'da çevri hareketinin artması ile demetin nüfuz derinliğinin azaldığı, aynı zamanda ortamda daha iyi yayıldığı görülmektedir.

Şekil 2.57'de ise yakıt demeti nüfuz derinliğinin ortam sıcaklığına göre değişimi gösterilmektedir.



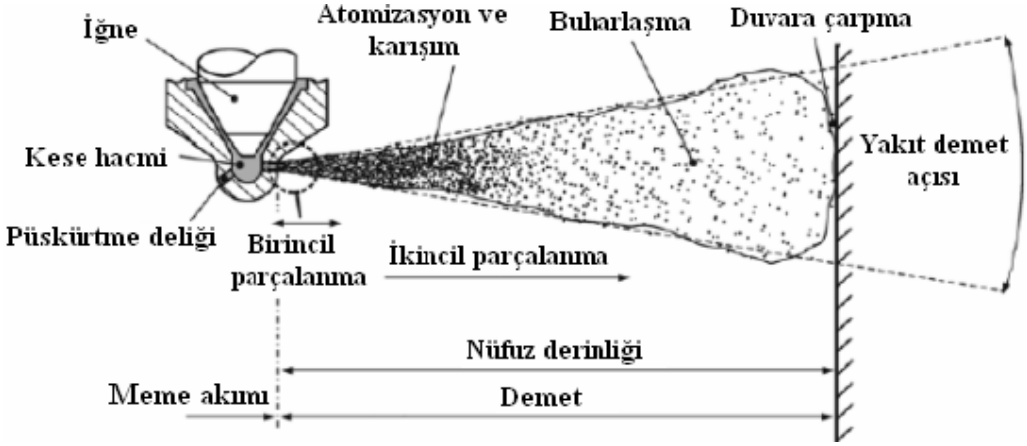
Şekil 2.56 : Çevri Hareketinin Nüfuz Derinliğine Etkisi [1]



Şekil 2.57 : Yakıt Demeti Nüfuz Derinliğinin Ortam Sıcaklığına Göre Değişimi [1]

2.6.4. Yakıt Demet Açısı

Yakıt demetinin açısı, yanma odası içinde yakıtın radyal ve eksenel doğrultulardaki yayılımını belirlemektedir. Bu nedenle karışımın iyiliği, demetin cidarlara çarpma durumu ve sonuç olarak yanma performansı demet açısıyla değişim göstermektedir. (Şekil 2.58)

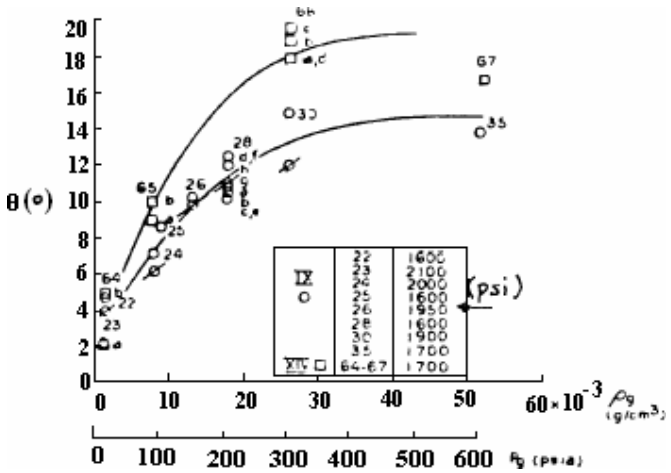


Şekil 2.58 : Yakıt Demet Açısı [40]

Demet açısı enjektör memesinin geometrisi, yakıtın ve püskürtmenin yapıldığı ortamın dinamik ve termodinamik özellikleri ile etkilenmektedir. Püskürtmenin yapıldığı ortama ve yakıta ilişkin karşı basınç, püskürtme basıncı, sıvının yoğunluğu, sıcaklığı, viskozitesi ve yüzey gerilme kuvveti, gazın sıcaklığı gibi parametreler demet açısına etki etmektedir. Ayrıca püskürtme memesinin geometrisine ve yapısına ilişkin L/d oranı (enjektör memesi kanal uzunluğu/delik çapı oranı),

püskürtme kanalı giriş geometrisi (keskin veya yuvarlak girişli), yüzey pürüzlüğü, enjektör deliği şekli gibi özellikler de demet açısını ve atomizasyon mekanizmasının etkilemektedir.

Püskürtmenin yapıldığı gaz ortamının yoğunluğu veya karşı basınç, demet açısını önemli ölçüde etkilenmektedir. Karşı basıncın artması sonucu demet açısı da büyümektedir. Reitz ve Bracco tarafından iki farklı yapıdaki enjektör memesi ile yapılan deneylerde, öteki parametreler sabit tutularak ve izotermik olarak ortamın basıncı değiştirildiğinde, artan basınçla birlikte demet açısının da arttığı gözlenmiştir. Bu deneylerde gaz basıncının 2MPa'ın ötesinde arttırılması durumunda (gaz yoğunluğunun 2.6x10-² g/cm³'ün üzerindeki değerlerinde) ise demet açısındaki artış yavaşlamaktadır (Şekil 2.59).



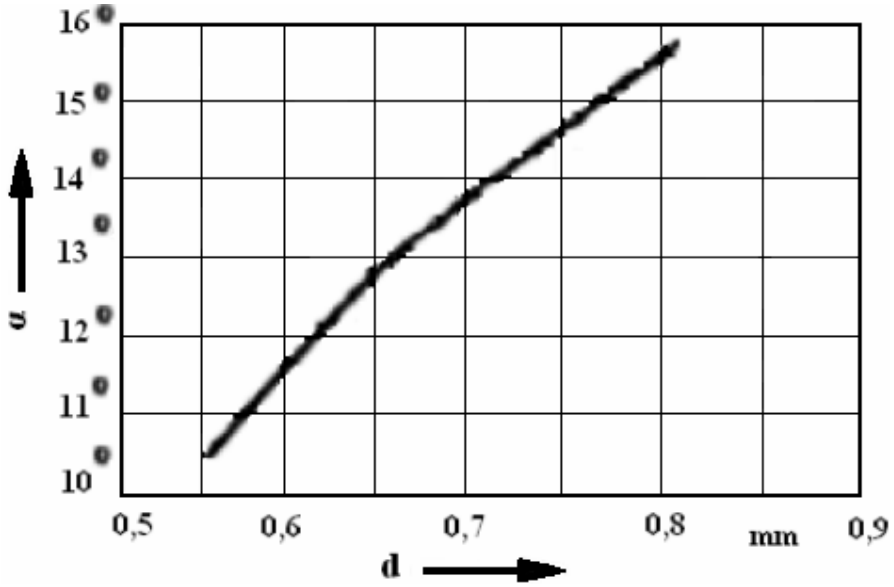
Şekil 2.59 : Karşı Basıncın Demet Açısı Üzerindeki Etkisi [1]

Enjektör delik çapının çıkış hızı aynı kalacak şekilde büyümesi durumunda, Reynolds sayısı artış göstermektedir. Bu durumda akımdaki türbülanslı çalkantıların püskürtme eksenine dik doğrultudaki bileşenleri de büyümekte olduğundan demet açısı artış gösterir (Şekil 2.60).

Ancak demet açısına asıl etki eden parametre enjektör deliği kanal uzunluğu/çap, L/d oranıdır. Boyut analizi yöntemi ile yapılan yaklaşımda Sitkei tarafından bu parametre demet açısını tanımlayan ampirik denklemde,

$$\alpha = 3 . 10^{-2} \left(\frac{L}{d}\right)^{-0.3} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{-0.1} Re^{0.7} \qquad (2.47)$$

olarak verilmiştir.

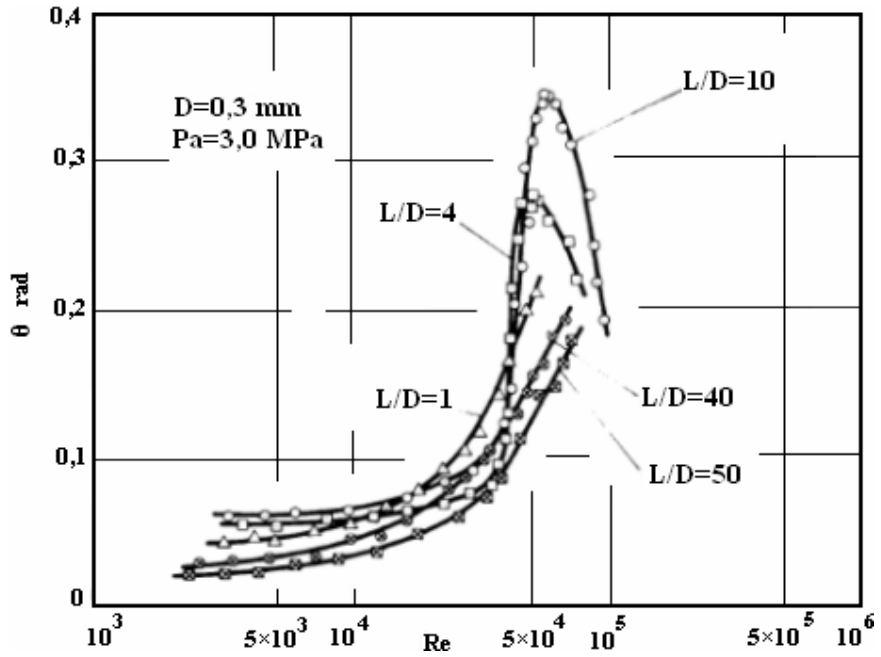


Şekil 2.60 : Enjektör Delik Çapının Demet Açısına Etkisi (Sabit Çıkış Hızı) [1]

Ayrıca Arai, Shimizu ve Hiroyasu tarafından yapılan deneylerde, enjektör delik çapı sabit tutularak, L/d oranındaki değişimin etkisi incelenmiştir Burada da L/d oranının artışı ile demet açısının küçüldüğü görülmektedir. Wu ve diğer araştırmacılar tarafından yapılan deneylerde de L/d oranının 10'a kadar artışı ile demet açısının arttığı, ancak daha yüksek değerlerinde L/d oranının artışı ile açının azaldığı görülmüştür. (Şekil 2.61)

Püskürtme basıncı da, ρ_L / ρ_G oranını etkilediği için demet açısını da etkilemektedir. Püskürtme basıncının değişimi ile ayrıca çıkış hızı da değişmektedir. Bu da türbülans miktarını ve başlangıçtaki tedirginlikleri etkileyecektir. Deneysel olarak da ρ_L / ρ_G oranının artışı ile püskürtme açısının arttığı gözlenmiştir. Konunun önemi nedeniyle, yakıt demetlerinde demet açısının belirlenmesine ilişkin farklı koşullarda çalışmalar yapılmıştır. Günümüzde dizel motorlarında püskürtme basınçları 20 – 200 MPa mertebelerindedir.

Ayrıca püskürtmenin yapıldığı hava ortamı yoğunluğu 13–26 kg/m³ mertebelerinde olup, enjektör memesi L/d oranı 2–6 arasında, d çapı da 0.1–1.0 mm mertebelerindedir.



Şekil 2.61 : L/d Oranının Demet Açısına Etkisi [1]

Ranz tarafından yapılan araştırmalarda, demet açısı,

$$\tan\frac{a}{2} = \frac{1}{A}\ 4\ \pi\ \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5}\ f\left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\frac{Re_L}{We_L}\right)^2 \tag{2.48}$$

ifadesi ile tanımlanmıştır. Burada A enjektör memesi geometrisine bağlı bir katsayısı olup ρ_G ve ρ_L sırası ile gazın ve sıvının yoğunluğudur. Bu ifadeye göre demet açısı,

$$\frac{\rho_G}{\rho_L}\left(\frac{Re_L}{We_L}\right)^2 > 1 \tag{2.49}$$

sınırları içinde, gaz sıcaklığından etkilenmemektedir.

Denklem (2.48),

$$\frac{\rho_G}{\rho_L}\left(\frac{Re_L}{We_L}\right)^2 \tag{2.50}$$

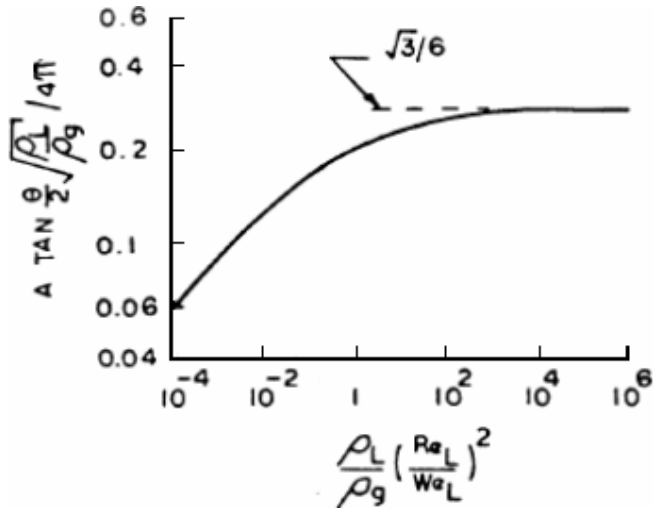
büyüklüğü karşısında çizildiğinde Şekil 2.62 elde edilecektir. Burada düşük viskoziteli yakıtlar kullanıldığında, (2.50) şartı sağlanarak, denklem (2.49),

$$\tan\frac{a}{2} = \frac{1}{A}\ 4\pi\ \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5}\ \frac{\sqrt{3}}{6} \tag{2.51}$$

şeklini almaktadır. Buradaki enjektör memesi geometrisini tanımlayan A sabit sayısı için, Reitz ve Bracco ampirik olarak, keskin girişli enjektör memeleri için geçerli olmak üzere,

$$A = 3.0 + \frac{L/d}{3.6} \tag{2.52}$$

ifadesini vermiştir.



Şekil 2.62 : Demet Açısının Değişimi (Denklem 2.48) [1]

Tek fazlı yüksek yoğunluktaki türbülanslı jetin, düşük yoğunluktaki gaz içerisindeki hareketine benzeşimden hareket ederek Abramowitz ile Newman ve Brzustowski demet açısı için,

$$\tan\frac{a}{2} = 0.13\ \left(1 + \frac{\rho_G}{\rho_L}\right) \tag{2.53}$$

ifadesini elde etmişlerdir.

Görüldüğü gibi uzun yıllardan beri üzerinde çalışmalar devam etmesine rağmen, sıvıların atomizasyonu olayı tam olarak açıklık kazanmış değildir. Bu bakımdan farklı fiziksel koşullar altında yapılan deneylerden elde edilen ampirik ifadeler de olayın karmaşıklığı nedeniyle birbirleri ile uyum içerisinde bulunmamaktadır.

Dizel motorları yanma odası içine püskürtülen yakıt demetlerinde, demet eksenine dik doğrultudaki hava hareketi nedeniyle demet açısı etkilenmektedir. Demetin nüfuz derinliğinde olduğu gibi çevriler nedeniyle burada da bir düzeltme yapılması gerekmektedir. Hiroyasu tarafından durgun ortam şartlarında,

$$\alpha = 0.05 \left(\frac{d_n^2 \ \rho_G \ \Delta p}{\mu_G^2} \right)^{0.25} \tag{2.54}$$

olarak verilen demet açısı, çevrilerin mevcut olduğu akım koşulları için,

$$\frac{\alpha_s}{\alpha} = \left(1 + \frac{\pi \ R_s \ n \ S}{30 \ u_{Do}} \right)^2 \tag{2.55}$$

şeklinde hesaplanmaktadır.

2.7. Dizel Motorlarında Yakıtın Enjektör İçindeki Akışkan Hareketi

2.7.1. İlgili Tanımlamalar

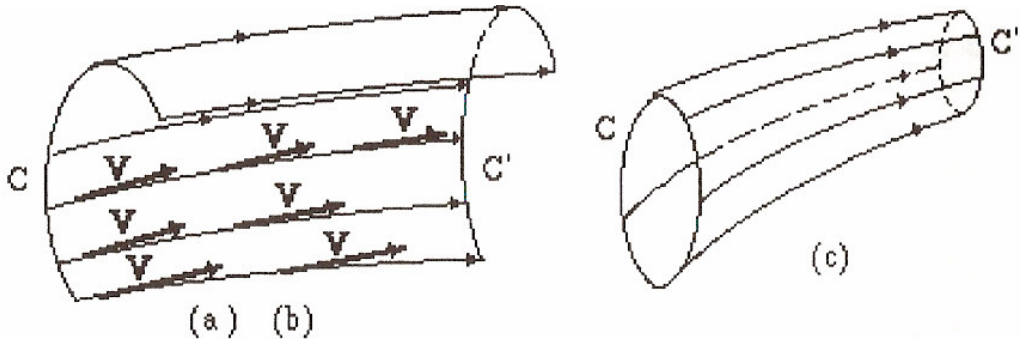
Bir akışkan akımı ya stasyoner(daimi) veya instasyoner(daimi olmayan) bir akımdır. Akım problemlerindeki alan büyüklüklerinin hiçbiri zamanla değişmiyorsa, akım stasyoner(daimi)dir. Her hangi bir büyüklük zamanla değişiyorsa, akım stasyoner olmaz. Yani bu durumda akım instasyoner(daimi olmayan) akımdır. Mesela; bir depodan boşalma olayında depo kesiti sonsuz büyüklükte kabul edilirse veya sonlu büyüklükteki depoda boşalma debisinin besleme debisine eşit olması halinde su seviyesi daima sabit kalacağından, akım stasyoner olacaktır. Sonlu büyüklükteki (küçük kesitli) depoda besleme ile boşalmanın birbirine eşit olmaması halinde veya sistem sadece boşalmaya maruz ise, bu durumda her an seviye değişeceğinden hız ve debi zamanla değişecek ve akım instasyoner olacaktır. Stasyoner akım kabulü çözümlerde büyük kolaylık sağladığından, aksi kanıtlanmadıkça mühendislik uygulamalarında akım problemlerine yaklaşım daima bu açıdan yapılagelmektedir. Bu yüzden, bu yaklaşım pratikte geniş bir uygulama alanına sahiptir.

Herhangi bir t anında akım alanının her noktasında hız vektörlerinin teğeti olan, başka bir ifade ile; herhangi bir t anında hız vektörlerinin zarfı olan çizgilere “akım çizgileri” denir. (Şekil 2.63)

Bir akışkan akımı içerisinde herhangi bir akışkan partikülünün zaman değişimi içerisinde takip ettiği yola "yörünge" denir.

Bir akışkan akımı içerisinde herhangi bir C uzay eğrisinin her noktasından geçen akım çizgilerinin meydana getirdiği yüzeye "akım yüzeyi" denir. (Şekil 2.63)

Akım içerisinde göz önüne alınan C eğrisi kapalı bir eğri ise, meydana gelen yüzeye "akım borusu" denir. (Şekil 2.63)



Şekil 2.63 : Akım Çizgileri (a), Akım Yüzeyi (b), Akım Borusu (c) [4]

Bir akım çizgisi matemetik bir eğri olduğundan, açıkça sadece bir boyutu sağlar. Böyle tek boyutlu, bir akım çizgisi boyunca akıma "bir boyutlu akım" denir. Bu şekilde bir akımda basınç ve hız gibi fiziki büyüklükler sadece akım çizgisi boyunca değişir. Eğer bu büyüklükler hareket doğrultusuna(akım çizgisine) dik doğrultularda da değişiyorsa, böyle akımlar konumuna göre "iki boyutlu" ve "üç boyutlu" olarak isimlendirilir.

Bir akım çizgisi boyunca tek boyutlu bir akımda hız ve ivme kavramı, katı cisimler mekaniğinde maddesel noktanın kinematiğinden bilinmektedir. Referans olarak sabit bir O noktası göz önüne alalım. Akım çizgisi boyunca hareket eden bir partikülün aldığı yol : S = S(t) ve dt zaman aralığında alınan yol ise dS olsun. Buna göre hız, birim zamanda alınan yol olduğundan ;

$$v = dS / dt \qquad (2.56)$$

olarak yazılır.Genel olarak hız; v = v(S,t) şeklinde yolun ve zamanın fonksiyonu olduğundan :

$$dv = (\delta v / \delta S)\, dS + (\delta v / \delta t)\, dt \qquad (2.57)$$

olur.

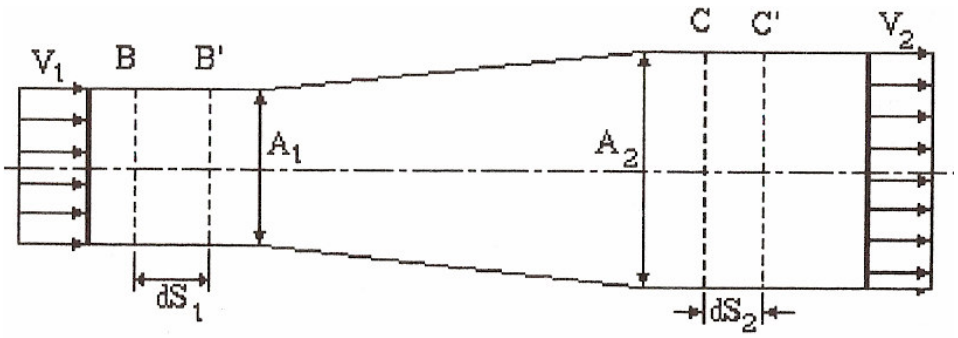
Yukarıda tanımlandığı gibi, yol sadece zamanın fonksiyonu olduğundan tek doğrultu için bir akım çizgisi boyunca ivme :

$$a_s = dv/dt = (\delta v/\delta S)(\delta S/dt) + (\delta v/\delta t) = v(\delta v/\delta S) + (\delta v/\delta t) \qquad (2.58)$$

olarak yazılır. Burada birinci terim "konvektif ivme" olarak isimlendirilip, herhengi bir t anında akım çizgisi boyunca hızın değişimini ifade eder. İkinci terim ise bildiğimiz ivme olup "lokal ivme" olarak isimlendirilir.

2.7.2. Süreklilik Denklemi

Kütlenin sakınımı prensibi aslında klasik bir kanun olup, bugün modern fizikte büyük ölçüde geçerliliğini yitirmiştir. Bunun yerine kütle ve enerjinin müşterek sakınımı söz konusudur. Ancak, akışkanlar mekaniğinde geniş bir kullanım alanı bulunduğundan, bilinmesinde büyük yarar vardır. Bu prensip, Fransız kimyacısı A.L.Lavoisier tarafından klasik olarak; "Madde ne yoktan var edilebilir ne de yok edilebilir." şeklinde ifade edilmiştir. Bunun bir akım borusu içerisinde akmakta olan stasyoner bir akıma uygulanmasına "süreklilik denklemi" denir. (Şekil 2.64) Bu tanım bir akım tüpü içerisinde kesitten kesite akımın sürekliliği anlamına gelir.



Şekil 2.64 : Süreklilik Denklemi [4]

Bir akım borusu içerisinde sıkıştırılabilir bir akışkanın stasyoner akımını göz önüne alalım. (1) kesitinde; kesit alanı A_1 ve akışkanın ortalama özgül kütlesi ρ_1, (2) kesitinde; kesit alanı A_2, ortalama özgül kütle ise ρ_2 olsun. Şekilde BB' hacmini işgal eden akışkan kütlesi dt zaman aralığında CC' konumuna geliyorsa, kütlenin sakınımı prensibinden;

$$\rho_1 \times A_1 \times dS_1 = \rho_2 \times A_2 \times dS_2 \qquad \text{olur.} \qquad (2.59)$$

Eşitliğin her iki tarafı dt ile bölündüğünde, birim zamandaki kütlelerin eşitliğinden :

$$\rho_1 \times A_1 \times dS_1 / dt = \rho_2 \times A_2 \times dS_2 / dt \quad (2.60)$$

elde edilir. dS_1 / dt ve dS_2 / dt ifadelerinin (1) ve (2) kesitlerindeki ortalama hızlar olduklarına dikkat edilirse:

$$\rho_1 \times A_1 \times V_1 = \rho_2 \times A_2 \times V_2 \quad (2.61)$$

olarak sıkıştırılabilir bir akışkan için süreklilik denklemi elde edilmiş olur. Bu ifadenin gerçek anlamı : Stasyoner bir akışkan akımında akım borusunun tüm kesitlerinden geçen kütlesel debinin ($\rho \times A \times V$) sabit olduğudur. Böylece :

$$\rho\, A\, V = \text{sabit} \;,\; d(\rho\, A\, V) = 0 \quad (2.62)$$

veya :

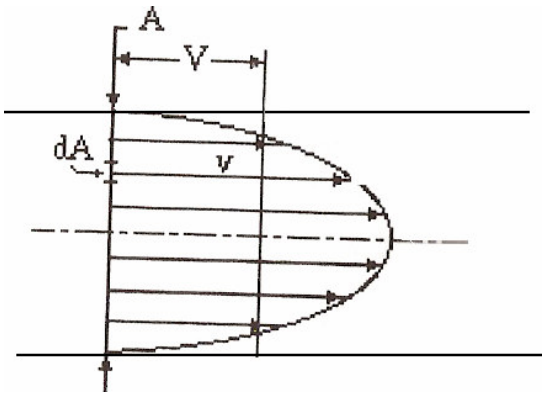
$$d\rho / \rho + dA / A + dV / V = 0 \quad (2.63)$$

yazılabilir. Özgül kütle değişiminin ihmal edilebilir sınırlarda kaldığı gaz ve sıvı akımlarında yani sıkıştırılamayan akışkan ortamlarda $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \text{sabit}$) süreklilik denklemi :

$$A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2 = \text{Sabit} \quad \text{yani} \quad A \times V = Q \text{ (sabit)} \quad (2.64)$$

şeklinde ifade edilir. Buradaki "Q" sembolüne "hacimsel debi" veya kısaca "debi" denir. Debi, birim zamanda sistemden geçen hacim anlamına geldiğinden birimi m^3/s 'dir.

Akım alanı içerisinde her zaman enine kesit boyunca hız dağılımı üniform kalmayabilir.(Şekil2.65)Bu durumda, kütlenin sakınımı prensibinden hız dağılımının üniform olmaması yukarıda verilen süreklilik denklemini hükümsüz kılmaz.



Şekil 2.65 : Üniform Olmayan Hız Dağılımı [4]

Böyle hallerde sıkıştırılamayan bir akışkanın stasyoner akımında (2.64 denklemi) daha önceki gibi uygulanır. Ancak bu takdirde; hız V = Q/A olarak tanımlanan ortalama hız olur. Burada Q debisi; elemanter dA alanlarından geçen dQ elemanter toplamından elde edilir. Bu durumda ortalama hız:

$$V = 1 / A \int_s v.dA \qquad (2.65)$$

İfadesinin integrasyonundan bulunur. Hız profili matematik olarak ifade edilebiliyorsa, integrasyon işlemi kolayca yapılabilir. Eğer matematik olarak ifade edilemiyorsa, bu takdirde pratik yöntemlerle çözüme gidilir.

A.V çarpımının sıkıştırılamayan bir akışkan için bir akım borusu boyunca sabit kalması gerçeği kısmen de olsa akım çizgileri konumundan olayın anlaşılmasını mümkün kılar. Akım borusunun kesit alanı artarken, hız azalacaktır. Bu sonuca göre, akım çizgilerinin yaygın bir şekilde dağılması düşük hız bölgelerini gösterirken akım çizgilerinin yakın temas halinde birbirine yaklaşması ise yüksek hız bölgeleri anlamına gelecektir. Bu durum, akım çizgileri profilinden kolayca görülebilir.

2.7.3. Bernoulli Enerji Denklemi

Newton'un ikinci hareket kanunu, akışkan partikülünün hareketine ilk defa Leonard Euler tarafından 1750 yılında uygulanmış ve böylece akışkanlar dinamiğine analitik yaklaşımın ilk temelleri atılmıştır.

Euler denklemi :

$$dp / \rho + g.dz + v.dv = 0 \qquad (2.66)$$

şeklinde ifade edilir. Bu ifade için aşağıdaki üç önemli kabul yapılmıştır.

1. Hareket bir akım çizgisi boyunca oluşmaktadır.

2. Akışkan sürtünmesizdir.

3. Akım stasyonerdir.

Euler denklemi sıkıştırılabilir akışkan ortamlarda ρ'nun; basıncın fonksiyonu olarak verilmesi halinde veya sıkıştırılamayan akışkan ortamlarda ρ = sabit kabülüyle çözülebilir.

Euler denkleminin sıkıştırılamayan akışkan ortamlar (ρ = sabit) için integrasyonuyla

$$g.z + V^2 / 2 + p / \rho = \text{sabit} \qquad (2.67)$$

olarak “Bernoulli Denklemi” elde edilir. Burada integrasyonun verdiği sabit (Bernoulli sabiti) genellikle bir akım çizgisi boyunca stasyoner, sürtünmesiz ve sıkıştırılamayan akım şartlarında sabit kalıp bir akım çizgisinden diğerine değişmektedir. Bernoulli denkleminin öngördüğü bu dört kabul uygulama esnasında daima göz önünde bulundurulmalıdır.

Buna göre; birinci terim birim kütleye isabet eden potansiyel enerjiyi, ikinci terim kinetik enerjiyi, üçüncü terim ise basınç enerjisini ifade etmektedir. Sağ taraftaki sabit ise akışkanın birim kütlesine tekabul eden toplam enerji anlamına gelir.

(2.67) denkleminin her iki tarafı yerçekimi ivmesi g ile bölündüğünde;

$$z + p / \gamma + V^2 / 2g = H \text{ (sabit)} \qquad (2.68)$$

şekline gelir. Burada bilindiği gibi $\gamma = \rho.g$ ‘dir. Bu ifade Bernoulli denkleminin bir başka formu olup her bir terimi (L, uzunluk) boyutunda ve birim ağırlıktaki akışkanın enerjisi anlamına gelir. Daha ziyade akışkan ortamın sıvı olması halinde çözüm kolaylığı sağlar.

Bir akım çizgisi boyunca iki nokta arasında ;

$$z_1 + p_1 / \gamma + V_1^2 / 2g = z_2 + p_2 / \gamma + V_2^2 / 2g \qquad (2.69)$$

şeklinde yazılır.

2.7.4. Bernoulli Denkleminin Dayandığı Kabuller ve Bunların Değişebilirliği

Euler denkleminin bir akım çizgisi boyunca, sürtünmesiz akışkan ve stasyoner akım şartlarında geçerli olduğu daha önce belirtilmişti. Euler’den Bernoulli Denklemi’ne geçerken “Sıkıştırılamayan Akışkan” (ρ = sabit) şeklinde dördüncü bir kabul yapılarak çözüm sağlanır ve Bernoulli denklemi elde edilir. Bazı özel şartlarda bu kabullerden fedakarlık yapılarak Bernoulli denklemi gerçek akışkanlara uygulanabilir hale getirilebilir. Bunları şu şekilde ifade edebiliriz:

a.) Tüm akım çizgileri bir depodan çıktığında enerji kavramı her yerde aynı olacağından, integrasyon sabiti bir akım çizgisinden diğerine değişmeyecek ve Bernoulli denklemi (2.69) denklemi formunda uygulanırken 1 ve 2 noktaları rastgele seçilebilecektir. Bu durumda “aynı akım çizgisi boyunca” şartı gerekmeyebilir.

b.) Bir gaz akımında, mutlak basıncın çok küçük aralıklarda değiştiği havalandırma sistemlerinde gaz ortamlar da sıkıştırılamaz kabul edilebilir.

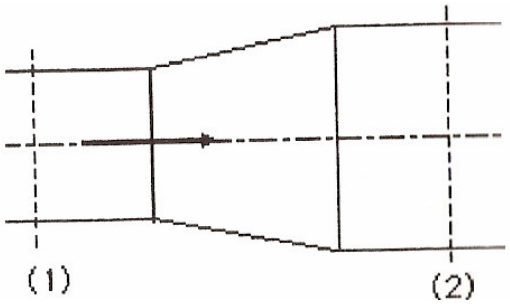
c.) Bir deponun boşalması probleminde, giderek (tedrici olarak) değişen şartlarda instasyoner akım için Bernoulli denklemi hatasız bir şekilde uygulanabilir.

d.) Teorik yaklaşım esnasında "sürtünmesiz akışkan" kabulü ile ihmal edilen viskoz kaymanın mevcut olduğu gerçek akışkan akımı konumunda, Bernoulli denklemi ufak değişiklerle kullanılabilir hale getirilebilir. Bu takdirde sonuç denklem (2.67 denklemi) deneyle elde edilmiş bir katsayı ile düzeltilerek gerçek fiziki şartlara adapte edilebilir. Bu durumda denkleme genellikle enerji kaybı terimi ilave etmek gerekir.

2.7.5. Bernoulli Denkleminin Uygulamaları

2.7.5.1. Yatay Sistem

Sistem yatay olduğu takdirde 1 ve 2 kesitleri arasında bir potansiyel farkı meydana gelmeyecektir. Yani $z_1 = z_2$ olacaktır. (Şekil 2.66)



Şekil 2.66 : Yatay Sistem [4]

Bu duruma göre Bernoulli denklemi yazılacak olursa ;

$$(p_1 - p_2) / \gamma = (V_2^2 - V_1^2) / 2g \qquad (2.70)$$

şekline gelir.

Süreklilik denkleminden :

$$A_1.V_1 = A_2.V_2 \qquad (2.71)$$

$$(\Pi.D_1^2/4).V_1 = (\Pi.D_2^2/4).V_2 \rightarrow V_2 = (D_1 / D_2)^2 .V_1 \qquad (2.72)$$

bulunur. (2.72) denklemini (2.70) denkleminde yerine koyarsak

$$(p_1 - p_2) / \gamma = [(D_1 / D_2) \text{ ^4} - 1]. V_1^2 / 2g \quad (2.73)$$

elde edilmiş olur.

Buradan, kesitler ve bu kesitler arasındaki basınç farkı biliniyor ise, her kesite ait ortalama hız ve sistemden geçen debi kolayca hesaplanabilir. Bernoulli ve Süreklilik ifadelerinden kesitin genişlediği konumda hızın azaldığı, Bernoulli denkleminden ise hızın azalmasıyla basıncın arttığı kolayca görülür.

2.7.5.2. Sabit Kesit

Kesitin değişmemesi halinde $A_1.V_1 = A_2.V_2$ süreklilik denkleminden sabit kesit konumunda $A_1 = A_2$ için $V_1 = V_2$ olacaktır. Yani hız değişmeyecektir. Bu durumda Bernoulli denklemi ;

$$z_1 + p_1 / \gamma = z_2 + p_2 / \gamma \rightarrow z_1 - z_2 = (p_2 - p_1) / \gamma \quad (2.74)$$

şekline gelir. Bu durumda potansiyel farkı, doğrudan doğruya basınç farkına eşit olur.

2.7.5.3. Eşbasınç Ortamı

Eşbasınç konumunda noktalar arasında basınç değişimi yoktur. Yani, $p_1 = p_2$'dir.Bu durumda Bernoulli denklemi;

$$z_1 - z_2 = (V_2^2 - V_1^2) / 2g \quad (2.75)$$

formuna gelir. Bu sonuca göre, potansiyel enerjiler farkı kinetik enerjiler farkına eşit olur. Bu durumda azalan potansiyel, kinetik enerjilere dönüşür veya kinetik enerji azalması potansiyel enerjinin artmasına neden olur. Katı cisimler mekaniğinde serbest düşme veya düşey atış problemleriyle mukayese edilebilir. Süreklilik denkleminden $A_1.V_1 = A_2.V_2$ olduğundan hız arttıkça kesit azalacak veya hız azalırken kesit artacaktır.

2.7.6. Gerçek Akışkanların Akımı

Gerçek akışkanların akımı viskoziteden dolayı meydana gelen ilave etkiler nedeniyle ideal(viskozitesiz) akışkan akımına nazaran çok daha karmaşıktır. Viskozite akışkan partikülleri arasında ve bu partiküllerle onları sınırlayan katı cidar arasında sürtünme veya kayma kuvvetlerine sebep olduğundan, akışa karşı direnci temsil eden bir

büyüklüktür. Akımın meydana gelebilmesi için bu direnç kuvvetlerine karşı iş yapılması gerekir ve bu iş için kullanılması gereken fazla enerji ısıya dönüşerek akışkan mekaniği açısından kullanılmayan(kaybolmuş) enerji hükmüne girer.

Viskozitenin mevcudiyeti akışkan akımlarında fiziksel olarak birbirinden farklı iki akım rejiminin oluşmasını sağlar ve ayrıca ideal akışkanlarınkinden tamamen farklı akım davranışları üreterek, hız profiliğne etkisi neticesinde "üniform hız profili" kabulünü geçersiz kılar. Her ne kadar Euler denklemleri gerçek akışkanların kayma gerilmelerini içerecek şekilde değiştirilebilirse de sonuç, genel çözümü olmayan bir diferansiyel denklem takımına gider. Bu karmaşıklıklar yüzünden mühendisler analitik çözümü bulunmayan problemleri çözmek için deneysel veya yarı deneysel metotlara başvurmak zorundadırlar.

2.7.7. Farklı Akım Rejimlerinin Oluşumu

Viskozite etkisi sebebiyle gerçek akışkanların akımında "laminar" ve "türbülanslı" akım olmak üzere çok farklı iki akım rejimi meydana gelir. Bu rejimlerin karakteristiği ilk defa Reynolds tarafından ortaya konmuştur.

Reynolds, düşük hızlarda akışkan partiküllerinin birbirine paralel tabakalar halinde hareket ettiği veya tabakaların komşu tabakalar üzerinden biribirine karışmaksızın kaydığı sonucunu çıkarmıştır. İşte bu "laminar akım rejimi"'dir. Daha yüksek hızlarda ise akışkan partiküllerinin birbirine karıştığı görülür. Bu akıma ise "türbülanslı akım" denir.

Laminar akımın türbülent akıma dönüştüğü bazı kritik hızların üzerinde türbülent akım yeniden laminar konuma geçebilir. Buradaki ilk değere "alt kritik hız", sonrakine ise "üst kritik hız"denir. Reynolds yaptığı bu tanımlamaları boyutsuz bir sayı ile genelleştirmiştir. Bu sayı kendisinden sonra "Reynolds sayısı" olarak isimlendirilmiştir. V; boru içindeki ortalama hız, d; boru çapı, ρ; akışkan akımın özgül kütlesi ve μ; viskozite olmak üzere,

$$Re = \rho.V.d / \mu \qquad (2.76)$$

olarak tanımlanmıştır.

Reynolds, çeşitli ölçüdeki borularda akan tüm akışkanlar için alt ve üst kritik hızlara göre tanımlanmış bir çok kritik Reynolds sayıları (Re) elde etmiş ve tüm akışkanlar

için borularda laminar ve türbülanslı akımın sınırlarını tek bir sayının tanımlayacağı sonucunu çıkarmıştır. Bu "Kritik Reynolds Sayısı" kavramı pratik olarak akım rejiminin laminar veya türbülent olduğu hususunda önceden karar verebilmek için çok faydalı bir yaklaşımdır. Mesela; bu yaklaşımı silindirik bir boruda bir akışkan akımına uyguladığımızda:

Re < 2100 ise akımın laminar olduğunu,

Re > 4000 ise akımın türbülanslı olduğunu hemen söyleyebiliriz.

2.7.8. Laminar ve Türbülanslı Akım

Laminar akımda akışkan partiküllerinin titreşimi sadece moleküler davranış olup bu partiküller viskozite etkisiyle esas itibariyle paralel hareket etmeye zorlanırlar. Hareket eden komşu tabakalar arasındaki kayma gerilmeleri laminar akımda viskozite tarafından belirlenir ve tam anlamıyla

$$\tau = \mu . dV /dy \qquad (2.77)$$

bağıntısıyla tanımlanır. Buna göre kayma gerilmesi, viskozite ile hız gradyentinin çarpımından ibarettir. Türbülent akımda akışkan partikülleri tabakalar içerisinde muhafaza edilemez ve akım içerisinde heterojen bir tarzda hareket ederler. Diğer partiküllerden kayarak geçer ve akım esnasında akışkan karışımı oluşturarak tamamen gelişigüzel bir şekilde diğer partiküllerle çarpışırlar. Bu gelişigüzel hareket eden küçük akışkan kütleleri akım içerisinde herhangi bir noktada çabuk ve düzensiz bir hız pülsasyonuna neden olurlar.

Türbülans; akım esnasında akışkan partiküllerinin kısa mesafede, her yönde tamamen düzensiz bir hareketi olduğundan, akışkan partiküllerinin ferdi hareketleri izlemek ve matematik olarak olayı karakterize etmek mümkün değildir. Fakat, akışkan partiküllerinin tümünün ortalama hareketi göz önünde bulundurularak veya istatistik metotlarla matematik bağıntılar elde edilebilir.

2.7.9. Enerji Kayıpları

Gerçek akışkanların borularda akımı konumunda Bernoulli denkleminin "viskozitesiz akışkan" kabulüyle, kayma gerilmesinin meydana getirdiği direnci ihmal ederek, elde edildiği formda kullanılamayacağı aşikardır. Ayrıca; üniform

akım veya akım borusu kesiti boyunca ortalama hız değerine dayalı olarak yazılan kinetik enerji teriminin de gerçek kinetik enerjiyi aksettirmesi için bir düzeltme faktörü, α, ile çarpılması gerekir. Böylece dört farklı kabule dayalı olarak elde edilen Bernoulli denkleminin gerçek akışkan akımı problemlerine ancak bir takım düzeltmelerle kullanılabilir hale getirilmesi mümkündür.

Buna göre sıkıştırılamayan bir akışkan ortam, stasyoner akım konumunda bir akım borusu içerisinde hareket ederken 1 ve 2 kesitleri arasında Bernoulli denklemi düzeltilmiş formuyla;

$$z_1 + p_1 / \gamma + \alpha_1 . V_1^2 / 2g = z_2 + p_2 / \gamma + \alpha_2 . V_2^2 / 2g + H_{k1-2} \qquad (2.78)$$

şeklinde ifade edilir. Burada α_1 ve α_2 kinetik enerji katsayısı(düzeltme faktörü) olup bir çok bakımdan ihmal edilebilir. Şöyle ki;

1. Uygulamada, boru akımı problemlerinin çoğunda türbülent akım geçerli olduğundan ve α katsayısı türbülent akımda 1'e çok yakın olduğundan,

2. α'nın büyük olduğu laminar akımda hız enerjisi (kinetik enerji) Bernoulli'nin diğer terimlerine nazaran ihmal edilebilir mertebededir.

3. Boru akımlarının çoğunda α'nın dahil olduğu hız enerjileri terimleri nihai sonuçları çok az etkilemektedir.

4. α'nın etkisi denklemin her iki tarafında mevcut olduğundan birbirini yok eder.

5. Mühendislik çözümleri her zaman denklemde α'nın hesaba katılmasını gerektirecek hassasiyette değildir.

Böylece (2.78) denkleminin pratik problemlere uygulanması öncelikle enerji kaybını etkileyen faktörlerin değerlendirilmesine ve bu değerleri hesaplamak için geçerli metotların bilinmesine bağlıdır. Bu denklemde yukarıdaki değerlendirmelere göre kinetik enerji katsayısı $\alpha = 1$ alınabilir ve denklemin Bernoulli bağıntısından farklılığı giderilebilir. Ancak, hareket eden akışkanlarda ortaya çıkan viskozite ve katı cidar etkisinden doğan enerji kaybı terimini yok saymak veya ihmal etmek mümkün değildir. Hatta bir çok pratik problemlerde mevcut enerjinin tamamı enerji kaybına harcanabilir. (2.78)denkleminden görüldüğü gibi enerji kaybı terimi eşitliğin ikinci (sağ) tarafına pozitif olarak girmektedir.

Enerji kayıpları iki ana başlık altında incelenmektedir:

1. Sürekli (üniversal) kayıplar

2. Lokal (Yersel) kayıplar

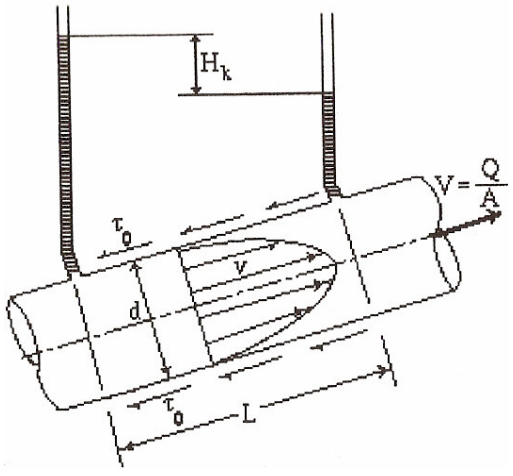
2.7.9.1. Sürekli (Üniversal) Kayıplar

Bu tür kayıplara başka bir ifade ile düz boru kayıpları da denmektedir. Uzun, silindirik ve düz her boruda su akımı üzerine ilk deneyler 1850 yılında yapılarak düz bir boruda enerji kaybının hız enerjisi ve boru uzunluğu ile doğru orantılı, boru çapı ile ters orantılı olarak değiştiği görülmüştür. Sürtünme faktörü olarak isimlendirilen bir orantı katsayısı(λ) kullanılarak enerji kaybı için Darcy, Weisbach ve diğer araştırmacılar ;

$$H_k = \lambda.(L/d).(V^2 / 2g) \qquad (2.79)$$

bağıntısını önermişlerdir. (Şekil 2.67)

Yapılan ilk gözlemler sürtünme faktörü λ'nın birinci derecede boru pürüzlülüğünden başka hız ve boru çapına da bağlı olduğunu, son zamanlardaki gözlemler ise aynı zamanda akışkanın vizkozitesine de bağlı olduğunu göstermiştir. Genellikle "Darcy Denklemi" olarak isimlendirilen bu ifade uzun, düz ve üniform borularda boru sürtünmesinin meydana getirdiği enerji kaybı için hale kullanılan temel bir bağıntıdır.



Şekil 2.67 : Sürekli Kayıbın Geometrik Anlamı [4]

2.7.9.2. Lokal (Yersel) Kayıplar

Bu tür kayıplar boru sistemlerinde; kesit değişimi, yön değiştirme, manşon, rakor, dirsek ve T gibi bağlantı elemanları, vana ve çek valf gibi elemanlarda meydana gelir. Bir çok sistemde ihmal edilebilir mertebede kalmasına rağmen bazı sistemlerde ihmal edilemez ve büyük önemi vardır. Hemen hemen tüm konumlarda bu kayıplar deneyle tespit edilir.

- Ani Genişleme Kaybı

En önemli lokal kayıplardan biri olup bir takım basitleştirici kabullerle aynı anda süreklilik, Bernoulli ve momentum prensiplerinin uygulanmasıyla elde edilen

$$H_k = (V_1 - V_2)^2 / 2g \qquad (2.80)$$

bağıntısı ile belirtilir. Ancak akışkanlar mekaniğinde tüm lokal kayıp ifadeleri bir kayıp katsayısı ile hız enerjisinin çarpımı şeklinde ifade edilmektedir.Hız enerjisi ise sadece depo giriş konumu hariç daima kayıp veren elemandan sonraki hıza göredir. Bu durumda (2.80) bağıntısını bu genel kurala göre yazmak istersek;

$$H_k = (V_1 / V_2 - 1)^2 \times (V_2^2 / 2g) \qquad (2.81)$$

olur. Süreklilik denkleminden

$$A_1.V_1 = A_2.V_2 \quad \text{ve} \quad V_1 / V_2 = A_2 / A_1 = (D_2 / D_1)^2 \qquad (2.82)$$

yukarıda yerlerine konursa

$$H_k = [(D_2 / D_1)^2 - 1]^2 \times (V_2^2 / 2g) \qquad (2.83)$$

elde edilir.

Ani genişleme katsayısına "K_g"diyecek olursak;

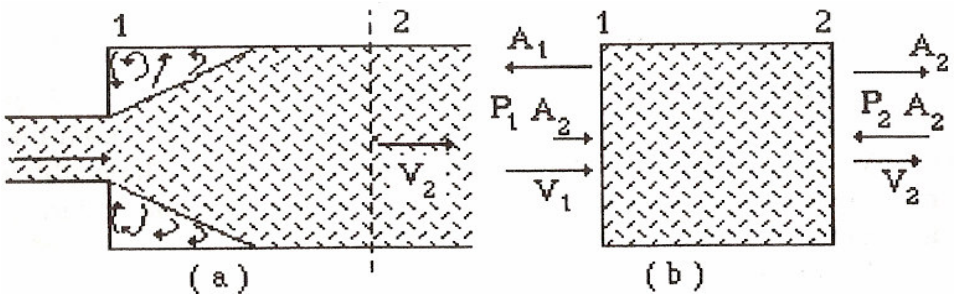
$$H_k = K_g \times (V_2^2 / 2g) \qquad (2.84)$$

bağıntısından

$$K_g = [(D_2 / D_1)^2 - 1]^2 \qquad (2.85)$$

şekline gelir.

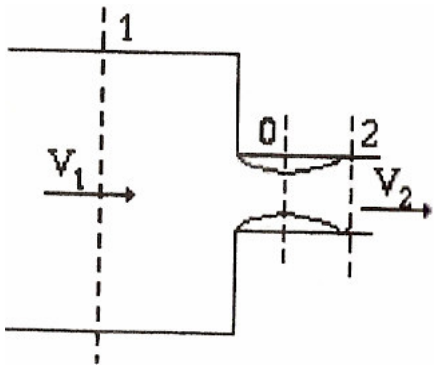
Denklem (2.85)'den açıkça görüldüğü gibi enerji kayıpları hızın karesi ile değişmektedir. Bu, türbülent akım konumunda tüm lokal kayıplar için esas itibariyle gerçek bir husustur. (Şekil 2.68)



Şekil 2.68 : Ani Genişleme Kaybı [4]

- Ani Daralma Kaybı

Şekil 2.69'da gösterildiği gibi boru kesitindeki ani daralmadan dolayı meydana gelen enerji kaybı, su jetindeki daralmanın bilinmesi kaydıyla ani genişlemede yapılan hız enerjisine dönüşümü çok yüksek verimde gerçekleşir. Dolayısıyla 1 kesitinden 0 kesitine geçiş konumunda enerji kaybı, hız enerjisinin basınç enerjisine dönüştüğü 0 kesitinden 2 kesitine geçiş konumundaki enerji kaybına nazaran çok küçüktür ve daima ihmal edilebilir. Yani, daralma olayında enerji kaybı 0 kesiti ile 2 kesiti arasındaki genişlemeden meydana gelmektedir.



Şekil 2.69 : Ani Daralma Kaybı [4]

Buna göre (2.80) denklemini uygularsak, ani daralma kaybı;

$$H_k = (V_0 - V_2)^2 / 2g \qquad (2.86)$$

olur.

Daralma katsayısı $C_d = A_0 / A_2$ (2.87)

olarak tanımlanırsa süreklilik denkleminden

$$V_0 \times C_d \times A_2 = V_2 \times A_2 \qquad (2.88)$$

yazılır.

Buna göre yukarıdaki kayıp ifadesi;

$$H_k = (1 / C_d - 1)^2 \times (V_2^2 / 2g) \qquad (2.89)$$

bulunmuş olur.

Weisbach tarafından belirtilen su ortamı için daralma katsayısı Tablo 2.2'de verilmiştir.

Tablo 2.2 : Ani Daralma Katsayısı [4]

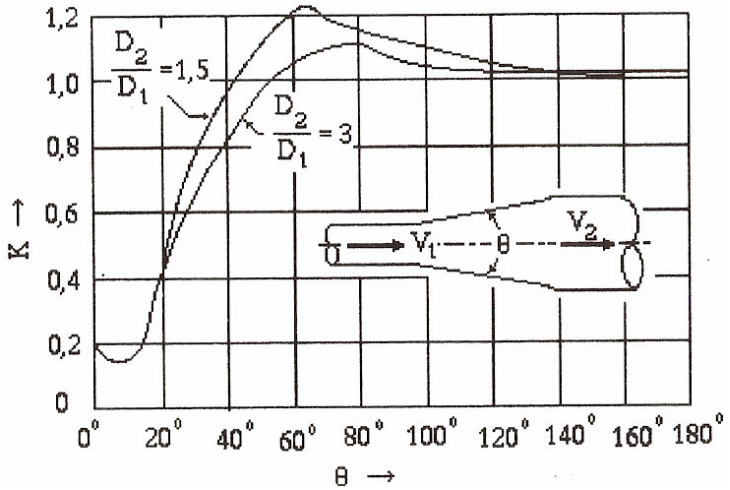
A_2/A_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
C_d	0,624	0,632	0,643	0,659	0,681	0,712	0,755	0,813	0,892	1,0

- Keskin Giriş Kaybı

Bir deponun ya da haznenin çıkışında eğer depodan boruya keskin ve köşeli bir giriş oluyorsa, bu durumda depo çıkış kaybı; 0,5 ×(V² / 2g) alınır. Eğer yuvarlatılmış bir giriş mevcutsa enerji kaybı 0,01 ×(V² / 2g) ile 0,05 ×(V² / 2g) arasında alınabilir ve hatta ihmal de edilebilir.

- Tedrici Genişleme Kaybı

Tedrici genişlemeden dolayı meydana gelen enerji kaybı (genişleme boyunca üniversal kayıplar da dahil) Gibson tarafından deneysel olarak araştırılmış ve sonuçlar Şekil 2.70'de gösterildiği gibi grafik halinde verilmiştir.



Şekil 2.70 : Tedrici Genişleme Kaybı [4]

Lokal kayıplar bazı hallerde aynı debide, metre Newton bölü Newton olarak, aynı enerji kaybına sahip eşdeğer boru uzunluğu L_e teriminde de ifade edilebilir.Bu durumda;

$$\lambda.(L_e / D).(V^2 / 2g) = K. (V^2 / 2g) \quad (2.90)$$

olur. Burada K; bir elemanın lokal enerji kayıp katsayısı veya bir çok kayıp katsayılarının toplamı olarak verilir. Buna göre;

$$L_e = (K.D) / \lambda \quad \text{olur.} \quad (2.91)$$

2.8. Enjektör Parametreleri ve Yakıt Atomizasyonunun Motor Performansına Etkileri Üzerine Yapılan Deneysel Çalışmalar

Birim yakıtın yakılmasıyla açığa çıkan enerji miktarını büyütme çalışmaları, yanmayı ideal şartlara yaklaştırma ve zararlı egzoz emisyonlarını en az seviyeye düşürme gayretleri, bilim adamları ve imalatçıların en önemli faaliyetlerini oluşturmaktadır. Bu çalışmaların başında, motor tasarımında sıkıştırma oranının, püskürtme zamanı ve açısının değiştirilmesi, enjektör meme çapı, delik sayısı ve delik açısı ile manifold şeklinin ve subapların üzerinde yapılan değişiklikler gelmektedir.

Çalışma parametreleri olarak isimlendirilen bu parametrelerden enjektör parametreleri olan enjektör memesi delik sayısı, delik çapı ve delik açısı ile ilgili Dünya'da bir takım deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar incelendiğinde daha çok farklı parametrelere sahip olan enjektör memelerinin ya sadece bu özellikleri ile ya da bu özelliklerinin yanında farklı püskürtme basınçları veya farklı püskürtme avansları ile beraber test edildiği görülmektedir.

Türkiye'de ise doğrudan enjektör parametrelerinin motor performansı üzerine etkisini inceleyen bir çalışma bulunmayıp, yapılan çalışmalar daha çok alternatif yakıtlar için deneysel çalışmalarda sistemin püskürtme basıncını değiştirmek suretiyle gerçekleştirilmiştir.Yani, Türkiye'de yapılan çalışmalar püskürtme basıncı değişikliğinin yakıt atomizasyonu üzerindeki etkilerini ortaya koymaktadır.

Konu ile ilgili olarak gerek Dünya'da gerekse Türkiye'de yapılan çalışmaların sonuçları motor performansı açısından daha çok özgül yakıt tüketiminin azaltılması,

egzoz emisyonları açısından ise daha çok NOx, partikül madde ve HC emisyonlarının azaltılması ile ilişkilendirilmiştir.

2.8.1. Dünya'da Yapılan Çalışmalar

2.8.1.1. Ağır – İş Motorlarının Eş Zamanlı Optimizasyonu İçin Çoktan Değişimli Analiz Şemasının Geliştirilmesi

Yapılan Çalışmanın adı : Ağır – İş Motorlarının Eş Zamanlı Optimizasyonu İçin Çoktan Değişimli Analiz Şemasının Geliştirilmesi

Çalışmayı gerçekleştirenler :

Shuhei Yoneya, Masashi Yamamoto, Tatsuya Matsuguchi, Yasuaki Kumagai

Mitsubishi Motors Şirketi Teknik gözden geçirme, 2002

Özellikle yakın geçmişte oluşan sıkı egzoz emisyon gereksinimlerinin dizel motorlarda kullanılması zorunlu hale gelmiştir. Mitsubishi Motors Şirketi ise özellikle yakıt püskürtme sistemlerinin, egzoz gazı resirkülasyon sistemlerinin ve turboşarj geometrisi çeşitlemelerinin ekipmanlarını yeni elektronik kontrol teknolojileri ile sunmaktadır. Motor parçalarının elektronik kontrolü sadece egzoz emisyonlarının azaltılmasında değil motor performansının kalibrasyonunun esnekliği için de oldukça verimlidir. Elektronik kontrol sistemlerinin optimizasyonu çok sayıda parametrenin bir arada idare edilmesini konu alır. Ancak optimum koşulların bulunması çoğu zaman uzun zaman almaktadır.

Bu çalışma, elektronik kontrol sistemlerinin geliştirilmesinde yaşanan zaman problemini çözmek için hazırlanan bir istatistiksel analiz şemasını içermektedir. Bu şema dizel motorların emisyon ve performans kontrol parametrelerini optimize etmeyi amaçlamaktadır. Şema çoktan değişimli analizden türetilmiştir ve "Deney Tasarımı" metoduna temel oluşturacak şekilde kullanılmaktadır. Yapılan çalışma egzoz emisyonlarının ve yakıt tüketimlerinin azaltılması amacıyla uygulanabilir. Kullanılan şema parametre analizlerini farklı çalışma koşulları altında gerçekleştirmiştir. Buradaki amaç, bulunan parametre sistemlerinin gelişimine liderlik etmektir.

- Bilgi

Sıkı egzoz emisyon standartlarına uymak ve yakıt tüketiminin azaltılmasına ilişkin isteklere cevap vermek için Mitsubishi Motors Şirketi bir çok yenilikçi teknolojiyi ağır iş kamyonu olarak kullanılan dizel motorlarında kullanmaya başlamıştır. Bu motorların yakıt püskürtme sistemleri daha çok esnek kontrollü Common–Rail yakıt püskürtme sistemleridir. Bunun dışında EGR (Egzoz gazı resirkülasyonu) ve VG (Değişik geometrili turboşarj sistemleri) gibi sistemlerde de parametre değişiklikleri yapılmıştır.

Elektronik kontrol teknolojileri motor performansının optimizasyonundaki esnekliği artırmak için de kullanılmaktadır. Performans için yapılan kalibrasyon işleminde uygulanan metot bir parametre üzerinde çalışırken diğer parametrelerin sabit tutulması prensibidir.

Mühendislerin optimizasyon çalışmaları sırasında karşılaştıkları iki önemli sorun vardır;

a.) Bulunan kalibrasyon sonuçlarının kesin ve optimum olup olmadığı,

b.) Parametre sayısının artışından dolayı kalibrasyon prosesinin uzun zaman alması

Çoktan değişimli eş zamanlı optimizasyon şeması, ifade edilen problemlerin çözümü için Mitsubishi Motors Şirketi tarafından geliştirilen bir çeşit istatistiksel analiz çalışmasıdır.

Şema, kontrol sistemlerini kalibre etmek için kullanılmaktadır. Amaç ise; sıra tipi 6 silindirli, EGR ve VG sistemli bir ağır vasıta dizel motorunun egzoz emisyonlarını ve yakıt tüketim değerlerini optimize etmektir.

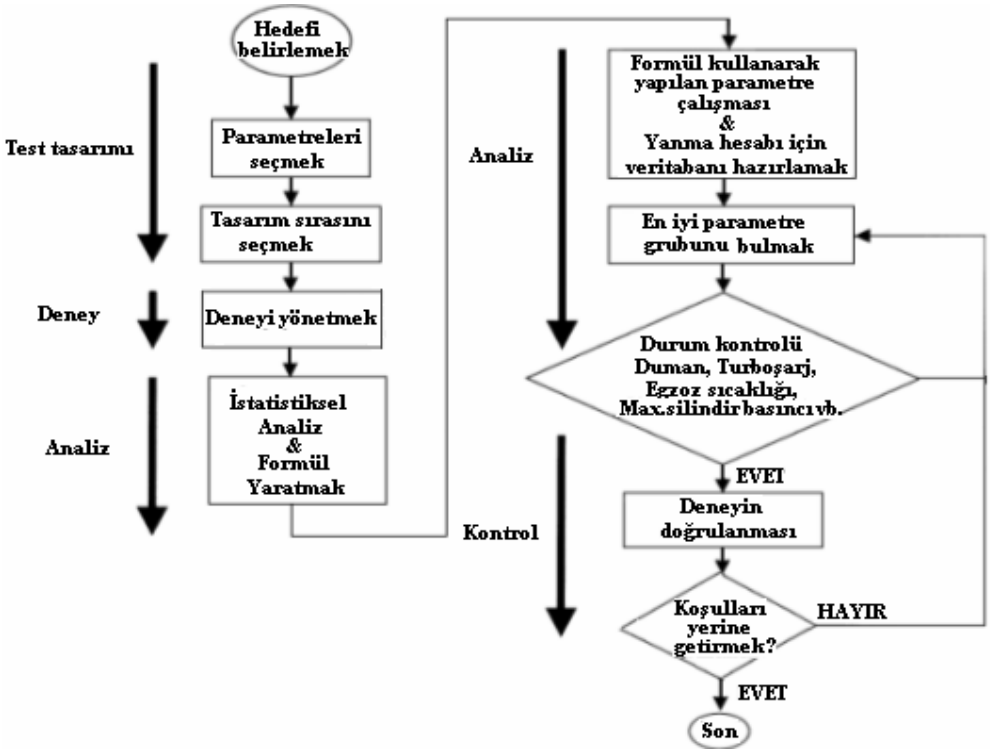
Yapılan şema iki bölümden oluşmaktadır. İlk kısım deney yönteminin tasarımının kullanıldığı çoktan değişimli bir analizdir. Belirli parametreler, analiz sonuçlarından türetilen formüller kullanılarak her bir durum için egzoz gazı ve yakıt tüketim karakteristikleri üzerinde çalışılmasını sağlar. İkinci kısım, ilk kısımda bulunan formülün kullanılması ile çalışan bir hesaplama programıdır.

- İstatistiksel Analiz Şeması Kullanılarak Yapılan Deney Planlaması ve Analizi

Elektronik teknolojiler eş zamanlı olarak egzoz emisyonlarını azaltmak ve yakıt tüketimini iyileştirmek için motor ekipmanlarını kontrol altına almaya çalışırlar. Bunu sağlayan yapı ise kalibrasyon için parametre sayısının artırılmasıdır.

- Deney Tasarımını Kullanarak Oluşturulan Optimizasyon Şeması

Dizel motor egzoz emisyon testleri 13 farklı durum için Japonya ve Avrupa Birliği ülkelerinde yapılmıştır. (Şekil 2.71)



Şekil 2.71 : Optimizasyon Akış Diyagramı [13]

Eş zamanlı çoktan değişimli optimizasyon şemasının yaklaşım şekli optimum egzoz emisyonu ve yakıt tüketim değerleri için en uygun olan parametre kombinasyonunu bulmaktır. Çoklu çalışma koşulları arasındaki denge şu şekilde sağlanmaktadır.

– Her parametre sayısal olarak hesaplanır.

– Egzoz emisyonları ve yakıt tüketimleri tahmini bir formül kullanılarak hesaplanır.

Bu işlem, testlerin planlanmasından yönetilmesine ve analizine kadar aşağıdaki motor özelliklerine göre düzenlenmiştir: (Tablo 2.3)

Tablo 2.3 : Motor Özellikleri [13]

Motor tipi	6M70T4 (T/C, I/C)
Silindir çapı ve stroku (mm)	ø 135 / h 150
Silindir hacmi	12,9 litre
Max. motor gücü	302 kW (2200 d/d)
Max. motor momenti	1765 Nm. (1200 d/d)
Yakıt püskürtme sistemi	Common Rail

- Testlerin Planlanması

(1) Testin tanımlanması

(2) Test parametrelerinin seçilmesi ve parametre düzeylerinin belirlenmesi

Parametre düzeyleri belirlenirken egzoz sıcaklığı, duman, motor hızı, max. silindir basıncı gibi sınır değerler dikkate alınarak test motorunun zarar görmemesi amaçlanmıştır.

(3) Tasarım şemasının ve parametrelerinin seçilmesi

Tasarım şemasının seçimi, parametre ve düzey sayısına bağlıdır.

(4) Testler, tasarım şemasına göre 27 farklı seçenek için yapılmıştır.

Veri analizi : Değişim analizi ve öngörülen formülün oluşturulması

(5) Değişim analizi her bir testten elde edilen verilere göre yönetilir. Aynı zamanda tahmini bir formül Chebychev'nin yaklaşık bir ifadesi ile oluşturulur.

(6) Öngörülen performans veri tabanının oluşturulması

Detaylı parametre çalışmaları tahmini formül kullanılarak yapılır. Amaç, performans değerleri için bir veri tabanı oluşturmaktır.

(7) Optimum parametrelerin bulunması

Eş zamanlı ve optimum egzoz emisyonu ile yakıt tüketimi için hesaplamalar öngörülen performans değerinin veri tabanı kullanılarak gerçekleştirilir.

- Optimizasyon Nesnelliği ve Parametre Testleri

13 farklı parametrenin NOx, PM ve yakıt tüketimi üzerindeki etkilerini ortaya koymak için çoktan değişimli bir analiz şeması kullanılarak optimizasyon sağlanmaya çalışılmıştır. Bunun için 12,9 litre silindir hacminde, sıra tipi 6 silindirli, turboşarjlı ve ara soğutuculu bir dizel motoru test edilmiştir.

Tablo 2.4 : Dizayn Şeması [13]

	1 VG	2 EGR	3 VG*EGR	4 VG*EGR	5 IT	6 VG*IT	7 VG*IT	8 EGR*IT	9 RP	10 ND	11 EGR*IT	12 NCA	13 ERR
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3
4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3	3	3
5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1
6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	2
7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	3	2	2	2
8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1	3	3	3
9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	1	1	1
10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	1	2	3	1
12	2	1	2	3	3	1	2	3	1	2	3	1	2
13	2	2	3	1	1	2	3	2	3	1	3	1	2
14	2	2	3	1	2	3	1	3	1	2	1	2	3
15	2	2	3	1	3	1	2	1	2	3	2	3	1
16	2	3	1	2	1	2	3	3	1	2	2	3	1
17	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	3	1	2
18	2	3	1	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3
19	3	1	3	2	1	3	2	1	3	2	1	3	2
20	3	1	3	2	2	1	3	2	1	3	2	1	3
21	3	1	3	2	3	2	1	3	2	1	3	2	1
22	3	2	1	3	1	3	2	2	1	3	3	2	1
23	3	2	1	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2
24	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	2	1	3
25	3	3	2	1	1	3	2	3	2	1	2	1	3
26	3	3	2	1	2	1	3	1	3	2	3	2	1
27	3	3	2	1	3	2	1	2	1	3	1	3	2

Optimizasyon testleri için 6 parametre seçilmiştir:

a.) Püskürtme avansı
b.) Rail basıncı
c.) Turboşarj vana pozisyonu
d.) EGR valfinin kalkışı

} Elektronik olarak kontrol edilen parametreler

e.) Enjektör meme delik çapı
f.) Enjektör meme koni açısı

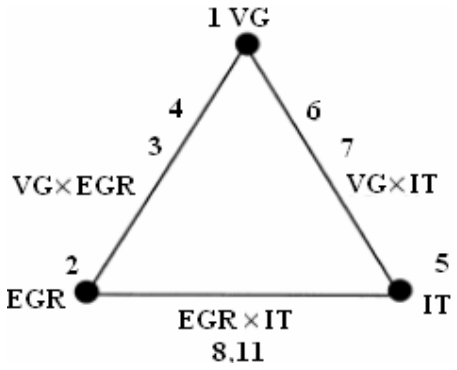
} Mekanik tasarıma bağlı parametreler

Her bir parametrenin 3 farklı düzeyde denenmesi ile 27 farklı deney şartı elde edilmiştir.(Tablo 2.5) Testler 27 kez ve 13 farklı parametre modunda yapılmıştır. (Tablo 2.4) Turboşarj vanasının pozisyonu, EGR valfinin kalkışı ve püskürtme avansının birbirleri arasındaki 2'li etkileşimleri ile 13 farklı mod oluşturulmuştur. (Tablo 2.6)

Tablo 2.5 : Parametre Düzeyleri [13]

	Düzey		
	1	2	3
Turboşarj vana pozisyonu (VG)	1	2	3
EGR valfinin kalkışı (EGR) mm	0	3	6
Püskürtme avansı (IT)° ÜÖN'dan önce	0	5	10
Rail basıncı (RP) MPa	70	90	110
Enjektör meme delik çapı (ND) mm	0,2	0,22	0,24
Enjektör meme koni açısı (NCA)°	154	157	160

Tablo 2.6 : Parametre Etkileşimleri [13]



- Eş Zamanlı Optimizasyon Şemasının Uygulanması

1999 egzoz emisyon standartlarına uygun olarak yönetilen testler sonucunda eş zamanlı optimizasyon için çoktan değişimli bir analiz şeması oluşturulmuştur.

- Değişim Analizi (Her bir moddaki analiz ve çalışmalar)

27 farklı test, mevcut parametrelere bağlı olarak test edildikten sonra her bir mod için değişim analizi yapılmıştır.

Tablo 2.7'de 9 numaralı test için her parametrenin NOx, PM ve FC'nin azaltılmasına olan katkıları yüzde (%) sonucu şeklinde analiz sonucu olarak verilmiştir. Buna göre 9 numaralı testin sonuçları şöyledir :

a.) Rail basıncı ve püskürtme avansı NOx, PM ve FC'nin azaltılmasında en çok etkili olan parametrelerdir.

b.) EGR valfinin kalkışı ve turboşarj vana pozisyonu ile EGR valfinin kalkışının birlikte etkileşimi NOx ve PM emisyonlarının azaltılmasında büyük ölçüde etkili olmuştur.

c.) Turboşarj vana pozisyonu ile püskürtme avansının ve EGR valfinin kalkışı ile püskürtme avansının birlikte etkileşimleri ise oldukça zayıf etkiler oluşturmuştur.

Tablo 2.7 : Değişim Analizi (9 Numaralı Test İçin) [13]

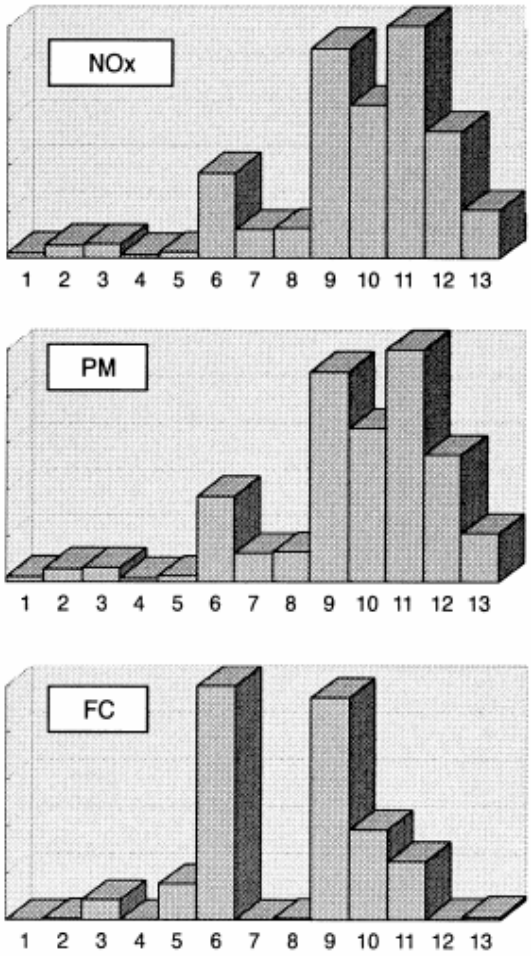
Tasarım parametreleri	Katkı %		
	NOx	PM	FC
Turboşarj vana pozisyonu	6,37	9,69	1,65
EGR valfinin kalkışı	41,87	10,93	2,69
Püskürtme avansı	15,27	11,52	51,43
Rail basıncı	24,36	27,33	37,40
Enjektör meme delik çapı	0,18	0,50	1,20
Enjektör meme koni açısı	1,02	2,11	0,36
Turboşarj vana pozisyonu x EGR valfinin kalkışı	8,20	8,03	2,58
Turboşarj vana pozisyonu x Püskürtme avansı	***	***	***
EGR valfinin kalkışı x Püskürtme avansı	***	***	***

*** Ortak toplam

EGR valfinin ve turboşarj vanasının beraber etkileşimi şöyle açıklanabilir: EGR ile egzoz gazları EGR sistemine alınırken türbin giriş basıncı turboşarj vanasının hareketi ile artırılırsa EGR işlemi turboşarj vanasının pozisyonuna bağımlı hale gelecektir. Şekil 2.72, emisyon ve yakıt tüketimlerinin toplam çeşitliliğini farklı test durumları için karşılaştırma imkanı tanımaktadır. Grafiklerdeki toplam çeşitlilik, tasarım şemasından elde edilen verilerden kaynaklanan sapma değerlerinin karelerinin toplamına karşılık gelmektedir. Referans teste göre elde edilen sapmanın çok olması grafiğe yansımakta ve o parametrenin NOx, PM ve FC değerlerinin azaltılmasında etkisini göstermektedir.

Grafiklerden de görüldüğü gibi 6, 9 ve 12 numaralı parametrelerin NOx ve PM emisyonları üzerinde; 6, 9 ve 11 numaralı parametrelerin ise daha çok FC üzerindeki etkisi büyüktür.

Grafiklerden anlaşılan bir başka durum ise 12 numaralı parametrenin PM ve NOx emisyonlarını azaltırken tam tersine olarak FC'yi azaltıcı yönde bir etkisinin olmamasıdır.



Şekil 2.72 : Parametrelerin Emisyon ve Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkilerinin Karşılaştırılması [13]

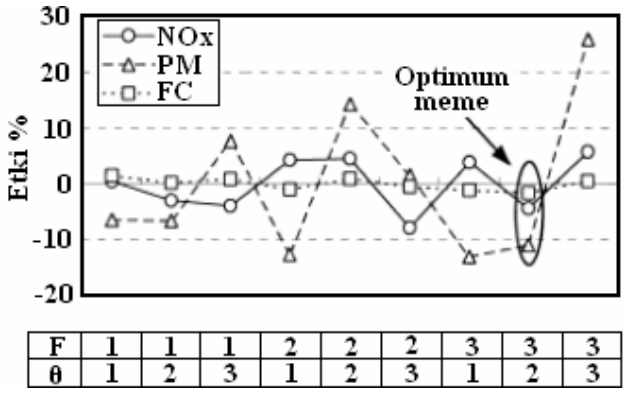
- Enjektör Memesi Parametrelerinin Seçilmesi

Enjektör memesi parametreleri, 13 parametrenin hepsinin etkisi ile değişkenlik gösteremez. Bu yüzden emisyon ve yakıt tüketimi üzerinde etkili olan enjektör memesi parametreleri sadece meme çapı ve meme koni açısı ile sınırlıdır.

Şekil 2.73'de her bir enjektör parametresinin NOx, PM ve yakıt tüketimi üzerine etkilerini ortaya koyan bir "etken–etki" diyagramı yer almaktadır. Bunun için 3 farklı meme çapı ve 3 farklı meme koni açısı için 9 farklı enjektör elde edilmektedir. Şekil 2.73'de y ekseni 27 ayrı testin emisyonlar ve yakıt tüketimleri üzerindeki

etkisini ortalama olarak göstermektedir. Sıfır çizgisinin altındaki değerler emisyonların ve yakıt tüketiminin azaldığını belirtmektedir.

Daha önceden belirtildiği gibi 12 numaralı enjektör meme koni açısının yakıt tüketimi üzerinde belirgin bir etkisi yoktur. Bu yüzden Şekil 2.73'den de görüldüğü gibi yakıt tüketimi eğrisi sıfıra yakın değerlerde düz çizgiye yakın bir ilerleyiş göstermektedir. Bunun dışındaki eğriler ise inişli – çıkışlı bir eğilim göstermektedir.



F	1	1	1	2	2	2	3	3	3
θ	1	2	3	1	2	3	1	2	3

Şekil 2.73 : Enjektör Memesi Özelliklerinin Emisyon veYakıt Tüketimi Üzerine Etkisi [13]

Şekil 2.73'den çıkan sonuç test motoru için en uygun enjektörün 0,24 mm. meme çapına ve 157° meme koni açısına sahip olan enjektör olması gerektiğidir. Çünkü bu durumda her üç seferde sıfırın altında yani emisyon ve yakıt tüketimini azaltıcı yönde etki etmiştir.

2.8.1.2. Doğrudan Püskürtmeli Dizel Motorlarında Egzoz Emisyonlarına Olan Etkilerin Araştırılması

Yapılan Çalışmanın adı :

Doğrudan Püskürtmeli Dizel Motorlarında Egzoz Emisyonlarına Olan Etkilerin Araştırılması (Yakıt püskürtme sisteminin,damıtma özelliklerinin ve setan sayısının etkisi)

Çalışmayı gerçekleştirenler :

Hiroaki Watabane, Toshihira Tahara, Mitsua Tamanouchi, Jihei Iiada, 18 Mart 1997 (Kabul tarihi) Motor Test Laboratuarı, İleri Teknoloji Araştırma Enstitüsü, Petrol Enerji Merkezi, Japonya

- Özet

Bu çalışmada; enjektör memesi, dizel yakıt yoğunluğu ve setan sayısının dizel egzoz emisyonları ve yakıt tüketimleri üzerine etkileri araştırılmıştır. Enjektör meme delik çapının azaltılması ile partikül madde emisyonları azalmaktadır. Enjektör meme delik çapının azalması NOx emisyonlarını azaltırken partikül madde üzerindeki etkisini azaltmaktadır.

Yakıt yoğunluğunun azaltılması NOx emisyonlarının azaltılması konusunda etkili olur. Fakat bu etki enjektör meme delik çapı ve püskürtme basıncının etkisinden daha azdır. Ayrıca püskürtme zamanının gecikmesi, yakıt yoğunluğunun NOx emisyonları üzerindeki etkisini azaltmaktadır.

- Giriş

Partikül madde ve NOx emisyonları dizel motorlar için tüm dünyada ciddi bir problem haline gelmiştir. Her ne kadar daha önceleri sadece motor performansı üzerine çalışmalar yapılsa da, yakıttan kaynaklanan egzoz emisyonlarını arındırmak için çabalar son zamanlarda hız kazanmıştır. Buna örnek olarak düşük aromatik yüzdeli yakıtların California ve İsveç'te kullanılması gösterilebilir.

Japonya'da otomobil dizel yakıtının içeriğindeki sülfür miktarının azaltılmasına yönelik çabalar vardır. Ancak, daha çok EGR ve oksidasyon katalizörleri ile emisyonlar azaltılmaya çalışılır. Japonya'da kullanılan dizel yakıt diğer ülkelerdekine göre daha yüksek setan sayısı ve daha düşük aromatik yüzdesi içerir.

Dünya'da yapılan çalışmaların çoğu yakıt özelliklerinin değiştirilmesi üzerinedir. Bu çalışma; enjektör meme delik çapının ve püskürtme basıncının yakıt özellikleri ile birlikte egzoz emisyonlarının azaltılması üzerine etkisini ortaya koymuştur.

- Deney Düzeneği ve Deneylerin Uygulanma Şekli

Tablo 2.8'de deneyler için kullanılan 3 farklı tip yakıt özellikleri listelenmiştir. F–1 ile gösterilen yakıt kütlesel olarak en fazla %0,05 sülfür içerir ve 1997'de bu değer daha da azaltılmıştır. F–3 yakıtı ise F–2 yakıtı ile aynı özellikleri taşır. Tek farkı setan sayısının F–2'den büyük olmasıdır.

Tablo 2.8 : Yakıt Özellikleri [14]

Yakıt No.	F-1	F-2	F-3
Yakıt tipi	No.2	No.S3	No.S3
Yoğunluk (15°C) (kg/m³)	830,8	805,8	←
Viskozite (30°C) (mm²/s)	3,888	1,864	←
Sülfür içeriği (kütle ppm)	240	110	←
Setan sayısı	59,5	50,6	59,8
Damıtma IBP (°C)	198,5	153,5	←
10% (°C)	240,5	173,5	←
20% (°C)	253,5	183,0	←
30% (°C)	263,0	192,0	←
40% (°C)	287,0	203,0	←
50% (°C)	271,5	217,0	←
60% (°C)	278,5	234,5	←
70% (°C)	296,5	254,0	←
80% (°C)	308,0	276,0	←
90% (°C)	322,5	302,5	←
95% (°C)	334,0	319,5	←
FBP (°C)	344,0	333,5	←
Doygunluk (kütle%)	77,2	79,4	←
1-Aromatikler (kütle%)	20,1	19,3	←
2-Aromatikler (kütle%)	2,4	1,3	←
3-Aromatikler (kütle%)	0,3	0,0	←

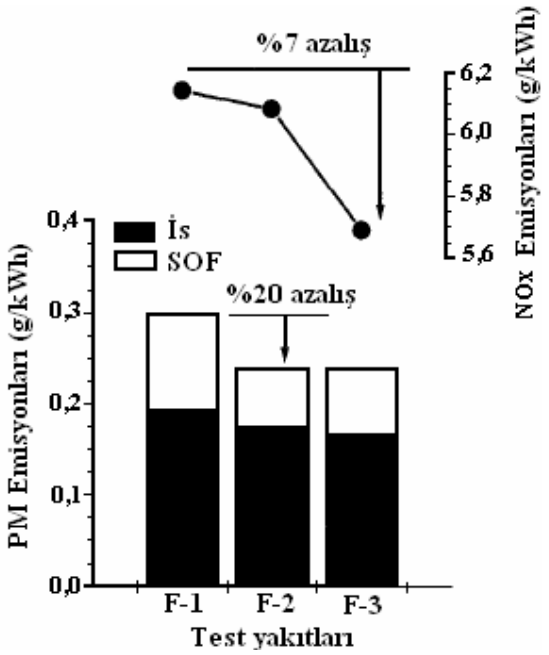
- Ticari araçlarda yakıtların etkileri

Yapılan çalışmada kullanılan ticari araç motorunun özellikleri Tablo 2.9'da gösterilmiştir.

Tablo 2.9 : Motor Özellikleri – 1 [14]

Motor tipi	6 silindirli, Doğrudan püskürtmeli
Silindir çapı ve stroku (mm)	Ø 110 / h 130
Silindir hacmi	7,412 litre
Sıkıştırma oranı	19,7
Max. motor gücü	143,4 kW (2900d/d)
Max. motor momenti	500 Nm. (1200 d/d)
Püskürtme pompası	Sıra tipi
Statik püskürtme zamanlaması	ÜÖN'dan 9°KMA önce
Subaplar	1 Emme, 1 Egzoz

Testlerde kullanılan yakıtların Japanese 13 motorunun egzoz emisyonları üzerindeki etkisi ise Şekil 2.74'te yer almaktadır.



Şekil 2.74 : Test Yakıtlarının Ticari Araç Motorunun Egzoz Emisyonları Üzerindeki Etkisi [14]

Partikül madde miktarı F–2 ve F–3 gibi hafif yakıtların kullanılması ile F–1 yakıtına göre %20 azalmıştır. NOx emisyonu ise F–3 yakıtının kullanılması ile %7 azalmıştır. Bunun nedeni düşük yakıt yoğunluğu ve F–1'e yakın setan sayısıdır. F–2 yakıtı kullanıldığında NOx emisyonunda düşük setan sayısına rağmen F–1 yakıtına göre bir artış olmamıştır.

- Test motoru ve test koşulları

Tablo 2.10'da ana testin test motoru için kullanılan tek silindirli doğrudan püskürtmeli bir motorun özellikleri verilmiştir. Bu motorun PLD tipinde ve yakıtı 160 MPa püskürtme basıncında püskürten bir pompası mevcuttur. Fakat bu basınç değeri motor devir sayısı ve aktarılan yakıt miktarı ile değişebilir.

Tablo 2.10 : Motor Özellikleri – 2 [14]

Motor tipi	1 silindirli, Doğrudan püskürtmeli
Silindir çapı ve stroku (mm)	ø123,8 / h 165,1
Silindir hacmi	2,987 litre
Sıkıştırma oranı	18,3
Püskürtme pompası	BOSCH PLD tipi
Çevri oranı	1,001
Subaplar	2 Emme, 2 Egzoz

Motor hızı 1400 d/d'dır. Bu devir sayısı, motor momentinin maksimum değerinin oluştuğu noktadır. Test koşulları turboşarjsız olarak tam yükte(λ =1,8) ve kısmi yükte (λ =2,6) şeklindedir. Yakıt püskürtme zamanlaması ÜÖN'dan 9°KMA öncesi ile ÜÖN'dan 3°KMA sonrası arasında 3°KMA'lık artışlarla sağlanmıştır. Her bir zamanlama 0,25°KMA'lık kararlılıkla yapılmıştır ve ayarlama dinamik olarak ±0,25°KMA'lık sapmalarla doğrulanmıştır. Böylece yakıt yoğunluğundaki ve enjektör meme delik çapındaki değişimlerden etkilenmesi önlenmiştir.

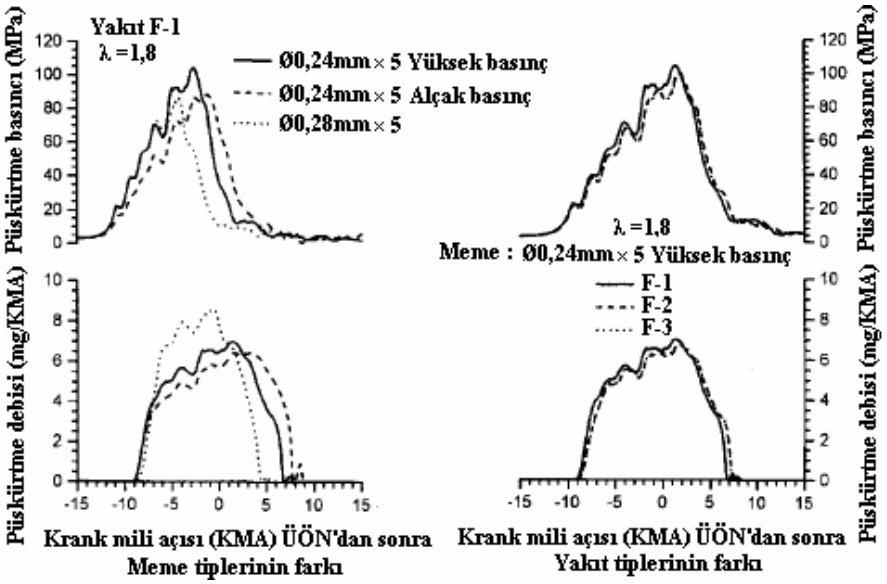
Tablo 2.11 : Test Koşulları [14]

Enjektör memesi				Hava/yakıt oranı ve püskürtme basıncı (MPa)	
No	Delik çapı (mm)	Delik sayısı	Püskürtme hattı çapı (mm)	1,8	2,6
N-1	0,24	5	1,8	100	86
N-2	0,24	5	3,0	86	70
N-3	0,28	5	1,8	86	73

Yağ&Su sıcaklığı : 80°C, Yakıt sıcaklığı : 35°C, Emme havası sıcaklığı ve nem : 25°C / %60RH

Tablo 2.11'de test koşulları ve yakıt püskürtme basınçları listelenmiştir.

Şekil 2.75'te ise püskürtme koşulları ile yakıtların püskürtme basıncı ve püskürtme debisi üzerinde oluşturdukları farklılıklar gösterilmiştir. Püskürtme periyotları F–2 ve F–3 yakıtlarında yakıt yoğunluklarındaki farklılığa bağlı olarak F–1'e göre daha uzundur. Buna rağmen püskürtme debisinin merkez noktası, püskürtme basıncı ve enjektör memesinin fazla bir etkisi olmaksızın 0,5°KMA civarındadır.

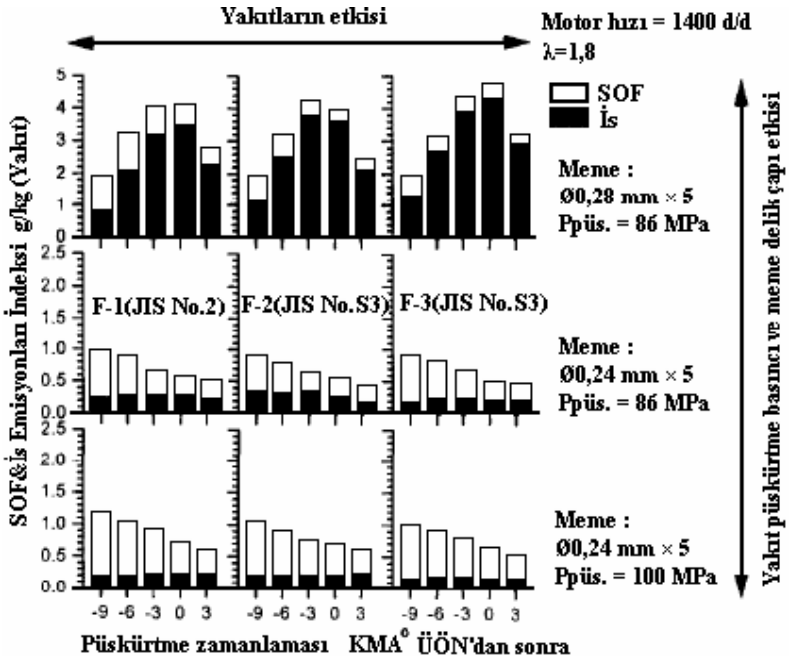


Şekil 2.75 : Püskürtme Profillerinin Farkı [14]

- Partikül Madde Üzerine Olan Etkiler

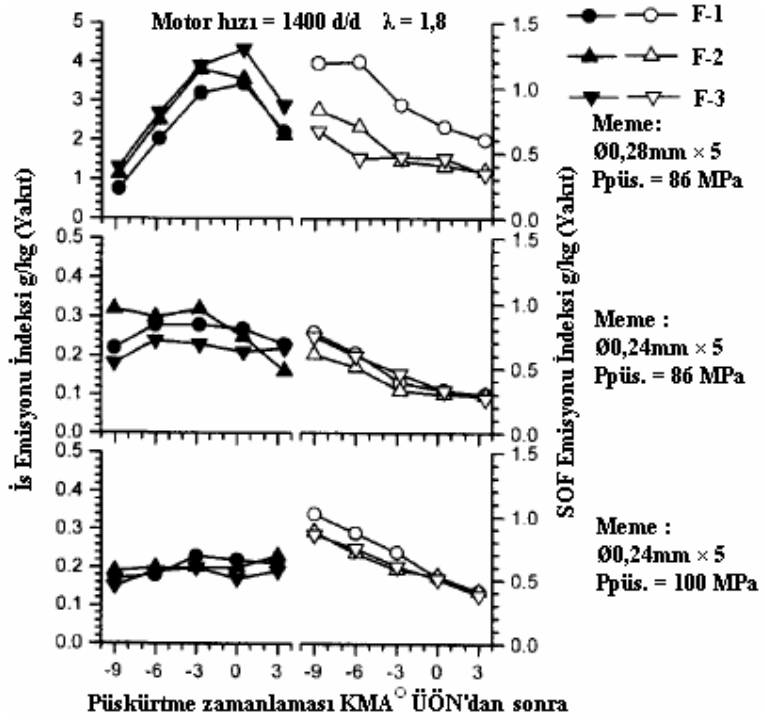
Partikül madde; is ve SOF (Eriyebilir Organik Madde) miktarının toplamından oluşmaktadır. Partikül madde miktarı 24 B değerindeki tam seyreltilmiş bir kanalda max. debisi 60m³/d olacak şekilde ölçülmüştür. Tam yüklü durumdaki sonuçlar Şekil 2.76'da ve Şekil 2.77'de, kısmi yük durumundaki sonuçlar ise Şekil 2.78 ve Şekil 2.79'da gösterilmiştir.

Tam yükte SOF miktarı 0,28 mm çapındaki memenin kullanılması durumunda yakıt yoğunluğunun azaltılması ile her bir püskürtme zamanlamasında azalmaktadır. 0,24 mm çapındaki meme üzerinde iki farklı püskürtme basıncı uygulanması durumunda partikül madde emisyonları önemli ölçüde azalırken, 0,28 mm çapındaki memeye göre is miktarında da önemli ölçüde azalma meydana gelmiştir. Bu azalışta yakıttan kaynaklanan bir farklılık gözlenmemiştir. 0,28 mm meme çapı durumunda püskürtme zamanlaması geciktikçe partikül madde miktarı artmasına rağmen, 0,24 mm meme çapı durumunda aynı gecikme partikül madde miktarını azaltmaktadır.

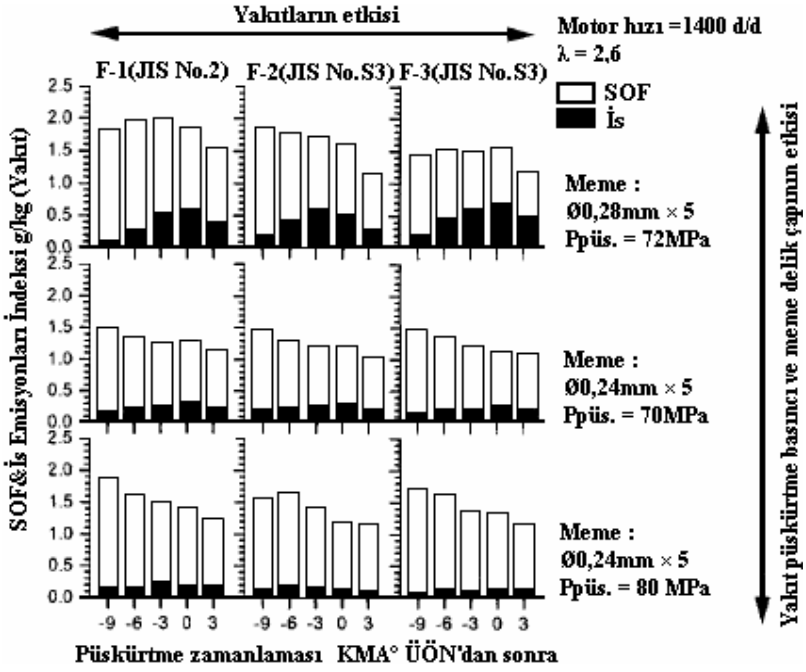


Şekil 2.76 : Tam Yükte Partikül Madde Emisyonları [14]

Şekil 2.77'den de görüldüğü gibi püskürtme zamanlamasındaki gecikmenin is miktarıyla beraber artışının sonucu olarak SOF miktarında azalış eğilimi vardır. Partikül madde miktarındaki tüm artış ve azalışlar is ve SOF olarak iki bileşen şeklinde tanımlanmaktadır.



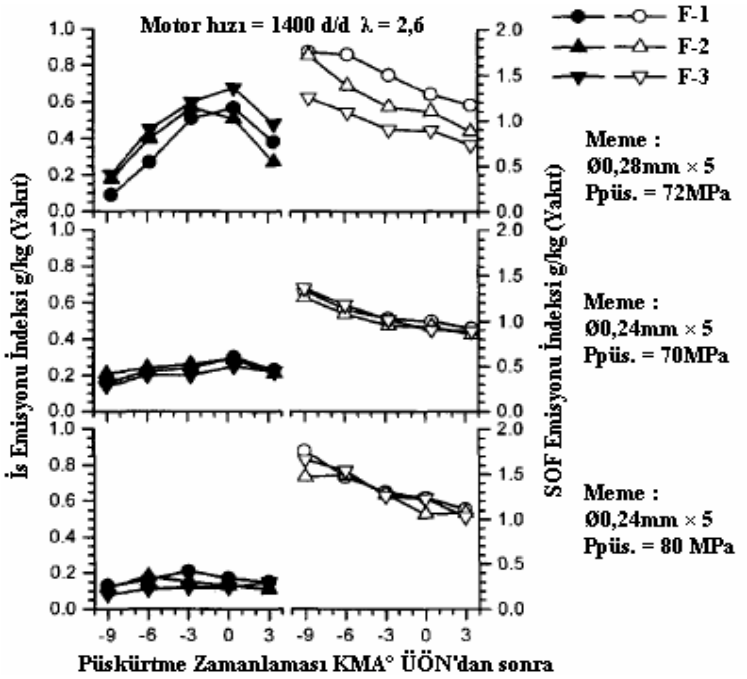
Şekil 2.77 : Tam Yükte Partikül Madde Emisyonları (SOF ve İs) [14]



Şekil 2.78 : Kısmi Yükte Partikül Madde Emisyonları [14]

Kısmi yük koşulları altında 0,28 mm meme çapı kullanılması halinde partikül madde miktarı, yakıt yoğunluğunun azalmasının bir sonucu olarak en çok %20 oranında

azalmıştır. 0,24 mm meme çapı kullanılması durumunda is ve SOF miktarında yakıttan kaynaklanan çok önemli farklılıklar gözlenmemiştir.



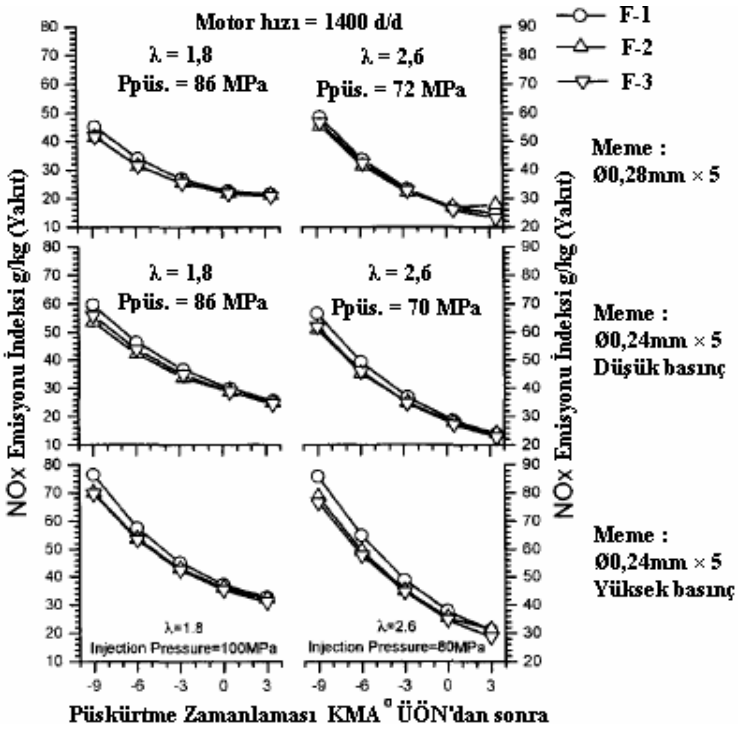
Şekil 2.79 : Kısmi Yükte Partikül Madde Emisyonları (SOF ve İs) [14]

0,24 mm meme çapında yüksek ve düşük püskürtme basıncının farklı etkileri olmuştur. Yüksek püskürtme basıncı hem kısmi hem tam yük koşullarında is emisyonlarını azaltırken SOF emisyonlarını artırmaktadır. Bu çalışmada SOF emisyonlarındaki artış püskürtme basınçlarındaki küçük farklılıklardan dolayı daha büyüktür. Püskürtme basıncı arttığında partikül madde miktarı az da olsa artmaktadır. Enjektör meme delik çapındaki değişikliklere bağlı olarak püskürtme debisi karakteristikleri de değişmektedir. Genel anlamda partikül maddenin(özellikle is içeriğinin) yakıt demet yoğunluğundaki farklılıklara bağlı olarak önemli ölçüde değiştiği düşünülmektedir. İs içeriğinin püskürtme basıncındaki artıştan dolayı azalmasının yakıt parçacıklarının daha iyi atomizasyonundan kaynaklandığı düşünülmektedir.

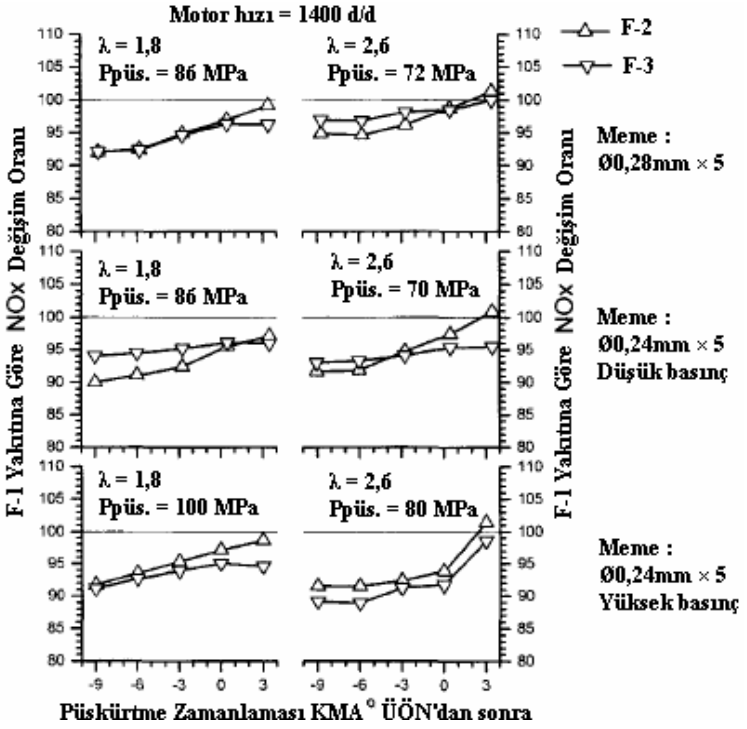
- NOx Emisyonu Üzerine Olan Etkiler

Farklı koşullardaki NOx emisyon karakteristikleri Şekil 2.80'de gösterilmiştir. F–1 yakıtının verdiği NOx emisyon değeri 100 kabul edilerek F–2 ve F–3 yakıtlarının her

bir püskürtme zamanlamasında farklı memeler için karşılaştırılması ise Şekil 2.81'de yer almaktadır.

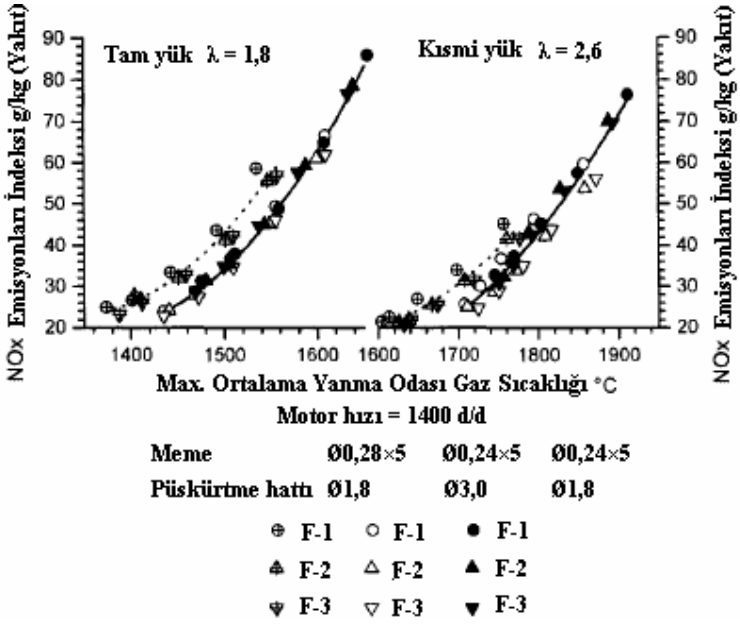


Şekil 2.80 : Farklı Koşullardaki NOx Emisyonları [14]



Şekil 2.81 : NOx Emisyonlarının Değişim Oranı [14]

Enjektör meme çapı azaldığında ya da püskürtme basıncı arttığında NOx emisyon miktarı da artmaktadır. Bu artışın yakıtın daha küçük parçalara atomize olmasından kaynaklandığı sanılmaktadır. Genel olarak püskürtme zamanlaması geciktikçe NOx emisyonları azalmaktadır. Bu değişimlerin oranı, yakıtların birbirinden farklı olan yoğunlukları ve setan sayıları ile karşılaştırılabilir. NOx emisyonları yakıt yoğunluğunun azalması sonucu max. %10'luk bir azalış gösterir. Bu fark, püskürtme zamanlamasının dikkate alınmasıyla azalırken ÜÖN'ya yakın bölgelerde devam etmemiştir.

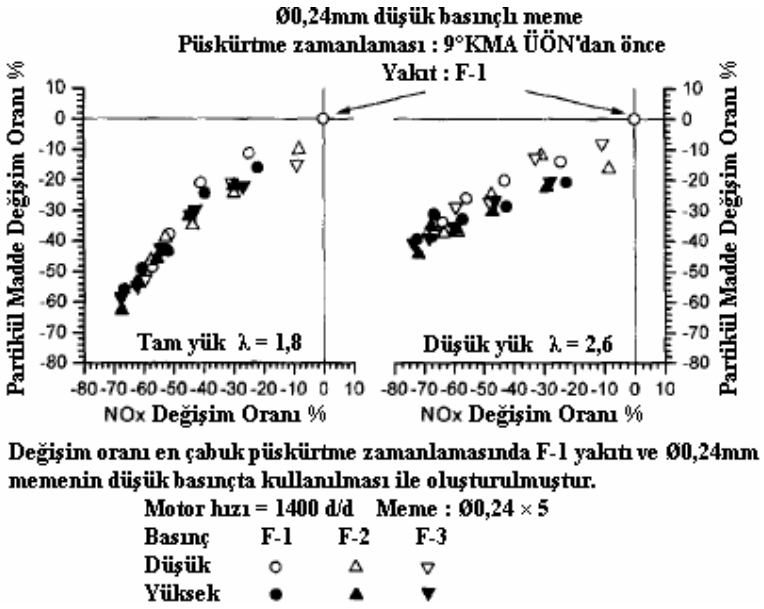


Şekil 2.82 : Ortalama Gaz Sıcaklığı ve NOx Arasındaki İlişki [14]

Oluşan bu NOx eğilimlerinin sonuçları max. ortalama silindir gazı sıcaklığının olayla ilişkilendirilmesi ile Şekil 2.82'de karşılaştırılmıştır. Buna göre her bir enjektör meme delik çapı için NOx emisyonlarının max. olduğu değer max. ortalama silindir gazı sıcaklığının oluştuğu noktadır. Farklı meme delik çaplarının farklı eğilimleri mevcuttur. Büyük meme delik çapında içeri giren kısmi hava oranı küçük meme delik çapına göre daha azdır. Ayrıca, ortalama gaz sıcaklığının aynı olduğu durumda NOx emisyonu miktarı artmaktadır. Çünkü bu durumda yüksek sıcaklıktaki bölge sayısı artış göstermektedir.

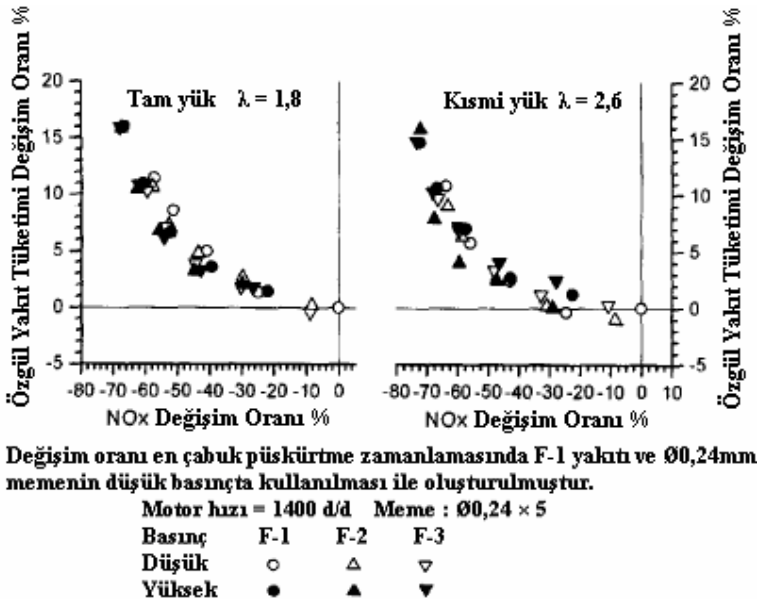
- Emisyon ve Yakıt Ekonomisinin Karşılaştırılması

Şekil 2.83'de NOx ve partikül madde emisyonlarının 0,24mm meme delik çapının kullanılması halinde karşılaştırılması gösterilmektedir. Püskürtme zamanlamasının ÜÖN'dan 9°KMA önce olduğu ve F–1 yakıtının kullanıldığı koşullar geçerlidir. Hem kısmi hem de tam yük durumunda NOx ve partikül madde emisyonları aynı anda azalmaktadır. Partikül madde emisyonlarındaki bu azalma, püskürtme zamanlamasının her iki tip meme çapındaki ve her yakıt türündeki gecikmesinden kaynaklanmaktadır. Mevcut motorda 0,28mm çapındaki memenin kullanılması partikül madde emisyonunu artırırken, NOx emisyonunu azaltmaktadır. Bunun sebebi püskürtme zamanlamasındaki gecikmedir. Püskürtme zamanlanası ÜÖN'dan sonra bile olsa 0,28mm meme çapındaki enjektörle aynı eğilimde olmaktadır. Bundan dolayı püskürtme zamanlamasında gecikme olduğunda NOx ve partikül madde emisyonlarında aynı anda azalma olabileceği düşünülmektedir. Ancak bu durumda yakıt ekonomisi kötüleşmektedir.



Şekil 2.83 : NOx ve Partikül Madde Emisyonlarının Karşılaştırılması [14]

Şekil 2.84'te NOx emisyonları ile özgül yakıt tüketiminin karşılaştırılması gösterilmektedir. Tam yük koşulunda NOx emisyonu %40, kısmi yük koşulunda ise %60 azalırken yakıt ekonomisi %5 civarında kötüleşmektedir. Aynı anda partikül madde emisyonu da %20–30 oranında düşmektedir.(Şekil 2.83)



Şekil 2.84 : NOx Emisyonu ve Özgül Yakıt Tüketiminin Karşılaştırılması [14]

Yakıt ekonomisindeki bu kötüleşmenin uygun yakıt püskürtme basıncı, yanma odası veya turboşarj emme havası ile düzeltilebileceği düşünülmektedir. Bu durumda yakıt ekonomisinde bir kötüleşme olmaksızın NOx ve partikül madde emisyonları da azalacaktır.

- Sonuçlar

a.) Daha çok is içeren partikül madde emisyonları enjektör meme çapının küçülmesi ile azalırken, yakıt yoğunluğunun partikül madde emisyonları üzerinde önemli bir etkisi yoktur.

b.) Partikül madde emisyonlarındaki farklılıklar püskürtme zamanlamasının gecikmesini azalttığından yakıt özelliklerine dayandırılabilir.

c.) NOx emisyonları yakıt yoğunluğunun azalması ile düşmektedir.

d.) Püskürtme zamanlaması geciktikçe NOx emisyonları azalmaktadır. Azalışın yakıt özellikleri ile ilgisi çok azdır.

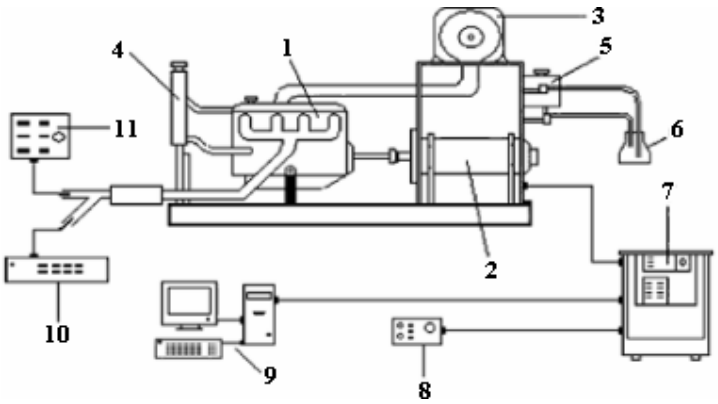
e.) Belli koşullar altında NOx ve partikül madde emisyonları yakıt özelliklerine rağmen düşebilir. Ancak bu durumda yakıt ekonomisi kötüleşmektedir.

2.8.2. Türkiye'de Yapılan Çalışmalar

Yapılan Çalışmanın adı : Ön Yanma Odalı Turbo Dizel Motorunda Farklı Püskürtme Basıncıları Altında Dizel Yakıtına Etanol Katılmasının Kullanılmasının Motor Performansına ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi

Çalışmayı gerçekleştirenler : Doç. Dr. Nazım Usta ,Pamukkale Üniversitesi, İsmet Celikten ,Gazi Üniversitesi, Arş. Gör. Özer Can, Pamukkale Üniversitesi,

Etanol farklı tarımsal ürünlerden üretilebilen , yenilenebilir alternatif bir yakıttır. Etanolün dizel motorlarda kullanım yollarında biri de etanol-dizel karışımı şeklinde kullanımıdır. Bu yöntemin en büyük avantajı dizel motorlarda hiçbir modifikasyon olmaksızın etanol kullanımına olanak sağlamasıdır. Bu çalışmada Dizel No.2 ye etanol eklenmesinin (hacimsel olarak %10 ve %15 oranında) dört zamanlı , dört silindirli ön yanma odalı turbo dizel motorda ve farklı püskürtme basınçlarında (150,200 ve 250 bar) kullanılmasının motorun performansı ve egzoz emisyonu üzerine etkileri incelenmiştir. Deneysel çalışmalar göstermiştir ki etanol eklenmesi ile CO, is ve SO_2 emisyonlarında azalma olmuştur. Diğer yandan NOx emisyonlarında ise %12,5 (%10 etanol içeren karışımda) ve %20 (%15 etanol içeren karışımda) artış olmuştur.Püskürtme basıncının artması ise özellikle 1500–2500 d/d aralığında CO ve is emisyonlarında azalmaya ve bir miktar motor gücünün düşmesine sebep olmuştur. Şekil 2.85'de deney sisteminin şematik resmi görülmektedir.



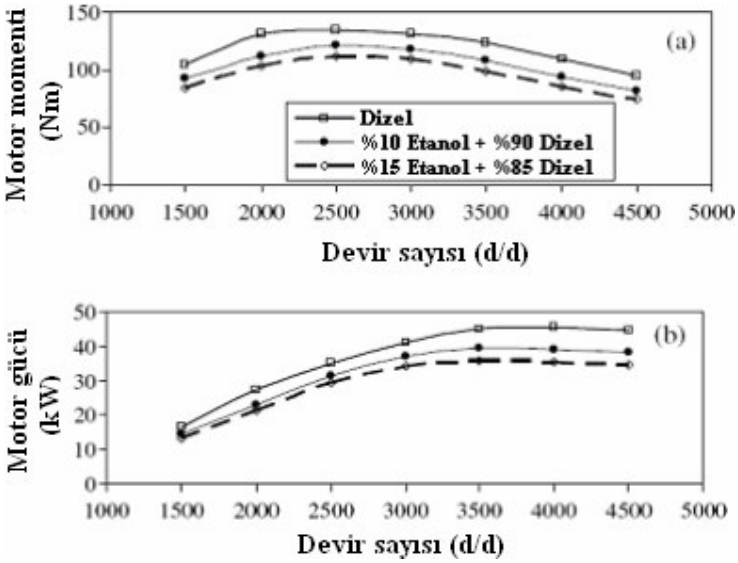
Şekil 2.85 : Deney Sisteminin Şematik Resmi : 1–Motor, 2–Dinamometre, 3–Hava Tankı, 4–Motor Soğutma Ünitesi, 5–Ana Yakıt Tankı, 6–Alternatif Yakıt Tankı, 7–Kontrol Ünitesi, 8–Elle Kontrol Ünitesi 9–Bilgisayar 10–Gaco-SN Gaz Analizörü, 11–VLT 2600-S İs Ölçer

- 150 bar pürkürtme basıncında dizel'e etanol eklenmesinin motor performansı ve egzoz emisyonları üzerine etkisi;

Şekil 2.86'da görüldüğü üzere gibi 150 bar püskürtme basıncında her iki karışım içinde dizele etanol katılması ile motor momenti ve gücünde bir azalma gerçekleşmiştir. Motor momentinde ki azalma %10 etanol içeren karışım için %12.5, %15 etanol içeren karışım için %20 olmuştur. Bilindiği üzere motorda kullanılan yakıtın alt ısıl değerinin motor gücünde büyük etkisi vardır.

Testlerde görüldüğü üzere düşük alt ısıl değere sahip etanol-dizel karışımlarının motor üzerinde hiçbir modifikasyon olmaksızın kullanılması sonuçunda motor gücünde azalma gerçekleşmiştir. Bu azalma karışımlarda bulunan etanol yüzdesi ile doğrudan bağlantılıdır. Etanolün alt ısıl değeri ve yoğunluğu dizel yakıttan sırayla %35 ve %3,5 oranında daha düşüktür. Buna göre düşük alt ısıl değer ve yoğunluk sebebiyle güç ve motor momentinde beklenen düşüş dizele her %5 etanol katılmasında %2 dir.

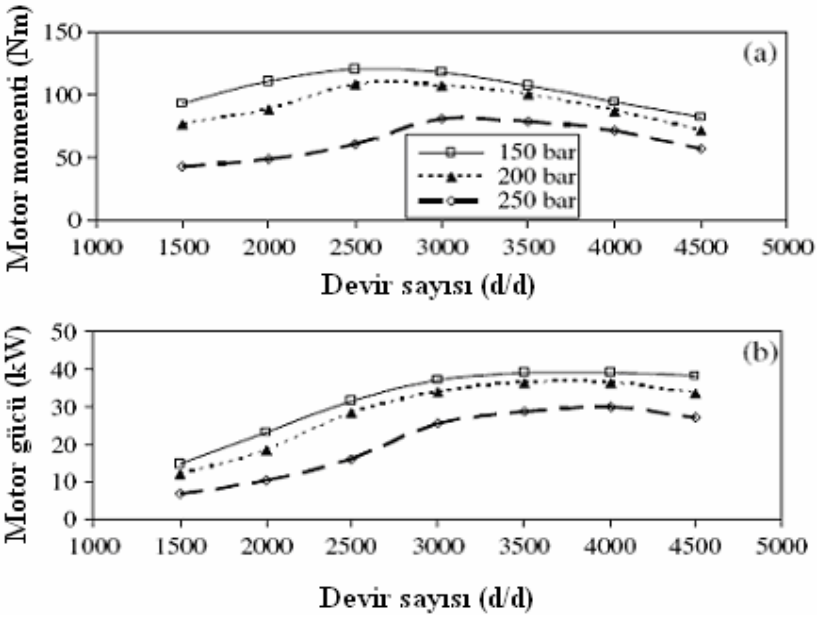
Motor gücünün % 12,5 ve %20 düşüşlerdeki bütün sorumlu alt ısıl değer ve yoğunluk değildir bunun yanında etanolün setan sayısının (5–15) dizel yakıtın setan sayısından (45–50) daha düşük olması da sorumlu olarak gösterilebilir.



Şekil 2.86 : 150 Bar Püskürtme Basıncında Dizel Yakıtına Etanol Eklenmesinin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonları Üzerine Etkisi

- Etanol-dizel (%10–%90) karışımı kullanılan dizel motorda farklı püskürtme basınçlarının uygulanmasının motor performansı üzerine etkisi

Etanol–dizel karışımları 150, 200 ve 250 bar püskürtme basınçları altında test edilmiştir. Şekil 2.87'de görüldüğü üzere 200 ve 250 bar püskürtme basınçlarında sırasıyla %12 ve %38 oranında motor gücünde ve motor momentinde düşüş gerçekleşmiştir.Etanol bu dizel yakıtlardan daha büyük buharlaşma gizli ısısına sahiptir. Bu , hava ile yakıtın buharlaşma ve karışmasında yavaşlamaya sebep olur. Fakir hava yakıt karışımı için diğer bir sebep ise püskürtme örneklerinin en uygun posizyondan sapmasıdır. Bu sapma belirli yanma sistemleri için geçerlidir.Püskürtme basınçının artması tanecik çapının azalmasına ve etanol dizel karışımın hızlı bir biçimde buharlaşmasına sebep olur. Bunun sonuçunda yakıt yanma odasının her yerine tam olarak ulaşamaz. Bu olay ise enjektör çevresindeki bölgeden başlarda hızlı bir yanmanın olmasına ve sıcaklıkların artmasını sağlar. Fakat ilk yanma belirli bir bölgede sınırlı kalması sebebiyle alev yanma odasının diğer bölümlerine ilerlemesi yavaş olur. Bu olay ısının, işe dünüşme işleminin verimsiz bir şekilde gerçekleşmesine sebep olmuştur.



Şekil 2.87 : Etanol-Dizel (%10–%90) Karışımı Kullanılan Dizel Motorda Farklı Püskürtme Basınçlarının Motor Performansı Üzerine Etkisi

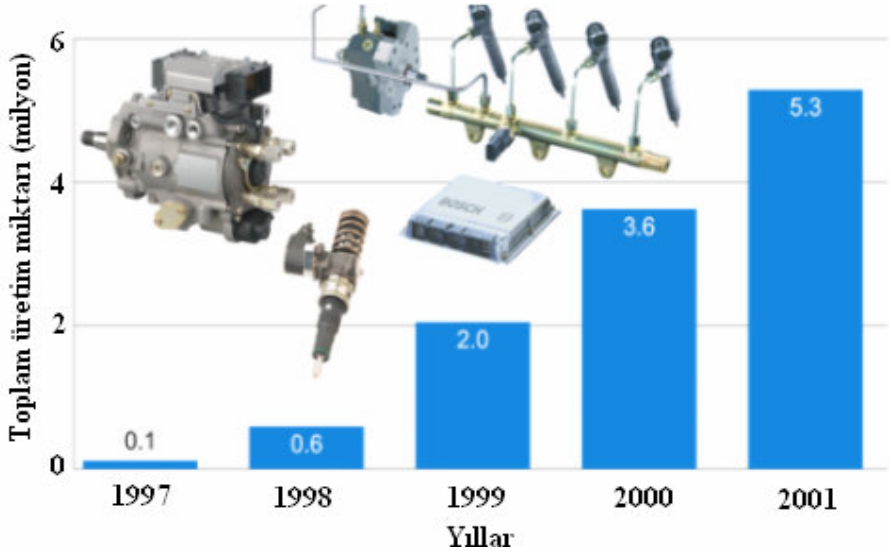
2.9. Dünya'da Common–Rail Enjektörleri İçin Yapılan Çalışmalar

Dünya'da Common–Rail enjektörlerinin geliştirilmesi için çalışan firmaların başında Bosch, Siemens, Denso ve Delphi gelir.

Bosch, otomotiv teknolojileri, endüstriyel teknolojiler, dayanıklı tüketim ürünleri ve bina teknolojileri konularında dünyanın öncü tedarikçilerinden biri olan Alman şirketidir. Günümüzde Bosch Grup bünyesinde, 230'u Almanya' nın dışında yer alan 270 bağlı şirket bulunmaktadır. Ülke temsilcilikleri ve bağlantılı şirketleri ile Bosch, 50'den fazla ülkede faaliyet göstermektedir. Şirket, ürünlerini 200'ü Almanya dışında olmak üzere dünya çapında yaklaşık 260 merkezde üretmektedir. Otomotiv teknolojisinde sahip olduğu patentlerinin sayısıyla da sektöründe lider konumdadır. Bosch, teknolojideki lider konumunu korumak ve büyümeye devam etmek amacıyla araştırma ve geliştirme çalışmalarına her yıl ciddi yatırımlar yapmaktadır. Şirketin 2004 yılında ArGe amacı ile satışlarının yüzde 7,2'sine karşılık gelen 2,9 milyar Euro harcamıştır. Otomotiv teknolojileri, 2,4 milyar Euro'luk ArGe harcamasıyla, araştırma faaliyetlerinin en yoğun gerçekleştiği iş alanıdır. Dünyanın dört bir yanında 22.000'den fazla ArGe personeli bulunan şirket, teknolojik yetkinliğini patent başvurularında da göstermektedir. Bosch, yaklaşık 2.800 buluşuyla patent başvurularında Almanya'nın ikinci büyük kuruluşudur.

Dizel motor endüstrisinin genelinde Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin avantajları kabul görmüştür. Birim enjektörün yüksek basınç üretimi ve motor momenti karakteristikleri geliştirilmiş olmasına rağmen, sadece birkaç araç üreticisi dışında (Volkswagen Grup birim enjektör sistemini kullanmaktadır) Common–Rail yakıt püskürtme sistemi çok daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Bosch Firması Volkswagen Lupo TDI ve Audi A2 TDI araçları için birim püskürtme sistemi üretmektedir. Her iki araçta PM emisyonlarındaki sınırlama ile dikkati çeken Euro 4 emisyon standartlarının yarısını yakalamıştır. İlk olarak 1997 yılında, bazı binek tipi dizel araçları için firma Common–Rail yakıt püskürtme sistemi üretmeye başlamıştır. Bu firmanın ilk Common–Rail yakıt püskürtme sistemi 135 MPa basınca sahip iken ikinci kuşak üretiminde sistem basıncını 160 MPa'a çıkarmıştır. Şu an 180 MPa basınca doğru gitmektedir. Bu firmanın birim püskürtme sistemi, yakıtı 200 MPa'nın üzerinde bir basınçla yanma odasına püskürtmektedir. Sistemin solenoid valfi, motorun çalışma şartlarına göre gerekli yakıt oranını ayarlamaktadır.

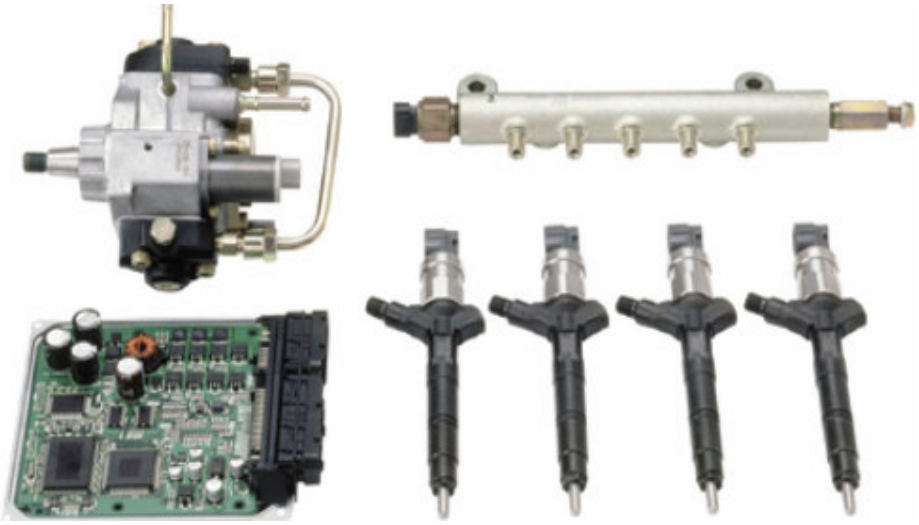
Bu firma 2000 yılında toplam 3,6 milyon Common–Rail yakıt püskürtme ve birim püskürtme sistemi üretirken, 2001 yılında bu rakam toplam 5,3 milyon olmuştur. Şekil 2.88 'de püskürtme üreticisi bir firmanın ürettiği toplam Common–Rail yakıt püskürtme ve birim sistem üretimi gösterilmektedir.



Şekil 2.88 : Bosch Firması'nın Ürettiği Toplam Common–Rail Yakıt Püskürtme ve Birim Enjektör Sistemleri [7]

Bosch ilk olarak 1997 yılında binek tipi dizel araçlar için Common–Rail yakıt püskürtme sistemleri üretmeye başlar iken bir başka firma olan Denso, 1995 yılında ağır dizel araçlar için Common–Rail üretmiştir. Avrupa'da kullanılan birçok ağır dizel araçta bu firmanın Common–Rail yakıt püskürtme sistemi kullanılmaktadır. Günümüzde bu firmanın Common–Rail yakıt püskürtme sistemi yanmayı daha iyi kontrol edebilmek ve emisyon oranlarını iyileştirmek için beş kademeli püskürtme yapmaktadır. Bu sistemde, hava yakıt karışımını daha homojen hale getirmek ve ana püskürtme fazındaki tutuşma gecikmesini kısaltmak için iki pilot püskürtme kullanılır. İki kademeli pilot püskürtme NOx emisyonlarını, gürültüyü ve titreşimi azaltır. Daha sonraki post püskürtme fazı egzoz gaz sıcaklıklarını belirleyerek katalik egzoz sisteminin veriminin artmasına yardımcı olur. Firma yetkilileri, bu üretimleriyle partikül filtresiz Euro 4 emisyon standartlarını rahatça yakaladıklarını açıklamışlardır. Firmanın sistemi yanma sonrası emisyon kontrolü için partikül filtresi, NOx emisyonunu kontrol etmek için egzoz basıncını ve sıcaklığını belirleyen sensörler kullanır. Sistemin partikül filtresi, mikro delikli ve gözenekli

seramik malzemeden yapıldığından egzoz gazındaki partikül emisyonlarını toplamaktadır.



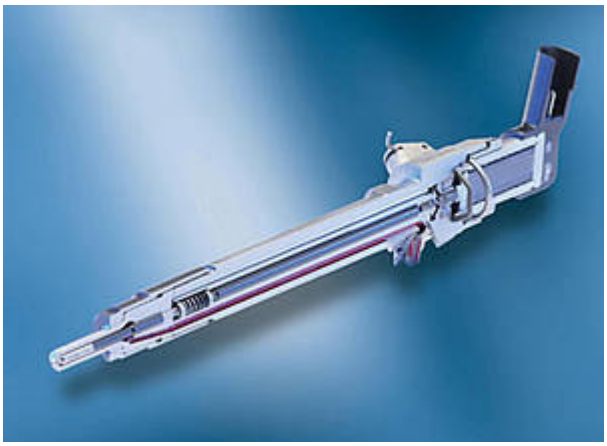
Şekil 2.89 : Denso Firması'nın Üretimini Yaptığı 180 MPa'lık Common–Rail Yakıt Püskürtme Sistemi [23]

Bu firma, 135 MPa püskürtme basınçlı Common–Rail yakıt püskürtme sistemini geliştirerek, 2002 yılında Avrupa'da 180 MPa basınca sahip Common–Rail yakıt püskürtme sistemi üretmeye başlamıştır. Şekil 2.89'da Denso firmasının üretimini yaptığı 180 MPa'lık Common–Rail yakıt püskürtme sistemi gösterilmektedir. Firma yetkilileri 2005 yılında 180 MPa'lık Common–Rail yakıt püskürtme sistemleri için piezo enjektörler üretmeyi planlamaktadır. Aynı zamanda firma, sistemdeki ana püskürtme süresinin başlangıcı ile pilot püskürtme süresinin bitimi arasındaki 4 ms'lik süreyi 1 ms'ye düşürmeyi hedeflemektedir. Bu durumdaki en büyük etken piezo kontrollü enjektörlerdir.

- Piezo Teknolojisi

Günümüzde solenoid kontrollü Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin yerini piezo tetikleyici Common–Rail yakıt püskürtme sistemi almaya başlamıştır. (Şekil 2.90) Piezo kristalinin karşılıklı iki yüzüne mekanik basınç veya titreşim uygulandığı zaman, diğer iki yüzeyi arasında bir elektriksel gerilim farkı elde edilir. Elektrik kristale iletildiği zaman kristal kafesi birkaç mili saniye içerisinde genişler. Malzeme deşarj olduğu zaman orijinal boyutlarına geri döner. Bu özellik piezo etki olarak bilinir. Bu özelliği ile basınç ve titreşim gibi mekanik büyüklüklerin ölçümünde kullanılmaktadır. Piezo–elektrik tetikleyiciler, kristallerin bu davranışını

kullanan anahtar elemanlardır. Enjektör üreticileri piezo elektriğin bu karakteristiklerini kullanarak püskürtme valflerindeki yakıt akışını kontrol edebilmektedir. Piezo Common–Rail yakıt püskürtme sistemi ile yanma çevrimi boyunca yakıt birkaç kademede püskürtülebilmektedir.



Şekil 2.90 : Piezo Enjektör [23]

Piezo enjektörlü Common–Rail yakıt püskürtme sistemi, direkt püskürtme sistemi türünün otomotiv endüstrisindeki ilk örneğidir Dizel motorların verim ve güç değerlerini arttırarak Common–Rail teknolojisini bir adım daha ileri götürmüştür. Siemens'in geliştirdiği piezo enjektörlü Common–Rail teknolojisi ile ABD'deki dizel araçların katı emisyon kurallarına uyumluluğu arttırılmıştır.

Standart selonoid tetiklemeli sistemler tetikleme için manyetik kuvvet yaratan elektriksel yükler kullanılar. Piezo enjektörlü Common–Rail yakıt püskürtme sistemleri daha hızlı cevap verebilmeyi sağlayan piezo elektrik kristal kullandıklarında eski sistemden daha etkilidirler. Bu kristaller elektriksek yük uygulandığından hemen genişlerler ve motora doğru olan yakıt akışını daha dakik bir şekilde sağlarlar. Bu uygulama standart selenoid tetiklemeli sisteme göre yakıt akışını dört kat daha çabuk kontrol edilebilir bir sistemdir. Bu sistem yanma prosesi boyunca uygun bir püskürtme kontrolü sağlar.

Piezo enjektörlerin daha çabuk püskürtme yapması sonucu olarak motorun sadece daha temiz ve gürültüsüz çalışması değil daha da güçlü olması sağlanır.

Piezo enjektörlerin kulanılması enjektör iğnesindeki hareketli kütlelerin her bir durumda 16 gramdan 4 grama kadar indirilmesini mümkün kılmıştır. Bu durum enjektör iğnesi hızının daha yüksek olmasına izin veren başlıca sebeptir.

Yanma çevrimleri başına püskürtme prosesi sayısı isteğe bağlı olarak piezo teknolojisi ile çeşitlendirilebilir.

Örneğin 3 lt silindir hacmine V6 turbo dizel motorunda çevrim başına 5 püskürtme prosesi bulunmaktadır. Ana püskürtmeye ek olarak düşük hız bölgesinin sonunda iki ön (pilot) püskürtme ve orta hız bölgesinde tek ön (pilot) püskürtme yer alır. Bunun üstüne tek bir geç (post) püskürtme 2500 d/d'da ve kısmi yükte yer almaktadır. Bu geç püskürtme daha düzgün bir yanma prosesi ile emisyonların azaltılmasını sağlar. Bosch' un bu zamana dek üretmiş olduğu 1. nesilde 1350 ve 2. nesilde da 1600 barlık basınçlar sözkonusudur. Daha önceki nesillerde manyetik bobin tarafından kumanda edilen enjektörler, üçüncü nesilde piezoelektrikli kristallerle uyarılmaktadır. Piezoelektrikli uyarıcılar, enjektör memesini saniyenin onbinde biri kadar zamanda tetikleyebilmektedir.

Yeni Common–Rail yakıt püskürtme sistemiyle zararlı madde emisyonları motor dahilinde, piyasada mevcut, solenoid veya manyetik piezo teknolojisini kullanan tüm sistemlere göre % 20'ye varabilen bir oranda azaltılabilir. Yeni nesil Common–Rail enjektörlerinde püskürtme valfi artık manyetik bobini tarafından kumanda edilmemektedir. Bunun yerini, elektrisel bir alanda genleşme özelliğine sahip piezoelektrikli kristallerden oluşan, tetikleme hızı yüksek bir uyarıcı almıştır. Bosch, bu avantajdan tam olarak yararlanabilmek için uyarıcı enjektör gövdesine entegre etmiştir – "piezo enjektörü" ismi de buradan gelmektedir. (Şekil 2.91)

Şimdiye kadar bilinen tüm konseptlerin aksine piezo paketinin hareketi, çabuk tetikleyen meme iğnesine herhangi bir mekanik eleman olmadan sürtünmesiz olarak aktarılır. Bu da püskürtme miktarının daha hassas bir şekilde ayarlanmasına olanak tanır ve dolayısıyla yanma sırasında oluşan zararlı maddeleri, konvansiyonel piezo enjektörlere kıyasla da önemli ölçüde azaltır. Bosch'un halen Volkswagen grubu otomobilleri için ürettiği birim enjektör (Unit Injector) sistemi, 2050 bar'lık püskürtme basıncıyla şu an kullanılan sistemler arasında en yüksek basıncı üretebilmektedir. Bosch, 2005 yılının ilk yarısında, eş eksenli kademeli enjektör memesi ile donatılan bir birim enjektör sistemini (UIS) seri üretime almıştır. Bu

yenilik, motorların gücünü artırırken aynı zamanda daha sessiz ve temiz olmalarını sağlamıştır. Bu tip enjektör memesi ile yapılan deneylerde, kısmi yük altında partikül ve azot oksit emisyonlarında % 25 – 40 oranında bir azalma görülmüştür.

Şekil 2.91 : Bosch Piezo Enjektör [68]

Teknolojiler kadar bu teknolojilerin bakım ve onarımı da önemli bir konudur. Yüksek teknoloji, üst düzeyde insan gücünü ve teknik bilgiyi de gerektirmektedir. Otomobillerin yüksek teknolojiye sahip sistemler ile donatılmaları, bu araçlara servis hizmeti verecek personelin güncel bilgi ve uygulamalara hakim olmalarını artık olmazsa olmaz bir gereksinim haline getirmektedir. İşte bu çerçevede Bosch, dizel araç sahiplerine profesyonel ve kurumsal hizmet verebilmek amacıyla, 14 adet Bosch Diesel Center açmıştır. Bu merkezlerde tüm dizel araçların bakım ve onarımı yapılabilmektedir.

3. Nesil Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin teknolojik açıdan mükemmelliği öncelikle 1600 bar basıncı korumuş olmasıyla kendini göstermektedir. Sistemin en belirgin özelliği olan "hidrolik hızlılık" değeri, piezo enjektörünün yüksek düzeydeki entegrasyon düzeyi yani piezo tetikleyicisinin enjektörün ucunda bulunan meme

iğnesine yakınlığından kaynaklanır. Hareketli parçalar yüzde 75 oranında azaltılmış, yani meme iğnesinde oynayan 4 hareketli parça sayısı 1'e indirilmiştir. Bunun sonucunda ; piezo enjektörü piyasada mevcut olan solenoid valfli enjektörlerden iki kat daha hızlı hale gelmiştir. Alışılagelmiş Common–Rail tekniğinde her ana püskürtme işlemi en fazla beş yada yedi püskürtmede gerçekleşirken, 3. nesil Common–Rail ile motor geliştiren üreticilerin püskürtme işlemini istediği sayıda ve en uygun şekilde gerçekleştirme özgürlüğü vardır. Kısmi yüklerde püskürtme miktarı daha hassas bir şekilde ayarlanabilmektedir. Böylece püskürtme miktarları yükleme bölümünde daha hassas ve küçük miktarlarda depolanabilmektedir. Bunun sonucunda dizel motor emisyonları % 15–20 oranında azalmakta, buna ek olarak motor gücü % 5–7 oranında artarken, motor gürültüsü de 3dB(A) olarak azalmaktadır.

Dizel motorlarda en yeni yüksek basınçlı püskürtme sistemleri için geliştirilmiş piezo enjektörler teknolojinin en önemli göstergesidir. 3. nesil ile üretilmiş ilk otomobiller 2003 Eylül ayında Frankfurt 'ta düzenlenen Uluslararası Otomobil Fuarı IAA'da sergilenmiştir. Bosch' un dizel sistemlerinden sorumlu genel müdürü Dr. Bernd Bohr, bu zamana kadar tatbik edilmiş tekniklerden magnetventil ve yeni teknolojiyle üretilen piezo enjektörleri arasındaki belirgin farkları Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin 3. nesil piezo enjektörlerini daha hızlı, hassas ve küçük olarak tanımlamaktadır. 3. Nesil Common–Rail'e yapılan geçiş ile birlikte otomobil üretici firmalara motor geliştirme sırasında daha geniş bir hareket alanı sağlanmaktadır. Araç sahipleri, bu gelişimi düşük emisyon değerleri, daha az yakıt tüketimi ve son olarak da gittikçe sessizleşen dizel motorlar ile fark etmektedirler.

Bosch Bamberg işletmesinde başlayan piezo enjektörlerin üretimi dizel tekniğinin binek araçlardaki kullanımının giderek arttığı bugünlerde dizel teknolojisi için çok önemli bir adım olmuştur. 2050 bara olan kadar püskürtme basınçlarının elde edilmesinde, araştırma–geliştirme ve seri üretimde çok yüksek teknolojiler gerekmektedir. Bosch günümüzde dünya çapında otomobil şirketlerine Common–Rail enjektör üretmektedir. Sadece 2003 yılında ürettiği 5 milyonun üzerinde Common–Rail enjektör ile teknolojiyi yönlendiren bir şirket konumundadır. 3 silindirli Smart'tan 8 silindirli yüksek sınıf otomobiller olan BMW, Mercedes –Benz ve Audi'ye kadar pek çok marka için dizel sistemleri üretmektedir. Bunun dışında;

Volkswagen'ın aynı motor güçlerine sahip Pheaton ve Tuareg modellerinin dizel motorları, V10 TDI ve Bosch'un VW için ürettiği yüksek basınçlı püskürtme sistemleri, birim enjektörler ile donatılmaktadır.

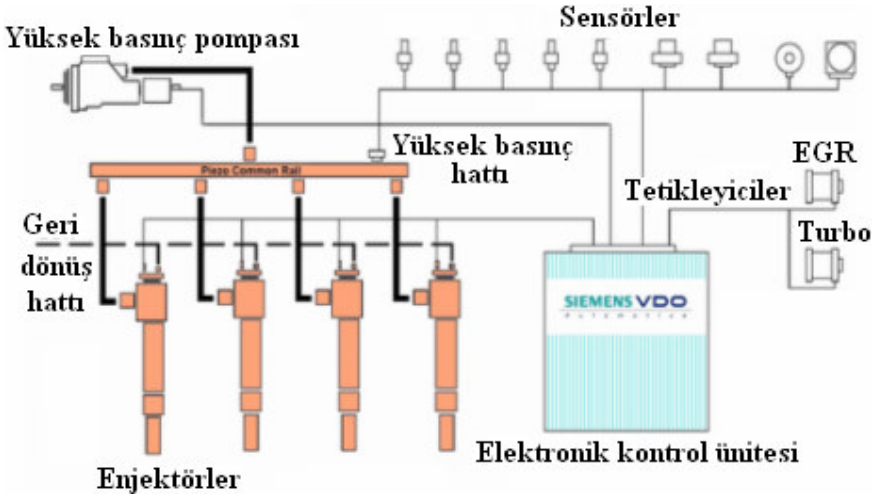
Bosch tarafından 2003 yılında piyasaya sunulan 3. nesil Common–Rail yakıt püskürtme sistemi, yenilikçi piezo teknolojisi ve 1600 barlık maksimum püskürtme basınçlarıyla, yürürlükteki AB4 sınır değerlerine daha şimdiden, ek bir egzoz arıtması gerektirmeden uyum sağlayabilecek durumdadır. Bosch, karışım hazırlama işlemini daha da optimize ederek, AB5 standardının gerektirdiği daha düşük ham emisyonlara ulaşmak hedefiyle, 2000 bara varan sistem basınçlarına izin veren piezo Common–Rail yakıt püskürtme sistemini geliştirmeyi ve piyasaya çıkarmayı planlamıştır. Bosch buna ek olarak, hidrolik takviyeli bir dizel enjektörün kullanıldığı 4. nesil Common–Rail yakıt püskürtme sistemini geliştirmştir. Bu hidrolik takviyeli dizel enjektör (Hydraulically amplified diesel injector HADI), sistem içerisinde hüküm süren basıncı güçlendirerek 2500 bara varan püskürtme basınçlarını mümkün kılan bir aktarma pistonu kullanılmaktadır. Dr. Dohle bunu, " Bu yeni teknoloji böylelikle Common– Rail yakıt püskürtme sisteminin kendi içinde belirgin ölçüde daha düşük basınçla çalışma ve gerekli çok yüksek basıncı ancak enjektör içerisinde üretme imkanını yaratıyor " şeklinde açıklamaktadır.

Dizel emisyonlarının daha da fazla azaltılması amacıyla temiz ve tutumlu dizel motorları için yenilikçi teknolojiler üreten Bosch Dizel Sistemleri Faaliyet Alanı Yönetim Kurulu Başkanı Dr. Ulrich Dohle, Almanya Boxberg'de gerçekleşen motorlu araçlar seminerinde 4. Nesil Common–Rail yakıt püskürtme ve birim enjektör sistemleri hakkında bilgi vermiştir: "Modern dizel motorlar, düşük devirde ürettikleri yüksek motor momenti ve düşük yakıt tüketimleri sayesinde gittikçe daha fazla rağbet görüyor." Bu gözlem, Bosch Dizel Sistemleri Faaliyet Alanı Yönetim Kurulu Başkanı Dr. Ulrich Dohle'ye aittir. Stuttgart'lı otomotiv yan sanayi kuruluşunun 2006 haziran ayı başında Boxberg'de düzenlediği Motorlu Araçlar Basın Semineri'nde konuşan Dr. Dohle, dizel motorlarının zararlı madde emisyonlarını daha da düşürmek ve böylelikle bu motorları daha fazla çevre dostu kılmak üzere, Bosch'un çok sayıda teknolojik geliştirme projesi üzerinde çalışmaya devam ettiğini belirtmiştir.

Common–Rail yakıt püskürtme sistemlerinin yanı sıra birim enjektör (pompa meme ünitesi) sisteminin geliştirilmeye devam edilmesi üzerinde de çalışılmaktadır. Bosch tarafından tasarlanan en yeni nesil (UIS3), bir yerine iki aktivatörün kullanımı yoluyla, püskürtme sürecini çok geniş bir ayarlama aralığı ile düzenleyebilmektedir. Püskürtme sistemlerinin potansiyelinden en iyi şekilde yararlanabilmek üzere Bosch, 2007 yılında seri üretimine başlanacak olan yeni bir kontrol ünitesi (EDC17) geliştirmektedir. Devir sinyalleri yardımıyla, sistem her silindir içerisindeki püskürtme parametrelerini analiz edebilmekte ve gerektiğinde ayarlanabilmekte; sistem, motordan doğrudan geri bildirim almasından yararlanan, basit ve kolaylıkla farklı motorlara uyarlanabilecek bir düzenlemeye izin vermektedir. Böylelikle hassasiyet ve mekanik aşınmaya karşı dayanıklılık en üst seviyeye çıkmaktadır.

Dizel motorunda azot oksitlerin indirgenmesi için NOx biriktirme katalizatörleri (NSC) ya da SCR sistemleri kullanılır. SCR sistemlerinde, azot oksitleri azot ve suya dönüştürmekte kullanılan "AdBlue" indirgeyici maddeye ihtiyaç duyulur. Bosch, bu SCR sistemleri için dozaj üniteleri ve düzenleyici çözümler geliştirmektedir. Bu sayede % 85'e varan dönüşüm oranına sahip, son derece etkili bir denitrifikasyon gerçekleştirilebilmektedir.

Dünya'da Common–Rail enjektörlerinin geliştirilmesi için çalışan firmalardan biri de Siemens'tir. Firma piezo enjektörlü Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin üretimine başlamıştır.(Şekil2.92)



Şekil 2.92 : Siemens Firması'nın 24.Viyana Motor Sempozyumu'nda Tanıtımını Yaptığı Üçüncü Kuşak Piezo Common–Rail Yakıt Püskürtme Sistemi [43]

Firma yetkilileri yaptıkları açıklamalarda piezo kontrollü Common–Rail yakıt püskürtme sistemini 2004 seri dizel araçlarda kullanmaya başladıklarını ve piezo kristal donanımlı Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin, solenoid enjektörlü sistemden çok daha hızlı olduğunu belirtmişlerdir.

Bu firmanın ilk Common–Rail yakıt püskürtme sisteminde enjektör yakıt hacminin tamamı pilot püskürtme ile ana püskürtme arasında dağıtılmaktaydı. Firma yeni piezo Common–Rail yakıt püskürtme sistemi ile yanma çevrimi boyunca yakıtı birkaç kademede püskürtme yapmayı hedeflemektedir. Bu teknoloji, yakıtı çok küçük miktarlarda püskürten iki ayrı pilot püskürtme, bu püskürtmeleri takip eden ana püskürtme ve daha sonra yine çok küçük miktarlarda yakıt püskürten iki ayrı post püskürtmeden oluşur. Daha öncede belirtildiği gibi sistemindeki pilot püskürtme, yanma sırasında oluşan basıncın, silindirde düzgün dağılımına yardımcı olarak ses emisyonlarının azalmasını sağlar. Sistemdeki post püskürtme ise HC ve PM emisyonlarının azalmasına yardımcı olur. Sisteminin enjektör delik çapı 0,12mm, toleransı 0,003 mm'den daha küçüktür. Hacim kontrollü yüksek basınç pompası yaklaşık %95 verime sahiptir. Sistemin elektronik kontrol ünitesi 16 bit olup araca monte edilmiştir. Gelecek üretimlerde ECU'nun 32 bit olması hedeflenmektedir. ECU -40 ile +85°C arasında çalışmakta, bu aralık 105°C'ye genişletilebilmektedir.

Daha iyi ve daha hedefli bir yakıt püskürtülmesini sağlamak için Siemens piezo Common–Rail enjektör sistemleri daha dakik bir yanma prosesi oluşmasını sağlamıştır. Oluşan bu yanma prosesi dizel motorda verimi arttırdığı gibi emisyonların azalmasına sebep olmuştur. Gelişen teknoloji ile piezo Common–Rail yakıt püskürtme sistemi, yeni nesil dizel motorların 2007'de yürürlüğe girecek katı emisyon düzenlemelerine uyumlu olmalarını sağlayacaktır. Sonuç olarak daha verimli ve daha sessiz yanma çevriminin yaratılması ile piezo Common–Rail yakıt püskürtme sistemi Kuzey Amerikan pazarında dizel binek araçlara ve hafif ticari araçlara olan talebi artıracaktır.

Siemens'in piezo tetiklemeli enjektörleri yakıtın yedi farklı zamanlama ile püskürtülmesine izin verir. Ön (pilot) püskürtmeler yanma odasındaki basıncı arttırdığı gibi motor sesini de azaltmaktadır. Geç (post) püskürtmeler egzoz gazının iyileştirilmesi, egzoz gazı sıcaklığını ve egzoz gazındaki hidrokarbon içeriğini

azaltmak için kullanılabilir. Siemens'in piezo enjektörler 0.1 mm'den daha küçük çapa sahip olup sayıları 10 adete kadar çıkabilen iğne deliklerine sahiptirler. Bu durum hava ile daha iyi bir karışım sağlayacağından yakıtın daha iyi atomize olmasını sağlar. (Şekil 2.93)

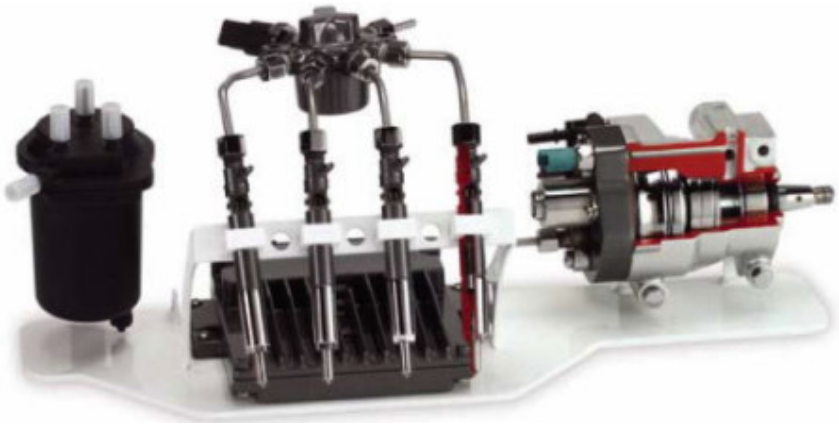
Şekil 2.93 : Siemens Piezo Enjektör [43]

Common–Rail yakıt püskürtme sistemi bir başka yakıt püskürtme üreticisi firma olan Delphi de önemli bir yere sahiptir. Bu firma Avrupa'daki Common–Rail yakıt püskürtme sistemleri pazarının yaklaşık olarak %20'sine sahiptir. Şekil 2.94'te küresel tip Common–Rail yakıt püskürtme sistemi gösterilmektedir.

Firma yetkilileri 140 MPa Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin bir piezo sistem içermemesine rağmen piezo sistemi ile aynı hızda ve aynı hassasiyetinde çalıştığı, maliyet ve riskinin piezo sisteme göre daha az olduğu belirtilmektedir. Bu firma da 200 MPa 'lık basınca sahip piezo tetikleyicili Common–Rail enjektörü geliştirme çabası içerisindedir.

Bu firma özellikle üç teknolojiye sahip olduğunu vurgulamaktadır. Birincisi; pompanın kenarında basınç kontrol valfinden daha hassas bir yakıt giriş ölçüm valfi vardır. Yakıt girişi ölçüm valfi sisteme giren yakıt basıncını ve miktarını kontrol eder, böylece yüksek basıncın gereksiz olduğu durumlarda sistem daha az enerji harcar. Ayrıca diğer firmaların Common–Rail yakıt püskürtme sistemlerinde sabit miktarda yakıt rail'e gönderilir iken bu sistemde gereken miktarda yakıt rail'e gönderilir. Diğer sistemlerde basınç kontrol valfi, artan basınçlarda kontrol valfini açarak geri dönüşüm hattıyla yakıtı tanka geri gönderir, bu yüzden bir iş kaybı meydana gelmektedir. Firmanın sistemi ise yüksek basınçlı yakıtın kontrolünde daha etkilidir. Yüksek basınçlı sıcak yakıtı, yakıt tankına yönlendirmek çok zor olduğundan yakıt girişi ölçüm valfi sisteme giren yakıtı elimine ederek sıcak yakıtı, yakıt soğutma kısmına doğru yönlendirir. İkincisi; hız ölçüm tabanlı besleme

sistemidir. Bu sistemde enjektörler doğru miktarda pilot yakıt dağıtarak aracın ömrünü uzatır. Enjektörler doğru miktarda pilot yakıt dağıtamaz ise motor aşırı derecede gürültülü çalışır. Hız ölçümlü pilot kontrol bir yanma besleme sistemidir. Değişen şartlarda yanma ve püskürtme ayar kalitesi analiziyle motor gürültü seviyesini kontrol eder. Hız ölçümlü pilot kontrolde her bir enjektör birbirinden bağımsız hareket eder. Firma pilot püskürtmeyi kontrol etmek için solenoid enjektör teknolojisini kullanmaktadır. Her bir enjektörün içerdiği solenoid firmanın üçüncü teknolojisidir. Diğer firmalar solenoidin tetiklenmesinde yüksek voltaj kullanırken firmanın sistemi 14 V'luk enerji kullanır. Aynı zamanda solenoidleri büyük olduğundan ince enjektör gövdesinde uygun bir dizayna sahip değildir. Bunlar bu firmanın enjektör sistemlerinin avantajıdır.



Şekil 2.94 : Küresel Tip Delphi Multec DCR [26]

Firmanın 140 MPa Common–Rail yakıt püskürtme sistemi birçok binek dizel araçlarında kullanılmıştır. Firmanın küresel rail kullanmasının amacı enjektörler arasında hidrodinamik benzerlik oluşturmaktır iken bir başka dizel binek aracında düzlemsel rail kullanmıştır.

- Common–Rail Yakıt Püskürtme Sistemi Jenerasyonları

Bosch'un ürettiği Common–Rail–Teknolojisi ilk olarak 1997 yılında Mercedes tarafından C–Sınıfı'nda ve Alfa Romeo tarafından da 156 modelinde kullanılmıştır. Bu sistem ile araçlar sadece daha tasarruflu olmakla kalmamakta, aynı zamanda daha sessiz ve çevreye daha duyarlı hale gelmektedirler.

Common–Rail sistemleri; BMW, Audi ve Daimler Chrysler'in sekiz silindirli motorlarından üç silindirli Smart'a, Fiat'tan, Iveco'ya, PSA'ya (Peugeot–Citroen) ve Renault'ya kadar dünyanın önde gelen tüm üreticileri tarafından tercih edilmektedir. Bu markalar dışında, Common–Rail yakıt püskürtme sistemlerini tercih eden otomobil üreticisi sayısı her geçen gün artmaktadır.

Otomobil üreticilerinin Common–Rail uygulamaları aşağıdaki kısaltmalarla anılır.

a.) Hyundai : CRDI
b.) Daimler–Chrysler :CDI
c.) Ford: TDCi
d.) Fiat : JTD
e.) Renault : DCi
f.) GM/Opel : CDTi
g.) Mitsubishi : DI–D
h.) PSA : HDI
i.) Toyota : D–4D
j.) MAN : D–20

1. Common–Rail Jenerasyonu (1997 – 2005)

- 1350 bar püskürtme basıncı (Ağır iş kamyonları için 1400 bar)
- Euro III yönetmeliklerine uygun uygulamalar
- Pilot püskürtme ile düşük motor sesi
- Üçten sekiz silindire kadar değişik uygulamalar
- İlk kullanıldığı araçlar; Alfa Romeo Mercedes – Benz ve Renault (RVI)

2. Common–Rail Jenerasyonu (2001 – 2010)

- 1600 bar püskürtme basıncı (Ağır iş kamyonları için 1600 bar)
- Euro IV yönetmeliklerine uygun uygulamalar
- İki pilot püskürtme ile daha da düşük motor sesi
- Derli toplu enjektör
- 4–5 kez püskürtme
- Yakıt ölçümlü yüksek basınç pompası
- Yakıt ekonomisi ve güçte artış
- İlk kullanıldığı araçlar; Volvo, BMW, MAN

3. Common–Rail Jenerasyonu (2005 – 2010)

- Piezo enjektörler (İlk kez Audi A8'in V6 dizel motorunda kullanılmıştır.)
- 1800 bar püskürtme basıncı
- Performansı artırılmış, yakıt ölçümlü yüksek basınç pompası
- Egzoz emisyonlarında % 20 azalma
- % 5 güç artışı
- Yakıt tüketiminde % 3 azalma
- Motor sesinde 3 dB azalma
- İlk kullanıldığı araç; Audi

4. Common–Rail Jenerasyonu (2007 – 2010)

- 2000 bar püskürtme basıncı
- Basınç yükseltici (Amplifikatör)
- Yeni kontrol fonksiyonları

2.10. Türkiye'de Common–Rail Enjektörleri İçin Yapılan Çalışmalar

Bosch, ürünlerini 1910 yılından bu yana Türkiye'de pazarlamaktadır. Bursa yerleşimi 1971 yılında kurulmuş olup, Bosch'un Türkiye'deki ilk endüstriyel faaliyeti 1972 yılında enjektör memesi üretimiyle başlamıştır. Bursa tesisleri o tarihten bu yana birkaç defa genişletilmiştir. Böylelikle halen işletimde olan iki tesisin toplam kapalı alanı 92.000 metrekaredir. Bu tesislerde yaklaşık 3000 kişilik bir ekip ile enjektör memeleri, komple enjektörler ve Common–Rail ve birim enjektörleri olmak üzere dizel püskürtme sistemlerine yönelik ürünler imal edilmektedir. Bu üretimin büyük bir bölümü 30'dan fazla yurtdışı araç üretici firmanın ihtiyacını karşılamak üzere ihraç edilmektedir. Bosch Bursa, ABD, Almanya, Fransa, İngiltere ve yurtiçi araç üreticilerinin proje ve uygulamalarını yürüttüğünden dolayı Bosch'un dünya faaliyetleri içerisinde dizel sistemleri konusunda önde gelen bir yetkinlik merkezi konumundadır.

Türkiye'de 1910 yılında verdiği bir temsilcilikle faaliyetlerine başlayan Bosch Grubu, bugün 6 ayrı kuruluşu kapsamaktadır. Bosch Sanayi ve Ticaret A.Ş. ve Bosch Fren Sistemleri San. ve Tic. A.Ş.'den oluşan otomotiv yan sanayii Bursa'da 3 farklı noktada yerleşik fabrikaları ile üretim yapmaktadır.

Otomotiv odaklı faaliyet gösteren Bosch Sanayi ve Ticaret AŞ, 1971 yılından bu yana ürünlerini Türkiye'de pazarlamakta ve Bursa'da 2 fabrika ile hizmet vermektedir. Bunlardan birincisi Bursa Organize Sanayi Bölgesinde yer alan dizel sistemleri fabrikasıdır. Bu fabrikada enjektör, enjektör kütüğü kombinasyonu, 2001 yılında üretimine geçilen Common–Rail yakıt püskürtme sistemleri için enjektörler üretilmektedir. Yine aynı bölgedeki ikinci fabrika ise 2002 yılında üretimine geçilen birim enjektörlerini üretim gamında bulundurmaktadır.(Şekil 2.95)

Şekil 2.95 : Bosch'un Türkiye'deki Common–Rail Enjektör ve Birim Enjektör Fabrikaları [67]

Diğer bir fabrika ise Bursa Ovaakça mevkiinde kurulu olup, Bosch Fren Sistemleri San. ve Tic. A.Ş., hidrolik fren sistemleri için komponentler imal etmektedir. Bosch Rexroth, Bursa'da yeni fabrika inşası bitmiş , 2005 yılı sonlarında üretime geçmiştir.

1988'den bu yana İstanbul'da faaliyet gösteren Bosch Sanayi ve Ticaret A.Ş.' nin satış ve pazarlama merkezi otomotiv yedek parça, test ve muayene cihazları, Blaupunkt araç multimedya sistemleri ve elektrikli el aletlerinin Türkiye ve Türki Cumhuriyetleri'ne dağıtımından sorumludur. Türkiye'deki Dizel Sistemleri faaliyet alanı, dünyanın en iyileri arasında yer alan ürün, sistem ve hizmetler geliştirmektedir. Dizel motorunun tarihi "Bosch" ismine ayrılmaz bir biçimde

bağlıdır. 1927 yılında Bosch'un ürettiği ilk seri üretim sıra tip püskürtme pompası dizel motorlarını yollara taşımıştır. Bu buluş, gemilerde ve sabit motorlarda olduğu kadar tüm kara taşıtlarında da dizel motorunun gelişiminin başlangıcını belirlemiştir.

3.nesil Common–Rail yakıt püskürtme sistemi 2007'de Bursa'da geliştirilen yeni teknolojilerle Common–Rail Teknolojisine sahip binek dizel araç motorları için 2007 yılında ABD' de geçerli olan ve zor ulaşılan US07 sınır değerlerine erişebilmek mümkün olacaktır. Gelişmiş teknolojik alt yapısıyla tüm Bosch fabrikaları içinde ayrı bir yere sahip olan Bursa Fabrikası da 2007 yılından itibaren 3. Nesil Common–Rail Enjektörü üretmeye başlayacaktır. Piezo enjektörü, dizel motor emisyonlarını % 15 – 20 oranında azaltırken, motor gücünü % 5 – 7 oranında artırıp, motor gürültüsünü de 3dB azaltmaktadır.

AB4 emisyon standardının yürürlüğe girmesinden sonra, 2010 yılından itibaren geçerli olacak olan ve halen Brüksel'deki AB Bosch Türkiye Basın Bülteni Komisyonu'nda tartışılan gelecekteki AB5 standardı, geliştirme çalışmalarının odağında yer almaktadır. Bu standart, azot oksitlerin (NOx) ve kurum parçacıklarının emisyonu konularında geliştirme mühendisleri için büyük bir meydan okuma yaratmaktadır. Kurum parçacıkları için maksimum izin verilen emisyon konusundaki sınır değerinin şimdiki AB4 sınır değerinin beşte birine indirilmesi üzerinde tartışılmaktadır. Bu hedefe ise ancak tüm dizel motorlu otomobillerde parçacık filtresi kullanılmasıyla ulaşılabilir. Bosch, dizel parçacık filtresinin (DPF) yanı sıra, zararlı madde emisyonlarının daha da azaltılmasını sağlayan, özellikle hassas bir yakıt ölçümü ile öne çıkan püskürtme sistemleri geliştirmaktedir. Burada yüksek sistem basınçları kadar, yakıtı yanma odalarına püskürten enjektörlerin çeşitli durumlara göre ayrım yapan bir yönetimi de merkezi rol oynamaktadır.

2.11. Enjektörde Kavitasyon Problemi

Hareket halindeki sıvının cidarla temas eden herhangi bir bölgesindeki basınç, mevcut sıcaklık şartlarına uyan buharlaşma basıncının altına düşerse o bölgede gaz keseciği oluşur. Çevre basıncının etkisiyle bir süre sonra patlamaya maruz kalan keseciğin bulunduğu bölgede ortaya çıkan yüksek basınçlar malzeme yüzeyinde oyukçuklar şeklinde aşınmalar oluşturur. Motorda kavitasyon aşınmasına su

sirkülasyon pompası kanatlarında ve silindir gömleğinin iç cidarlarında rastlanır. Enjektör memesi dizel motorun en önemli parçalarından biridir. Enjektörler yakıtı içten yanmalı motorların silindirlerine taşır. Yakıt enjektör memesinden hava ile yakıtın iyi karışması ve yanma veriminin artırılması için yüksek basınçta püskürtülür. Modern binek araçlar ve kamyonlar yüksek püskürtme basınçlarını kullanırlar. Dizel motor enjektörleri genelde 25 MPa veya daha yüksek püskürtme basınçlarında çalışırlar. Ancak yüksek basınçta çalışmada, dizel enjektörler sıvı yakıt içinde kavitasyona sebep olurlar. Bu durum motor performansını azaltır ve enjektöre yapısal zarar verir. Kavitasyon olayı enjektör memelerinin kırılmasının en önemli sebebi olarak kabul edilmektedir.

Kavitasyon, hızlı akışta boşlukların ya da hava kabarcıklarının çekirdeklenmesi ve büyümesinden veya sıvı damlacıklarındaki yerel basıncın belli bir değerin altına düşmesiyle oluşan sıvı titreşiminden kaynaklanan bir sıvı aşınma mekanizmasıdır. Bu hava kabarcıkları yüksek bir basınç bölgesinde çarpışırlarsa, çökerler ve yüzeyde patlayıcı şoklara sebep olurlar. Bu yüzey şokları yöresel deformasyon ve çukurlaşmaya sebep olur. Kavitasyon çukurları sonunda birleşirler ve yüzey pürüzlülüğü ile malzemenin sökülmesine neden olurlar. Malzemenin yüzeyden ayrılması olayı kavitasyon aşınması olarak isimlendirilir. Meydana gelen zarar ise kavitasyon zararı olarak adlandırılır. Kavitasyon zararı, sıvı basınç değişikliğinin yakıt mikrojetlerinde çarpışmaya neden olmasından meydana gelir. Bu mikrojet 100 m/s'lik yüksek yerel hızlara ulaşabilir. Bu durum malzemede yüksek yerel gerilimle birlikte bir şoka sebep olur. Yüzey zararı "çukur" olarak isimlendirilen mikroskobik plastik deformasyon şeklinde meydana gelir. Kavitasyon zararı yorgunluk deformasyonu ve malzeme kaybıyla sonuçlanır. Kavitasyon, zararın içindeki kısmi aşınmaya benzer. Buna rağmen, kavitasyonla oluşan yüzey şekilleri kısmi aşınmayla oluşan şekillerden farklıdır. Yüzeyde oluşan halka şeklindeki mikrokraterler, büyük oluklar ve çukurlar kavitasyonun ilk etkileridir. Kavitasyon çukurları ölçü ve şekilleri ile aşınma çukurlarından ayırt edilebilir. Çünkü kavitasyon çukurları daha büyük, daha derin ve yerleşiktir. Krater oluşumu yüzey malzamesini alır ve kraterlerin kenarlarına doğru hareket ettirir. Bu durum kırılmaya veya yüzeyden malzeme kaybına sebep olur.

Yorulma aşınması, aşırı zorlanmaya maruz parça yüzeylerindeki pürüzlerin dibinden zamanla gelişen çatlakların sebep olduğu kopmalar sonucu ortaya çıkar. Yüzey

gerilmelerin azaltılması yorulma aşınmasının oluşumunu kısmen engeller. Dönen parçaların oluşturduğu yüksek gerilim değişmesinden dolayı partiküllerin kopması şeklinde tanımlanan yorulma aşınması, yüksek gerilime dayanıklı malzemelerde (çelik-bakır alaşımları, alüminyum alaşımları) haddeleme veya kaymalı yuvarlanma hareketlerinde görülür. Düşük gerilimli gevrek malze-meler üzerinde, yuvarlanma ve kaymalı yuvarlanma hareketlerinde çatlaklar, yüzey üzerinde gerilimin maksimum olduğu yerde oluşur. Yüzey çatlakları kayma yönüne dik oluşur. Yorulma aşınmasının partikülleri adhesif yorulma parçalarından daha büyüktür. Çapları 100/1000 mikron arasındadır.

Bu tip bozulmaların çaresi, yüzeyin metalürjisi kadar yağlayıcının seçimine de bağlıdır. Yorulmaya dayanıklı metaller ve yüzey ısıl işlemleri (temperleme, sementasyon, nitridasyon) temas direnci arttırır. Sadece yağlayıcıya da etki ederek de durum düzeltilebilir. Yağlayıcının kimyasal özellikleri de yüzeysel hataların meydana gelmesine büyük etki gösterir. Aynı çeşit mineral yağları yorulma ömrünü ve viskoziteyi artırır. Polialkalin glikoller de aynı tavrı gösterirler. Folitenileter bu durumda kullanılan en iyi yağlayıcıdır.

Motorlarda sürtünen, korozyon ve kavitasyona maruz kalan yüzeylerin üzerinde aşınmalar meydana gelir. Özellikle silindir ve segman yüzeyleri, yüksek basınç ve sıcaklık şartlarında çalıştığından, aşınma yönünden en dikkat çekici kısımlardır. Aşınmalar, elemanların görev özelliğine göre belirli bir düzeyin üstüne çıkarsa, gerektiği gibi görevlerini yapamama veya hiç görev yapmamalarına sebep olur. En az düzeyde aşınma olmasını sağlayarak, motorun ömrünü uzatabilmek için motorlardaki aşınmalarda hangi faktörlerin etken olduğu bilinmelidir. Genel olarak bu faktörleri aşağıdaki şekilde sıralamak mümkündür.

a.) Motorun konstrüktif özelliklere (devir sayısı, H/D strok/çap oranı, strok hacmi, soğutma şekli vs.)

b.) Motor işletme şartları

–İşletme şekli (kısa aralarla, uzun süreli, sürekli)

– Cidar sıcaklıkları

– Fren yükü

– Soğutma suyu ve yağlama sıcaklıkları

– Dizel motorlarda oluşan is miktarı, benzin motorlarında karışım zenginliği

c.) Yağ filtre sistemi

d.) Yağlama yağının özellikleri (viskozite değişimi, içerdiği katıklar, oksidasyon süresi vb.)

e.) Silindir gömleklerinin su ile temas eden yüzeylerinde ve sirkülasyon pompası kanatlarında ortaya çıkan kavitasyon etkisi

f.) Elemanların malzeme özellikleri

g.) Elemanların hareket şekli ve yağlama şartları

h.) Yakıt içerisindeki kükürt miktarı

i.) Emme havası ile birlikte ortamdan silindire giren veya karter yağına karışan aşındırıcı partikül miktarı

Motor elemanlarında aşınmaya eden çok sayıda faktörün etkinliği her bir elemanda farklı olduğu gibi, belli bir elemanda değişik faktörlerin sebep olduğu aşınma miktarları da farklıdır. Elemanların boyutu, kayma hızı, maruz kaldığı basınç ve sıcaklık, yağlama şekli, malzeme cinsi gibi aşınmayı belirleyen temel faktörler her elemanda farklı olduğundan, fonksiyonlarını yerine getiremeyecek düzeyde aşınmaya maruz kalma süreleri de değişik olur. Bu durum göz önüne alındığında, motorlarda aşınma miktarının en yoğun olduğu ve aşınmalar sonucu ortaya çıkan mahsurların en belirgin şekilde hissedildiği kısımlar, silindir ve segman yüzeyleri olmaktadır.

Silindir cidarı ile segman yüzeyleri arasındaki harekette hidro-dinamik yağlamayı bozucu (yüksek basınç, yüksek sıcaklık, AÖN ve ÜÖN dolayındaki düşük kayma hızları, yanma gazlarının ve yağlama yağının oluşturduğu korozif ortam gibi) şartların mevcudiyeti aşınmaları hızlandırmaktadır. Silindir ve segmanların aşınma sonucu yenilenmeleri, diğer motor elemanlarına göre nispeten daha pahalı olduğu gibi, uzun işçilik süresi de gerektirir. Bazı hallerde motorun kullanılma amacına bağlı olarak yenileme nedeniyle motorun çalıştırılması sonucu ortaya çıkan ekonomik kayıp, yenileme masraflarının da çok üstünde olabilir. Bu nedenlerle, daha verimli çalışma için aşınma sürelerinin uzatılması zorunludur.

2.11.1. Kavitasyonla İlgili Bir Deneysel Çalışma

Yapılan Çalışmanın adı : Kavitasyondan Kaynaklanan Dizel Motor Enjektör Memesi Deformasyonu

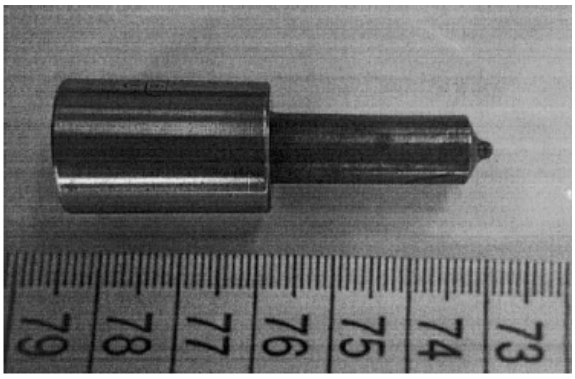
Çalışmayı gerçekleştiren : Osman Asi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Uşak Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Kabul Tarihi : 14 Temmuz 2005

- Özet

Bir dizel kamyon motorunun 18CrNi8 içerikli ve sertleştirilmiş çelikten yapılmış enjektör memesi üzerinde bir deformasyon araştırması yapılmıştır. Meme, 400 saat çalıştıktan sonra çatlamıştır. Zarar görmüş olan enjektör memesinin bütün hesaplamaları için görsel muayene, resimli belgeleme, kimyasal analiz, mikro – sertlik ölçümü ve metalografik muayeneler yapılmıştır. Zarar gören bölgeler EDX kolaylığı ile donatılmış tarayıcı elektron mikroskobu ile muayene edilirler. Sonuçlar meydana gelen deformasyonun memenin iç yüzeyinde oluşan ve yorgunluk çatlaması ile devam eden kavitasyondan kaynaklandığını göstermiştir.

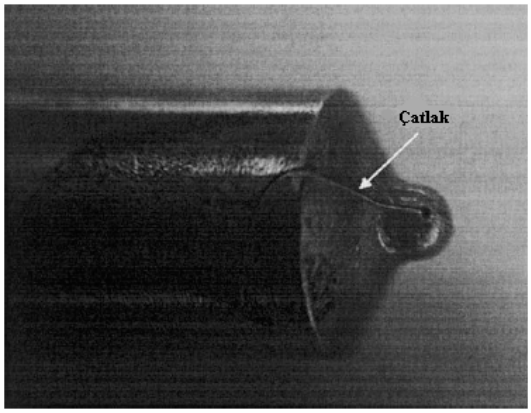
- Bilgi

Bu çalışmada, bir otomobil servisinden alınan 4 silindirli bir dizel kamyon motoruna ait deformasyona uğramış enjektör memesi, zararın sebebini araştırmak için muayene edilmiştir. (Şekil 2.96)



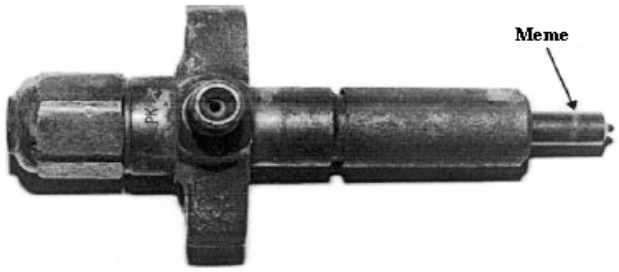
Şekil 2.96 : Zarar Görmüş Olan Enjektör Memesinin Genel Görünüşü [15]

Şekil 2.96'da deforme olmuş dizel motor enjektör memesi görülmektedir. Bu meme dünyaca güvenilen bir üretici firmaya aittir. Şekil 2.97'de memede oluşan çatlak görülmektedir.



Şekil 2.97 : Çatlağın Görünümü [15]

Meme zarara uğramadan önce yaklaşık 400 saat çalıştırılmıştır. Otomobil servisinin şef teknisyeni enjektör memelerinin genellikle bu kadar saat çalışma sonunda aynı zarara uğradığını rapor etmiştir. Şekil 2.98'de ise memenin dizel motor enjektöründeki kurulumu gösterilmektedir.



Şekil 2.98 : Dizel Motor Enjektöründe Memenin Kurulumu [15]

- Deney Prosedürü

Zarar görmüş olan enjektör memesi görsel ve makroskobik olarak incelenmiş ve kırılmış yüzeylerdeki zararın giderilmesine çalışılmıştır. Enjektör memesi optik mikroskop, resimli belgeleme, kimyasal analiz ve mikrosertlik ölçümlerine tabi tutulmuştur. Bu işlemlerin hepsi zarar görmüş bölgede ve bu bölgeden uzakta da yapılmıştır. Kırılmış ve zarar görmüş yüzeyler ultrasonik olarak temizlenip EDX kolaylığı ile donatılmış tarayıcı elektron mikroskobu ile muayene edilmiştir.

- Sonuçlar ve Tartışma

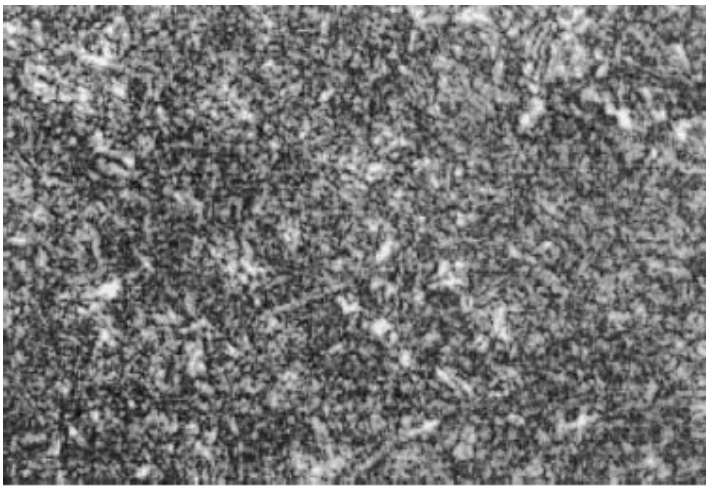
Şekil 2.97'de zarar görmüş memenin görsel incelemesi yer almaktadır. Memenin uç bölgesinde sığ bir çatlak görülmektedir. Bu bölgenin yüksek püskürtme basıncından dolayı oluştuğu düşünülmektedir.

Tablo 2.12 : Zarar Görmüş Memenin ve 18CrNi8 Sertleştirilmiş Çeliğin Kimyasal İçerikleri [15]

Element	Zarar gören meme	18CrNi8 çelik (max. değerler)
%C	0,20	0,15-0,20
%Si	0,32	0,15-0,40
%Mn	0,47	0,40-0,60
%Ni	1,93	1,80-2,10
%Cr	1,97	1,80-2,10
%S	0,034	0,035
%P	0,032	0,035

Atomik emme spektrofotometrenin kullanılması ile yapılan kimyasal analiz gerçekleştirilmiş ve memenin kimyasal bileşenleri Tablo 2.12'de verilmiştir.

Spektrum analizi mikro–sertlik ölçümüne göre meme malzemesi karbonla birleştirilmiş 18CrNi8 çeliktir. Meme kalınlığı boyunca oluşan mikro–sertlik dağılımı Vickers sertlik ölçer (1 kg yük ile) ile ölçülmüştür. Karbonlaşmış derinlik yaklaşık olarak 0,35mm'de bulunmuştur. Karbonlaşmış bölgenin derinliği, sertliğin 550 HV değerine ulaştığı yüzeyden olan derinlik olarak tanımlanır. Mikro–sertlik değerleri olarak meme yüzeyinde 724 HV ve meme çekirdeğinde 485 HV değerleri ölçülmüştür. Bu değerler aynı zamanda üretici firmanın verdiği sertlik değerleridir.

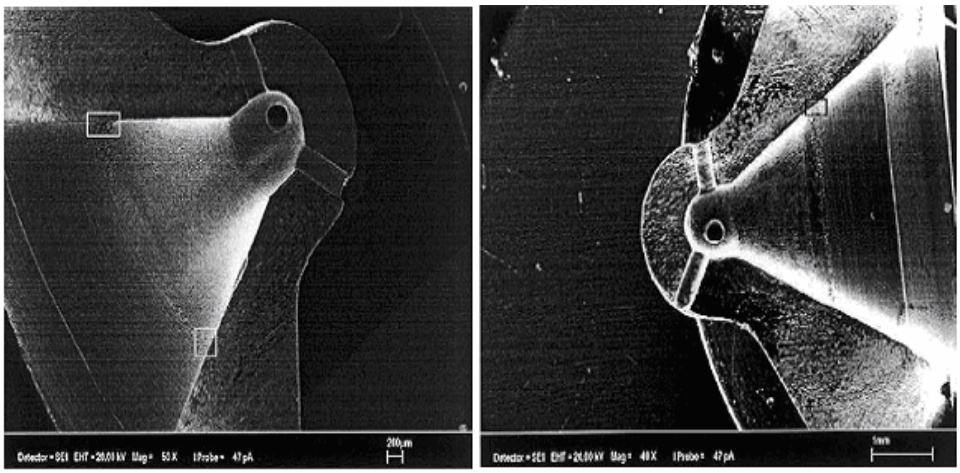


Şekil 2.99 : Memenin Mikroyapısı (Martenzit ve Östenit Karışımı100×) [15]

Hafif optik metalografik analiz, zarar görmüş dizel motor enjektör memesi üzerinde uygulanmıştır. Optik mikroskop için olan örnekler öğütülerek, cilalanarak ve %2 nitratla yakılarak hazırlanmıştır. Mikro yapı Şekil 2.99'da da gösterildiği gibi

martenzit ve östenit yapılarından oluşmaktadır. Bu durum tipik bir karbonlaşmış halidir. Mikro yapıda herhangi bir anormallik gözlemlenmemiştir.

Şekil 2.100'de ayrılmadan sonra zarar görmüş memenin makro kırık yapısı görülmektedir. Memenin iç yüzeylerinde aşınmış bölgeler görülmemektedir. Meme yüzeyinin muayenesinde bazı bölgelerde şiddetli deformasyonların olduğu görülmektedir. Zarar görmüş yüzeylerin şekilleri aynıdır. Bu şekiller metal ayrılmasının, çukur oluşumunun ve yüzey gerilimlerinin oluştuğu yüzey bölgelerinin plastik deformasyonunu içerir. Bu şekiller kavitasyonla beraber oluşmaktadır. Zarar görmüş memenin iç yüzeyi üzerindeki yöresel plastik deformasyon ve şiddetli çukurlaşma SEM muayenesi ile Şekil 2.100'de gösterilmektedir. Bu bölge yaklaşık olarak 200µm genişliğinde bir çember içerisindedir.



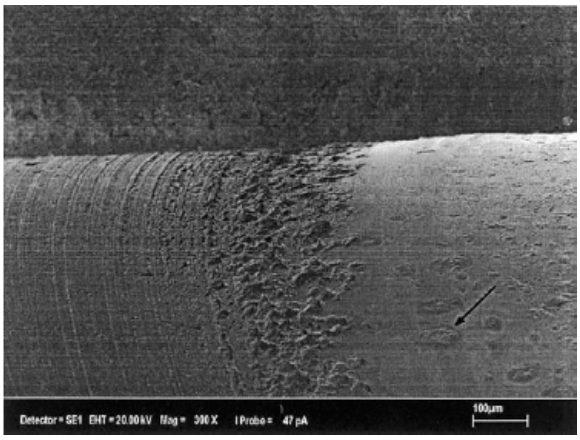
a b

Şekil 2.100 : Memenin Ayrılmadan Sonraki Makro–Kırık Yapısı [15]

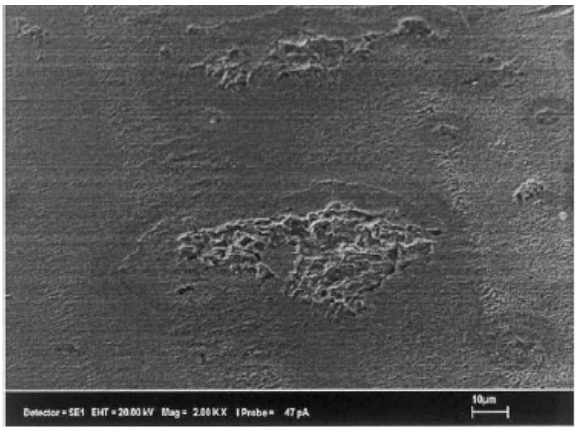
Memenin iç yüzeylerinin tarayıcı elektron mikroskobik muayenesi ile zarar görmüş bölge yüzeylerindeki pürüzlülük, mikroskobik kraterler, yöresel plastik deformasyonlar ve çukurlar açığa çıkarılmıştır. Plastik deformasyon, yüzey dalgalanması oluşumunda yer almaktadır. Bu deformasyon, tekrar eden ve çarpışan bir basıncın sonucudur. Bu şekilleri aydınlatmak için kullanılan yüksek büyüklükteki SEM mikrografları Şekil 2.101–104 arasında sunulmuştur.

Şekil 2.101'de, Şekil 2.100.a'nın sol kutusunda zarar gören memenin iç yüzeyi olarak belitilen alan daha yüksek bir büyüklükte gösterilmektedir. Bu SEM mikrografı, plastik deformasyonlar için en önemli olan şekillere ait yüzeylerin dalgalanmalarını açıkça gösterir. İlk oluşan bir çok küçük kraterler ve çukurlar

düzgün olmayan şekillere sahiptir. Şekil 2.101'de okla gösterilen tipik bir krater görüntüsü büyütülmüş olarak Şekil 2.102'de gösterilmiştir.Görüldüğü gibi krater pürüzlü bir yüzeye sahiptir.

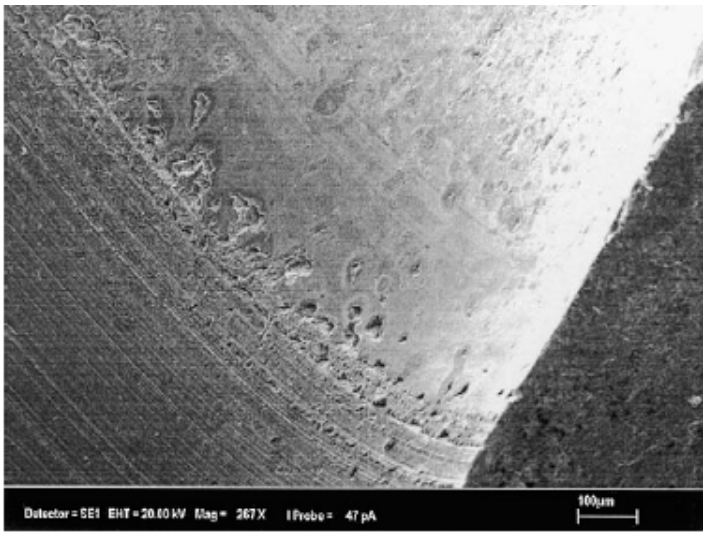


Şekil 2.101 : Zarar Görmüş Bölgenin Büyütülmüş Görüntüsü [15]



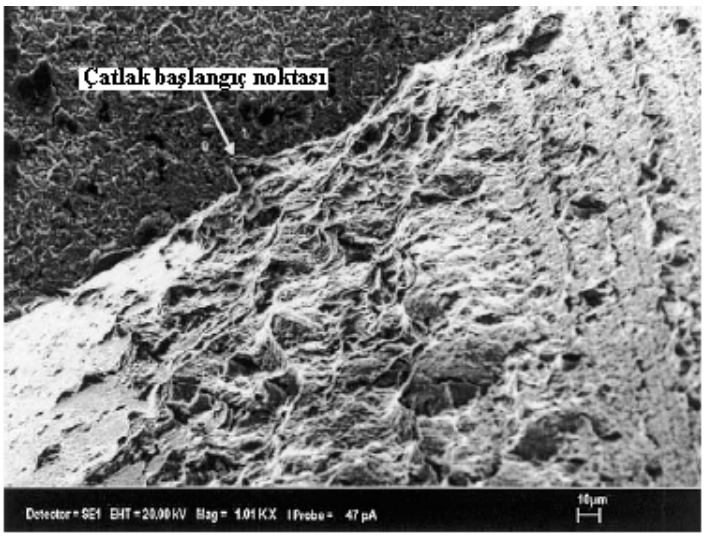
Şekil 2.102: Okla İşaretlenen Kraterin Büyütülmiş Görüntüsü (Şekil 2.101'deki) [15]

Kavitasyon olan zarar görmüş bölgede bir çok kavitasyon çukuru oluşmuş ve bunların bazıları hep beraber bağlanarak meme yüzeyinin altına derinden genişlemiştir. SEM muayenesi daha uzun süre geçtiğinde deformasyonun daha geniş bir alana yayılacağını, ilk oluşan sığ çukurların derinleşeceğini ve sonuç olarak da bitişik çukurlar arasındaki kenarların kırılacağını göstermektedir. Bu değişimlerden dolayı çatlakların oluşacağı iyi bilinen bir olaydır. Bu çatlaklar aynı zamanda stres konsantrasyonunun merkezlerini göstermektedir.



Şekil 2.103 : Zarar Görmüş Bölgenin Büyütülmüş Görüntüsü [15]

Şekil 2.103'de, Şekil 2.100.a'nın sağ kutusunda kavitasyonla zarar görmüş bölgeler olarak belirtilen alan daha yüksek bir büyüklükte gösterilmektedir. Şekil 2.103'den bir çok çukur ve kraterin oluşturulduğu ve bir çok parçanın koptuğu görülebilmektedir. Kavitasyona uğrayan bölgelere yakın yerlerde pürüzlü izler vardır. Bu izler kırılma başlangıcı için stres artırıcı rol üstlenirler ve ilave bir etken olurlar.



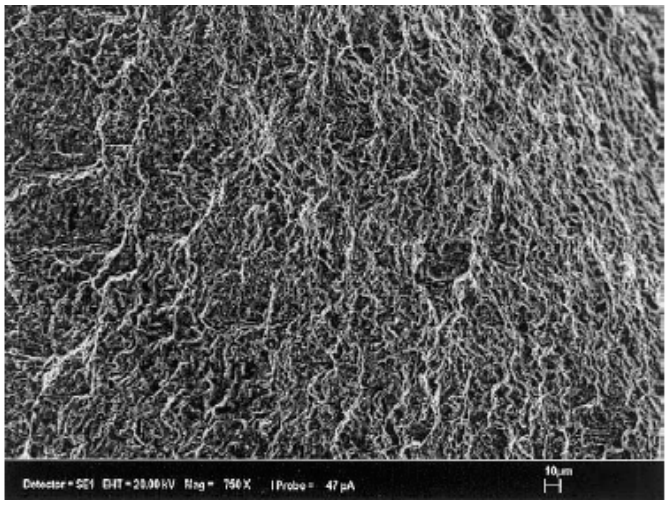
Şekil 2.104 : Kavitasyonla Zarar Görmüş Bölgelerin Büyütülmüş Görüntüsü [15]

Şekil 2.104'te kavitasyonla zarar gören bölgelerden Şekil 2.100.b'deki siyah kutu içindeki bölge daha yüksek bir büyüklükte gösterilmiştir. Kavitasyona uğrayan yüzeyler üzerinde yöresel plastik deformasyon ve çatlak başlangıcı açıkça

görülebilmektedir. Uygulanan SEM muayenesi çatlak başlangıcının kavitasyon bölgelerinde oluştuğunu ortaya koymuştur. Çatlak, kavitasyon bölgesinde ortaya çıkar ve alt yüzeylere doğru yayılır.

Şekil 2.105, yorgun çatlak yayılım bölgelerini detaylı olarak göstermektedir. Yorgun dar çizgilerin yayılım bölgesinde ikincil çatlaklar ve çukurlar oluşturduğu görülebilmektedir.

Nitelik olarak zarar görmüş meme kimyasını belirlemek ve herhangi diğer bileşenlerin varlığını doğrulamak için deforma olmuş ve kırık yüzeyler üzerinde yarı–nitel kimyasal analizler EDX yöntemi ile yapılmıştır. Çelikteki tüm elementler 18CrNi8 çeliğinin özelliğine uygunluk göstermiştir. EDX muayenesi herhangi bir zararlı elementin olmadığını ortaya koymuştur.



Şekil 2.105 : Çatlak Yayılım Bölgesini Gösteren SEM Mikrografı [15]

Yukarıdaki gözlemlere dayanarak çatlakların ilk olarak kavitasyon alanlarında başladığı ve yüksek çalışma basınçları altında yorgun çatlaklar şeklinde yayıldığı açıkça söylenebilir. Zarar gören yüzey üzerinde çukurlar, kraterler ve kaba izler varsa, bu sadece yüksek stres konsantrasyonuna sebep olmaz aynı zamanda kısa bir çalışma zamanı sonunda yorgun çatlak başlangıcına da neden olur.

- Sonuçlar

Bu çalışma, bir dizel kamyon motorunun zarara uğrayan enjektör memesi üzerinde yürütülmüştür. Spektrum analizi ve mikro–sertlik sonuçları meme malzemesinin karbonlaşmış 18CrNi8 çelik olduğunu ortaya koymuştur. İçerik, mikro yapı, sertlik ve derinlik değerleri tatmin edici bulunmuştur. Memenin mikro yapısı martenzit ve

östenit yapılarını içerir. Tarayıcı elektron mikroskobu (SEM) muayenesi, zarar gören yüzey alanlarında bir çok pürüzlülük, mikro krater, yöresel plastik deformasyon ve çukur olduğunu ortaya koymuştur. Deforme olan bu bölgeler aynı zamanda memenin kavitasyon karakteristiğini göstermiştir. Çatlaklar kavitasyon bölgelerinde başlamış ve yorgun çatlaklar şeklinde yayılmıştır. Sonuç olarak, memedeki zararın kavitasyona bağlı olduğu kabul edilmiştir. Bu sebepten dolayı, dizel motor enjektör memesi normal kullanım süresinden daha kısa sürede işlevini yerine getiremez hale gelmiştir.

3. DİZEL YAKIT PÜSKÜRTME SİSTEMLERİ

Dizel motorlarında, yakıt sisteminin görevi yakıtı yanma odasına püskürtmektir. Ayrıca püskürtülen yakıt miktarının motorun yük durumuna ve dönme sayısına göre ayarlanması gerekmektedir. Püskürtme sisteminin ana elemanlarını pompalar, enjektörler, yakıt filtresi ve regülatör oluşturmaktadır. Yakıt pompaları, çalışma prensipleri bakımından dolaylı çalışan pompalar (havalı pompalar) ve dolaysız pompalar olarak ayrılabilir. Ancak otomotiv amaçlı olarak, genelde dolaysız pompalar kullanılmaktadır. Bu tür pompalarda bir odacığa emilen yakıt, pompa pistonu tarafından sıkıştırılarak, enjektör aracılığıyla motorun yanma odasına püskürtülür. Pompa pistonu bir kam mili yardımıyla mekanik olarak motor tarafından tahrik edilmektedir.

Bu sistemin dışında, yaygın olmamakla birlikte, silindirdeki gaz basıncı tarafından veya kuvvetli bir yay tarafından tahrik edilen pompalar da mevcuttur. Yakıtın yüksek, sabit basınçlı bir hacimde tutulduğu ve gereken zamanda istenilen silindirin yanma odasına gönderildiği depolamalı sistemler de günümüzde yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Otomotiv amaçlı dizel motorlarında ayrıca ayrık elemanlı pompalardan (sıra pompalardan) ve dağıtıcı tip pompalardan (yıldız pompalardan) oluşan yakıt sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır.

Dizellerde kullanılan yakıt pompa sistemi çeşitleri şunlardır :

- Sıra Tipi Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemleri
- Distribütör Tipi Pompalı Yakıt Püskürtme Sistemleri
- Tek Pistonlu Yakıt Püskürtme Sistemleri
- Common–Rail Yakıt Püskürtme Sistemi

3.1. Common–Rail Yakıt Püskürtme Sistemi

Çok değil, daha on yıl önce, dizel motor dendiğinde aklımıza ekonomik ama gürültülü araçlar gelirdi. Bu araçlar güçlüydüler belki, ama güçlendikçe hızları

düşerdi. Sağladığı bütün tasarrufa rağmen bu iki faktör dizel araçların tercih edilirliğini olumsuz etkilerdi. Oysa son yıllarda geliştirilen yeni teknolojilerle birlikte dizel araçlar gittikçe daha popüler hale gelmektedir. Dizelin giderek daha da artan tercih edilirliğinin nedeni sadece yakıt tasarrufu sağlaması değildir. Bir binek ya da hafif ticari aracı güçlü bir dizel motoru ile kullanmanın zevki dizellerin giderek daha fazla tercih edilmesinin bir diğer sebebidir.

Dizel motorları püskürtme sistemleri performans, yakıt tüketimi ve emisyonlar açısından çok önemlidir. Geçmişten günümüze sürekli değişim içerisindedir ve yeni tasarımlar ile kendini yenilenmektedir. Günümüzde elektronik ve bilgisayar alanındaki hızlı gelişmeler, püskürtme sistemlerinin gelişmesinde büyük role sahiptir.

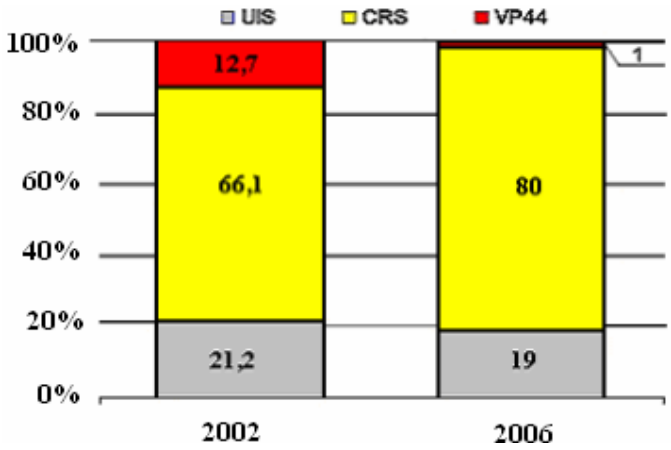
Dizel motorları önceleri sadece büyük taşıtlarda tercih edilirken, günümüzde binek taşıtlarda da yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu artış performans, emisyon ve yakıt ekonomisi problemlerini de beraberinde getirmiştir. Püskürtme sistemlerindeki gelişmeler ile bu ve benzeri problemler hemen hemen ortadan kaldırılmıştır. Alışılmış püskürtme sistemlerinde 1500 bar gibi yüksek basınçlara çıkılması Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin de gelişmesine zemin hazırlamıştır.

Püskürtme sistemlerinde sağlanan yüksek püskürtme basıncı (2000 bar'a kadar), püskürtme başının kesin kontrolü ve pilot ve ön püskürtme imkanı sayesinde önceki püskürtme sistemlerine göre düşük yanma gürültüsü, düşük egzoz emisyonu, düşük yakıt tüketimi ve yüksek performans gibi avantajlara sahip olunmuştur.

Geleneksel dizel püskürtme sistemleri yaklaşık 900 bar'lık basınç ile çalışırken, Common–Rail yakıt püskürtme sistemi, yakıtı ortalama 2000 bar'a kadar yükselen bir basınç ile ortak bir boru üzerinden enjektörlere dağıtmakta ve püskürtülmektedir. Ayrıca motor yükü ve hızından bağımsız olarak üretilebilen istenilen yükseklikteki püskürtme basıncı ile ve istenilen anda pilot, ön, ana ve son püskürtmeleri yapmak mümkün olmaktadır. Püskürtme stratejisinin esnek olması ise motorun yüksek performansa sahip olmasını, motor momenti ve gücün artmasını,egzoz gazı ve gürültü emisyonlarının düşük olmasını, yakıt tüketiminin azalmasını ve taşıtın sürüş konforunun artmasını sağlamaktadır.

Bunun dışında Common–Rail dizel teknolojisindeki diğer gelişmelerden farklı olarak mevcut motor konseptlerine kolayca entegre olmayı mümkün kıldığı için diğer püskürtme sistemlerine yeni bir seçenek getirmektedir.

Common–Rail, dizel motorlar için üretilmiş olan yüksek basınçlı bir püskürtme sistemidir. Bu sistemi diğerlerinden farklılaştıran esas unsur, basınç oluşturma işlemi ile püskürtme işleminin birbirlerinden ayrılmış olmasıdır. Motor tarafından direkt olarak tahrik edilen ve kesintisiz olarak çalışan bu yüksek basınç pompası, basınç haznesinde 1800 bar'a kadar istenen basıncı oluşturmaktadır. Yakıt, bu basınçla çalışan hızlı tetiklemeli solenoid valfli enjektörler üzerinden doğrudan yanma odasına püskürtülmektedir. Sistem, bu avantajı sayesinde, çok çeşitli motor tasarımlarına uyarlanabilmektedir.



Şekil 3.1 : Günümüz ve Yakın Geçmişte Yakıt Püskürtme Sistemlerinin Dağılımı

UIS : Birim enjektör sistemi, CRS : Common Rail sistemi,

VP 44 : Geliştirilmiş distribütör tipi pompa sistemi [7]

Tüketicilerin farklı isteklerinin çeşitliliği, dizel yakıt püskürtme sisteminde de çeşitliliğin artmasına yol açmıştır. Dizel motor teknolojisindeki birçok önemli gelişme güçte artış, yakıt tüketimi, motor gürültüsü ve egzoz emisyonlarında azalış sağlamıştır. Common–Rail yakıt püskürtme sistemi, kamdan hareket alarak çalışan pompalı sistemlerle karşılaştırıldığında,sistemin direkt püskürtmeli dizel motorlarına adaptasyonunda oldukça esneklik sağlamaktadır. Bu yüzden Common–Rail yakıt püskürtme sistemi birkaç araç modeli dışında tüm araç üreticilerinin tercih ettiği yakıt püskürtme sistemi haline gelmiştir.

Geleceğin dizel püskürtme sistemi olarak tanımlanan Common–Rail yakıt püskürtme sistemi, özellikle Avrupa'da gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır. Günümüzde

Türkiye'de de çok sayıda dizel araç, bu sistemle donatılmıştır. Şekil 3.1'de dizel motorlu araçlarda 2002 ve 2006 yıllarında kullanılan yakıt püskürtme sistemleri görülmektedir. Şekil 3.1'de de gösterildiği gibi 2006 yılında tüm dizel motorlu araçların %80'ninde Common–Rail yakıt püskürtme sistemi kullanılmaktadır. Yakıt püskürtme sistem üreticileri Common–Rail yakıt püskürtme sistemi üzerinde araştırma ve geliştirme çalışmalarını sürdürmektedir.

3.1.1. Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Temel Özellikleri

Common Rail, biriktirmeli bir püskürtme sistemidir. Diğer tüm püskürtme sistemleriyle arasındaki belirleyici fark şudur: Basınç oluşturma ve püskürtme işlemleri birbirinden bağımsız olarak gerçekleşir. Common Rail spesifik ihtiyaçlara uygun olabilmek için daha esnek bir püskürtme ayar işlemine olanak tanır. Böylece çok dinamik ve titreşimsiz çalışan ekonomik motorlar geliştirilebilir.

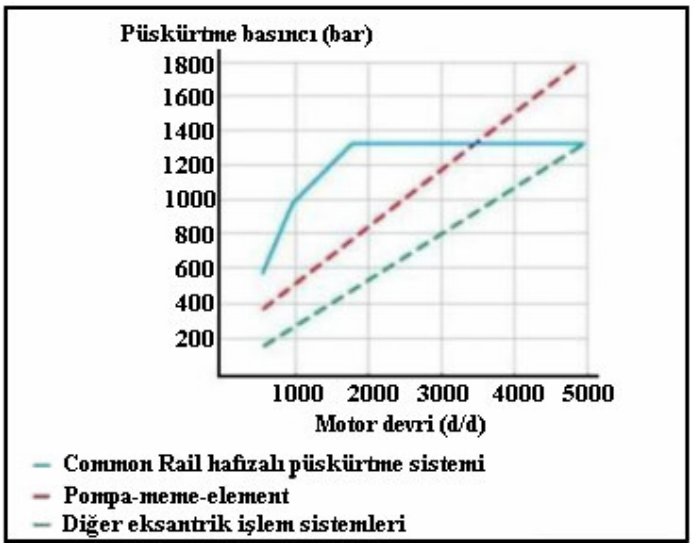
Yüksek basınçlı pompa, yakıtı bir biriktirme tertibatına (rail) iletir. Burada yakıt sürekli, motorun işletme durumuna uygun bir basınç seviyesinde püskürtülmeye hazır bekler. Sürücü, isteğini gaz pedalıyla aktardığında elektronik kumanda cihazı pedal hareketiyle motorun o anki işletme durumunu algılayıp gerekli yakıt basıncını, püskürtme süresini (yani yakıt miktarını) ve püskürtme anını hesaplar. Motorun her silindirinde entegre selonoid valfli bir enjektör yer alır. Solenoid valfin açılıp kapanması püskürtme işleminin başlangıcını ve sonunu belirler.

- Yüksek püskürtme basıncı (2000 bar değerine ulaşan),
- Püskürtme basıncının, motorun bütün çalışma koşulları altında minimum ve maksimum değerler arasında değiştirilebilmesinin mümkün olması,
- Hem püskürtme başı, hem de püskürtme miktarı açısından, püskürtmeye tam olarak kumanda edilebilmesi,
- Üst ölü noktadan önce yapılan ve motor devrine ve yüküne bağlı olarak kumanda edilen pilot ve ön püskürtme sayesinde, yanma odasındaki basıncın ve yanma gürültüsünün azaltılması

3.1.2. Püskürtme Sistemlerinin Birbirleri ile Karşılaştırılmaları

Common–Rail, ortak boru anlamına gelen , dizel motorlarda kullanılan bir yakıt püskürtme sistemidir. Bugüne kadar kullanılan aynı türdeki sistemlere göre yakıt

tüketimi, egzoz gazı emisyonu, çalışma sistemi ve gürültü oluşumunda daha üstün bir sistemdir.



Şekil 3.2 : Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Diğer Sistemlerle Karşılaştırılması [53]

Direkt tahrik edilen blok veya tek pompalı sistemlerden farklı olarak Common–Rail yakıt püskürtme sisteminde basınç oluşumu ve püskürtme ayrılmaktadır. Geleneksel dizel direkt püskürtücüleri yaklaşık 900 bar'lık basınç ile çalışırken, Common–Rail yakıt püskürtme sistemi, yakıtı 1500 bar'a kadar yükselen bir basınç ile ortak bir boru üzerinden enjektörlere dağıtır. Elektronik motor kumandası, bu yüksek basıncı, motorun devir sayısına ve yüküne bağlı olarak ayarlar.

3.1.3. Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Avantajları

- Yakıt basıncı motor devrine bağlı değildir. Bu özelliği ile motor devriyle artan püskürtme basıncına sahip klasik püskürtme sistemlerinden ayrılır.(Şekil 3.2)
- Düşük motor devirlerinde ve yüksek motor yükünde bile yüksek püskürtme basıncı elde etmek mümkündür ki bu da motor performansında artışa sebebiyet verirken egzoz emisyonlarında iyileşme sağlar.
- Hava–yakıt karışımının oluşumunu iyileştirir,
- Püskürtme basıncı, geniş limitler içerisinden serbestçe seçilebilir,
- Yakıt püskürtmenin başlangıcı ve enjekte edilen yakıt miktarı da serbestçe belirlenebilir,

- Çalışma koşullarının değiştiği durumlarda ve özellikle de soğukta daha esnektir,
- Çalışması için daha az motor gücüne ihtiyaç duyulur,
- Daha basit bir sistemdir,
- Düşük maliyet ile daha iyi performans sağlar,
- Motor momentini ve motor gücünü artırır,
- Yakıt tüketimini azaltır,
- Kirliliğe sebep olan emisyonları azaltır,
- Motordan gelen toplam sesi azaltır,
- Taşıtın sürüş konforunu iyileştirir.

3.2. Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Yapısı

Common–Rail sistemi yeni geliştirilen bir dizel püskürtme sistemidir. Bu sistemin, bugüne kadar kullanılan aynı türdeki sistemlere göre yakıt tüketim konusunda bazı avantajları olmakla birlikte, egzoz gazı emisyonu, çalışma sistemi ve gürültü oluşumunda da net bir şekilde daha üstün olduğu görülmüştür. Gelecek vaad eden bu tekniğin anahtar kelimeleri "ortak boru" anlamına gelen "Common–Rail"dir.

Bu sistemi diğerlerinden farklılaştıran esas unsur, basınç oluşturma işlemi ile püskürtme işleminin birbirlerinden ayrılmış olmasıdır. Motor tarafından direkt olarak tahrik edilen ve kesintisiz olarak çalışan yüksek basınç pompası, basınç haznesinde 1800 bar'a kadar istenen basıncı oluşturmaktadır. Yakıt, bu basınçla çalışan hızlı tetiklemeli solenoid valf kumandalı enjektörler üzerinden doğrudan yanma odasına püskürtülmektedir. Sistem, bu avantajı sayesinde, çok çeşitli motor tasarımlarına uyarlanabilmektedir.

Püskürtmeyi enjektör üzerinde bulunan ve süratle anahtarlanabilen solenoid valfler sağlamaktadır. Bu da yine püskürtme olayının şekillendirilmesi, püskürtme miktarının ölçülmesi ve yakıt püskürtmesi bakımından yeni imkanlar sağlamaktadır. Ayrıca yine bu imkanlar sayesinde yeni sistemin mükemmel bir avantajı olan pilot (ön) püskürtme ortaya çıkmaktadır.

Pilot ve ön püskürtme, ana püskürtmeden önce yapılarak yanma ortamının hazırlanması sağlamakta ve özellikle hızlı basınç yükselişinden kaynaklanan yanma gürültüsü azaltabilmektedir. Çoklu püskürtme, süratli manyetik supaplarına hızla ve çoklu kumanda edilmesi ile oluşturulur. Böylece hem zararlı madde ve gürültü emisyonu hem de dizel motorlarının tüketim değerleri daha da azaltılmaktadır.

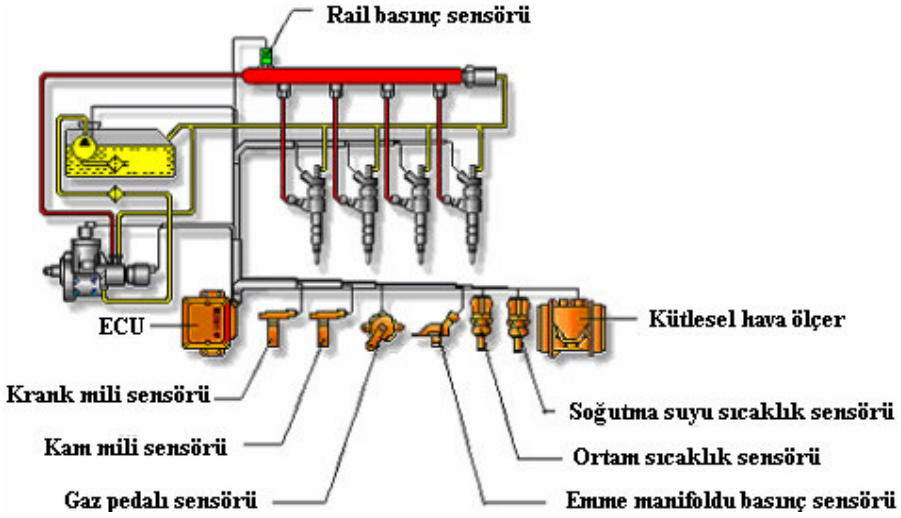
Post püskürtmelar egzoz çıkış sıcaklığını yükseltmek ve egzoz gazının HC içeriğini zenginleştirmek için kullanılabilir. Yükselen sıcaklık ve zengin karışım, partikül filtreleri ile NOx adsorbarları gibi çeşitli egzoz gazı işlemcilerinin aktivasyonunda rol oynar. Şu da hatırlatılmalıdır ki çoklu püskürtmeler Common–Rail yakıt püskürtme sistemlerinde yaygın olarak kullanılmasına rağmen uygulama sadece bu tip püskürtme sistemleriyle sınırlı değildir. Gelişmiş birim enjektörler de çoklu, pilot ve post püskürtme özelliğine sahiptir.

Dizel araçlardan kaynaklanan yanma gürültüsü ve egzoz emisyonlarını azaltmak, bunun yanında motor performansını iyileştirmek, püskürtme teknolojisinin gelişmesine paralel olarak sağlanabilmektedir. Dizel motorlu araçlar son yıllarda daha yüksek yakıt ekonomisi sağlarken, egzoz emisyonlarında da %50'ye varan azalma göstermektedir. Bu iyileşmedeki en önemli etken 1997 yılından itibaren binek dizel araçlarda kullanılmaya başlanan Common–Rail yakıt püskürtme sistemidir. Dizel elektronik sistemlerinde kullanılan solenoid valfteki gelişmeler, püskürtme zamanlamasının daha hassas olmasını sağlamış ve böylece yüksek verim ve düşük emisyon sağlanabilmiştir.

Common–Rail yakıt püskürtme sistemi oluşumunu solenoid valf teknolojisinin gelişmesi ile gerçekleştirmiştir. Günümüzde, solenoid enjektör teknolojisi yerini sisteme daha hızlı cevap veren piezo enjektöre bırakmaktadır. Ayrıca elektronik dizel kontrol sistemindeki gelişmeler ile çoklu püskürtme sağlanabilmektedir. Çoklu püskürtme ile motorun düşük yük bölgelerindeki hidrokarbonlar, NOx, partikül emisyonları ve yanmadan kaynaklanan gürültü kirliliği azaltılabilmektedir.

Common–Rail yakıt püskürtme sistemi, direkt püskürtmeli dizel motorlara kolay adaptasyonu ve yüksek verimleri nedeniyle yüksek oranda dizel araçlarda kullanılmaya başlamıştır. Aynı zamanda Common–Rail yakıt püskürtme sistemi, püskürtme basıncının yüksek olması ve kontrol mekanizmasının esnekliği ile de dikkatleri üzerine çekmiştir. Dizel elektronik sistemlerinde kullanılan solenoid

valftaki gelişmeler, püskürtme zamanlamasının daha hassas olmasını sağlamış ve böylece yanma verimi artmıştır. Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin oluşumu solenoid enjektör teknolojisi ile gerçekleşmiştir . Şekil 3.3'te temel elemanları ile Common–Rail yakıt püskürtme sistemi gösterilmektedir.

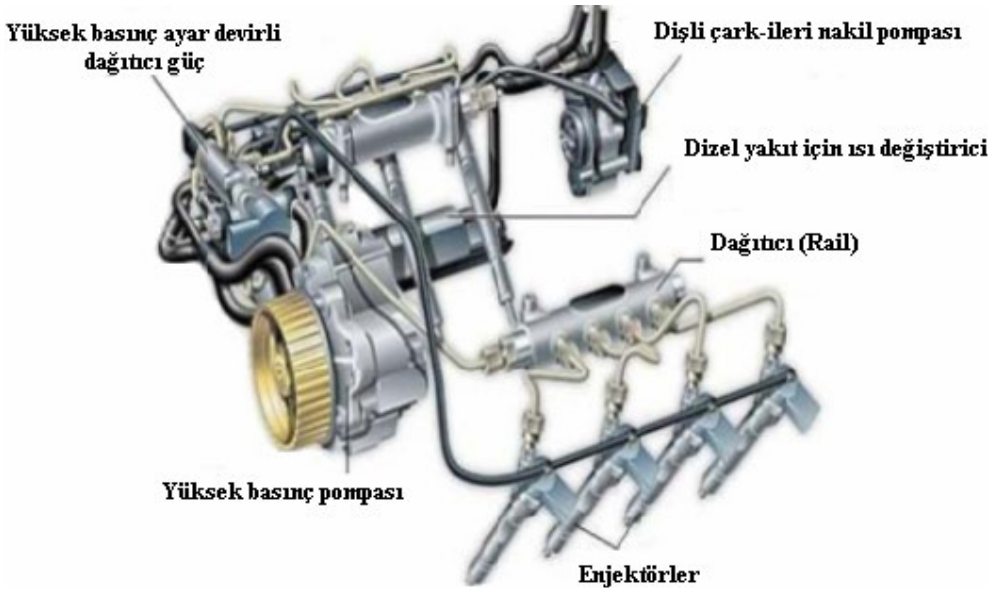


Şekil 3.3 : Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Yapısı [53]

Common–Rail yakıt püskürtme sisteminde püskürtme basıncı, motor hızı ve enjekte edilecek yakıt miktarı birbirinden bağımsız olarak çalışır. Püskürtmeye hazır durumdaki yakıt, basınç altında rail'de depo edilir. Motorun hız ve yük şartları sürücü tarafından tanımlanırken, püskürtme başlangıcı ve püskürtme süresi ECU tarafından hesaplanarak solenoid tetiklenir.

Basınç oluşumunun ve püskürtmenin ayrılmasına ilişkin tek şart, bir dağıtıcı boru (rail) ve enjektörlere giden borulardan oluşan, yüksek basınç tutucusudur.(Şekil 3.4) Sistemin çekirdek parçası, manyetik supap kumandalı enjektördür. Püskürtme olayı, beyinden manyetik supaba giden bir sinyal ile başlatılır. Bu arada püskürtülen miktar, hem manyetik supabın açılma süresine hem de sistem basıncına bağlıdır. Sistem basıncını, yüksek basınçlı, pistonlu pompa oluşturmaktadır. Adı geçen pompa, düşük tahrik dönme momentleri ile çalışır, bu da pompa tahrikinin yükünü azaltmış olur. Basınç oluşumu için, binek otomobillerde distribütör tipi pompalar; ticari araçlarda ise sıra tipi pompalar öngörülmüştür. Common–Rail yakıt püskürtme sistemlerinde, beyin, sensörler ve çoğu sistem fonksiyonları, başkalarında bulunan pompa–meme–birimi ve pompa–boru–meme gibi zamana bağlı tek pompa sistemleri ile eşittir. Common–Rail tekniği ile varılan gelişmeler duyulabilmekte ve

ölçülebilmektedir. Ön püskürtme sayesinde bu direkt püskürtücü, ön yanma odalı motorun düşük gürültü seviyesi ile çalışırken aynı zamanda en katı egzoz gazı kurallarına da uymaktadır.



Şekil 3.4 : Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Devre Elemanları [53]

- Common–Rail Yakıt Püskürtme Sisteminin Çalışma Prensibi

Önce depodaki yakıt, besleme pompası vasıtasıyla yakıt filtresine pompalanır. Filtrelenip temizlenmiş olan yakıt buradan yüksek basınç pompasına ulaşır. Yüksek basınç pompasında basıncı yükseltilen yakıt rail'e (dağıtıcı boruya) sevk edilir ve burada saklanır. Yüksek basınçlı yakıt kısa püskürtme boruları üzerinden enjektörlere iletilir. Enjektör haznesine dolan yakıt ECU'dan gelen sinyalle püskürtme miktarı ve anı tespit edilerek elektromanyetik subapların açılması ile silindirlerin içine püskürtülür. İhtiyaç fazlası yakıt, dizel yakıtının ısı eşanjöründe soğutulur ve geri dönüş kanalı üzerinden tekrar depoya gönderilir.

3.2.1. Alçak Basınç Devresi

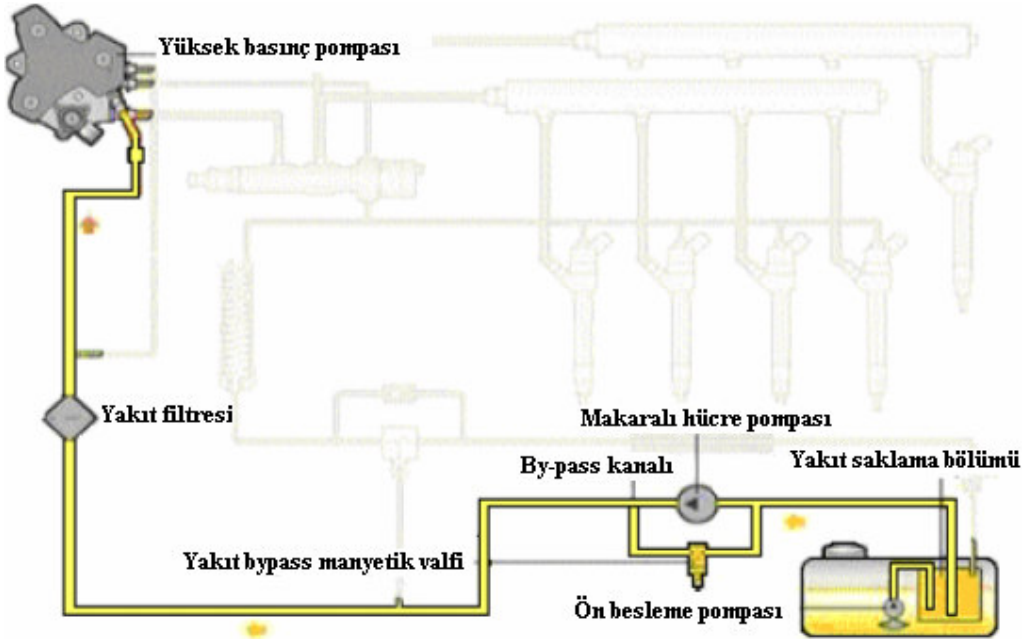
Yakıt besleme sistemi, bir düşük basınç devresi ve bir de yüksek basınç devresi olmak üzere iki bölümden meydana gelir.

Dizel yakıtı depodan, 12 voltta çalışan elektrikli bir besleme pompası vasıtası ile emilir. Bu pompa, radyal pistonlu pompanın yağlanmasını sağlamak için de yeterli debiyi sağlar. Dizel filtresi, elektrikli pompa ile radyal pistonlu pompa arasına yerleştirilmiştir.

Yüksek basınç hidrolik bağlantıları; iç çapı 2 mm, dış çapı ise 6 mm olan çelik borular vasıtası ile yapılmıştır. Pompanın sirküle ettiği yakıt, tek bir boruda toplandıktan sonra yine depoya gönderilen enjektör sirkülasyonundan ayrı olarak depoya gönderilmelidir.

Alçak basınç devresi aşağıdakilerden oluşur: (Şekil 3.5)

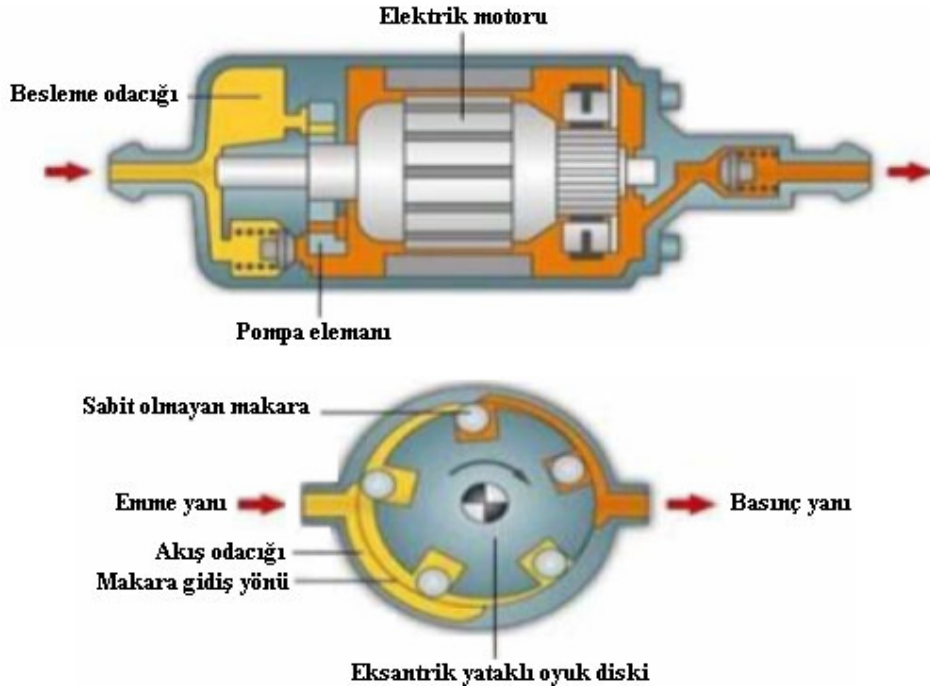
- Yakıt deposu
- Besleme pompası
- Yakıt filtresi
- Düşük basınç ayar valfi



Şekil 3.5 : Alçak Basınç Devresi [53]

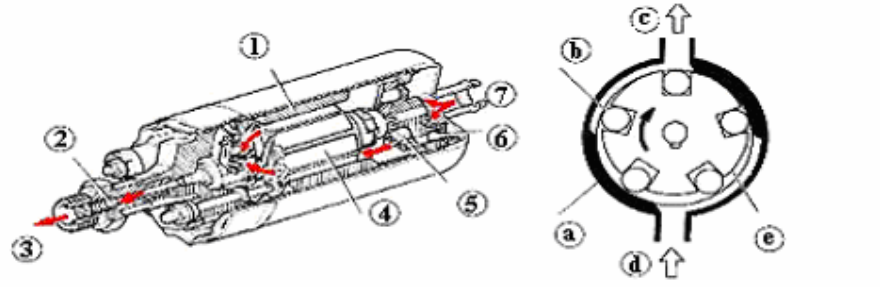
3.2.1.1. Besleme Pompası

Elektrikli pompa, hacimsel silindirli tiptedir; sürekli mıknatıslı bir motoru vardır. Motor tarafından döndürülen çark, emme kanalından besleme kanalına doğru değişen hacimler oluşturur. Pompanın iki adet valfi vardır; bu valflerden biri pompa çalışmıyor iken yakıt devresinin boşaltılmasını önler, diğeri ise basıncın 5 bar değerini geçmesi halinde yakıtın sirkülasyonunu sağlayan fazla basınç valfidir. (Şekil 3.7)



Şekil 3.6 : Besleme Pompasının Çalışması [53]

Elektrik motoru, makaralı hücre pompası elemanını çalıştırarak emme tarafındaki odacığın yakıtla dolmasını sağlar. Pompa elemanında bir oyuk içindeki yatağa eksantrik olarak bir disk yerleştirilmiştir. Diskte sabit olmayan makaralar bulunur. Yakıt emme tarafında, odacığın tabanı ve makaralar arasına akar. Dönme hareketi ve yakıtın basıncı ile makaralar dönüş yönüne bastırılırlar. Bu şekilde yakıtın basma tarafındaki çıkışa ulaşması sağlanır. (Şekil 3.6)



1.Mıknatıs
2.Tek yönlü subap
3.Çıkış
4.Armatür
5.Pompa
6.Boşaltma subabı
7.Giriş
a.Muhafaza
b.Silindir
c.Çıkış
d.Giriş
e.Rotor

Şekil 3.7 : Besleme Pompası Kesiti [53]

3.2.1.2. Yakıt Filtresi

Kartuş tipindeki yakıt filtresi, kağıt disklerden yapılmış, filtreleme yüzey alanı 5300cm² ve filtreleme derecesi 4–5 μm olan bir filtre elemanını içerir. Filtrede, filtre üzerine monte edilmiş olan termik bir anahtar tarafından kumanda edilen bir ön ısıtma tertibatı mevcuttur. Dizel yakıtının sıcaklığı 6 °C'nin altına düştüğü zaman, bir elektrik rezistörü yakıtı püskürtme pompasına göndermeden önce 15 °C'ye kadar ısıtır. Filtre kartuşunun tabanında, filtrede yoğuşan suyun boşaltılması için bir tapa mevcuttur.

3.2.1.3. Düşük Basınç Ayar Valfi

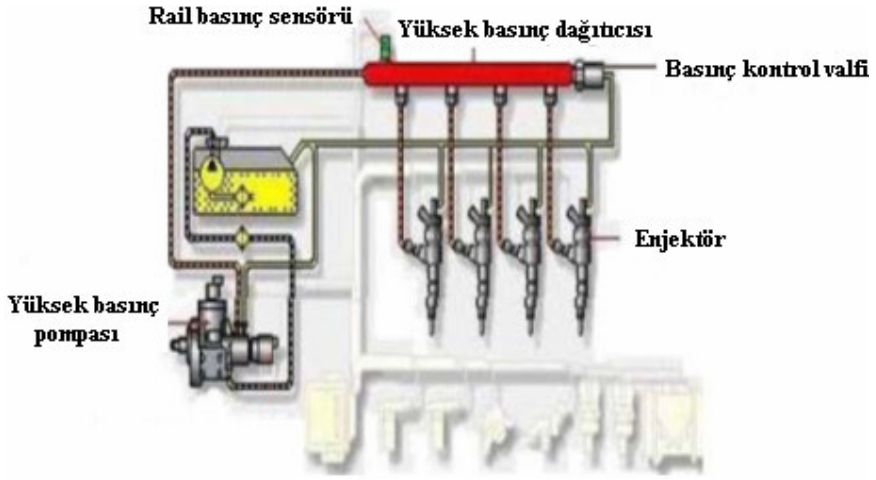
Bu valf, yakıt filtresi üzerinde yer alır ve üzerine kalibre bir yayın etki ettiği bir bilyadan oluşur. Bilya üzerine etki eden yakıt besleme basıncı, yay kuvvetini yendiği zaman, düşük basınç ayar valfi devreye girerek yakıtın bir kısmını geri dönüş borusu üzerinden yakıt deposuna gönderir.

3.2.2. Yüksek Basınç Devresi

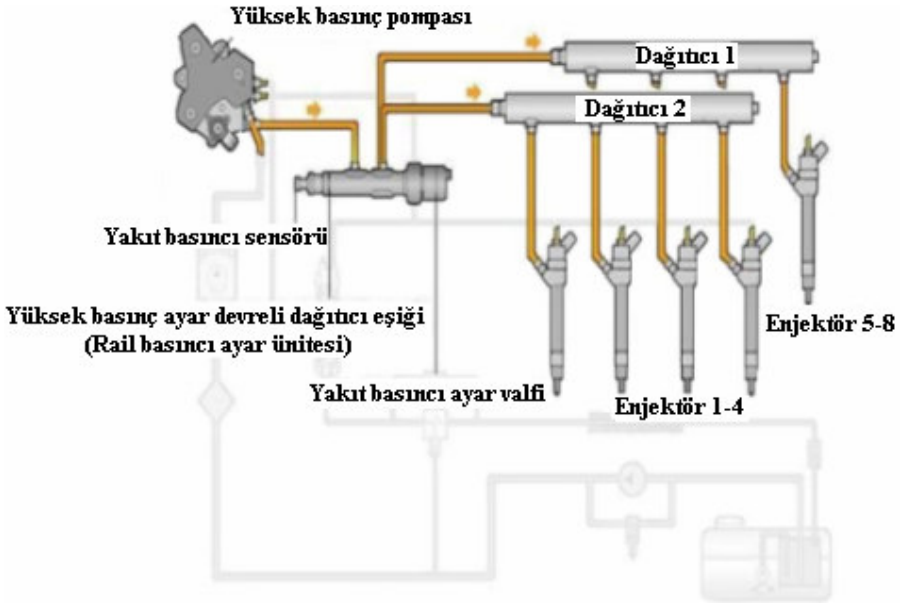
Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin yapısına toplu bakışta bahsedildiği gibi yüksek basınç dolaşımının elemanları, yakıtın sıkıştırılmasını ve yanma işlemine iletilmesini sağlarlar. Yüksek basınç pompası, 2000 bar'lık azami basınç üreterek rail'e ulaştırır. Rail üzerinde bulunan rail basınç sensörü;raildeki basıncı ölçüp sonucu ECU'ya sinyaller halinde gönderir. Eğer basınç gereğinden fazla ise yine rail üzerinde bulunan basınç kontrol valfi devreye sokulur ve basınç düşene dek bir miktar yakıt geri dönüş hattına verilir. Enjektörler rail'den kısa hatlar vasıtası ile yanma işlemi için gereken yakıtı alırlar ve yakıtın silindirlere püskürtülmesini sağlarlar.

Yüksek basınç devresi aşağıdaki elemanlardan oluşur.(Şekil 3.8 ve Şekil 3.9)

- Yüksek Basınç Pompası
- Yüksek Basınç Dağıtıcısı (Rail)
- Basınç Kontrol Valfi
- Rail Basınç sensörü
- Enjektörler



Şekil 3.8 :Yüksek Basınç Devresi [53]



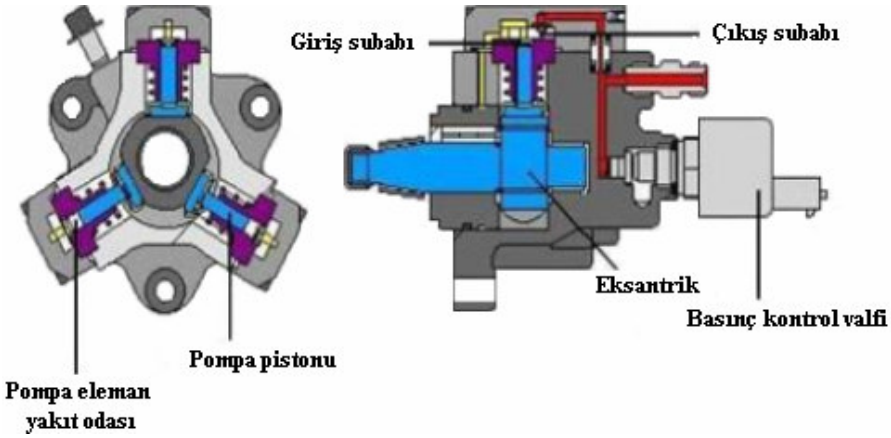
Şekil 3.9 : Yüksek Basınç Devresi (Çift Railli) [53]

3.2.2.1.Yüksek Basınç Pompası

Yüksek basınç pompası, üç radyal pistonlu olan "radyal pistonlu" tipte bir pompadır. (Şekil3.11)Pompaya senkronizasyon gerektirmeyen triger kayışı tarafından kumanda edilir.

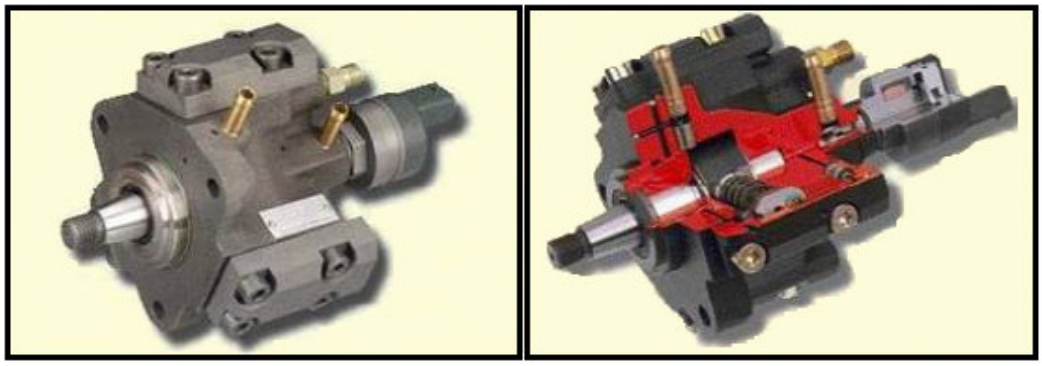
Pompa, uygunluk sebebi ile yani klasik sistemlere montajı motor ile senkronize edilmesi gerekmeden, motorun dönme hızının yarısına eşit bir hızda döner. Yüksek basınç pompası, alçak basınç ve yüksek basınç beslemesi arasındaki bağlantıyı sağlar. Bu esnada yakıt üç pompa elemanı tarafından sıkıştırılır. Pompa elemanlarının arasında eksantrik ve eksantrik mili bulunur. (Şekil 3.10) Eksantriğin

hareketi 120º aralıklı yerleştirilen pistonların aşağı–yukarı hareketine yol açar. Pompa, uygun kanallar üzerinden, içeride dolaşan aynı dizel yakıt ile yağlanır ve soğutulur. Pompa, uygun şekilde soğutmanın sağlanması için, düşük basınçta en az 0,5 bar ile ve besleme debisinden en az 0,5 lt/d. daha fazla bir debi ile beslenmelidir. Basınç ayar valfi tarafından çekilen yakıt ile pompanın soğutulması ve yağlanması için kullanılan yakıt, atmosfer basıncındaki depoya gönderilir.



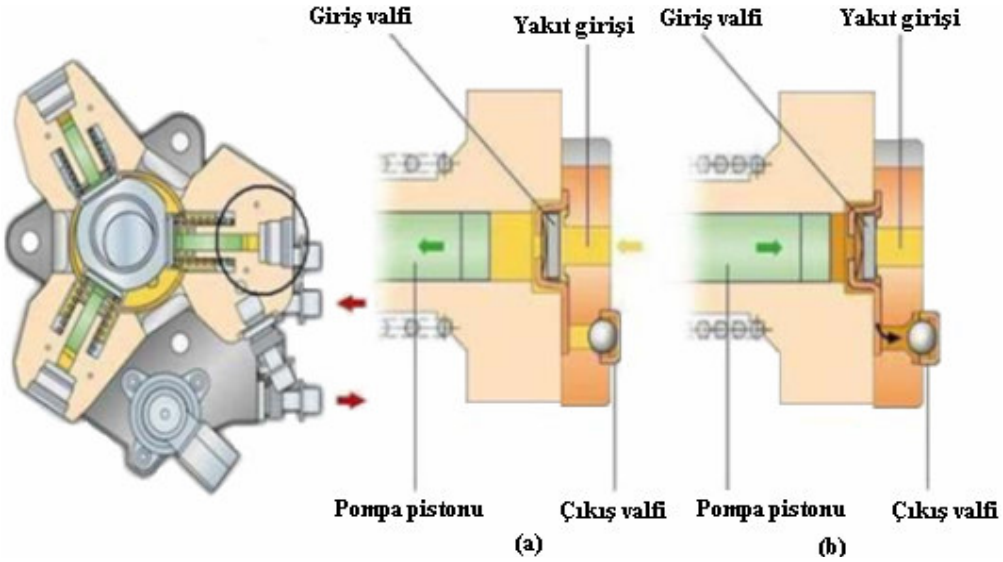
Şekil 3.10 : Yüksek Basınç Pompasının Elemanları [53]

Pompanın çalışma şeklini üç pompa elemanının bir tanesinin örneğinde açıklayalım. Her pompa elemanının üstünde birer giriş ve çıkış supabı bulunur.(Şekil3.10) Pompa elemanlarının bir tanesinin pistonunun aşağı doğru hareketi, besleme pompasından yakıt akışı için gerekli basıncın, giriş supabının açılma basıncından daha yüksek olmasına yol açar. Yakıt, pompa elemanının boş bölmesine emilir. Piston alt ölü noktasına geldiğinde basıncın düşmesinden dolayı giriş supabı kapanır ve yakıt akışı durur. Tekrar yukarıya doğru hareket eden bir pompa pistonu, yakıtı sıkıştırmaya başlar. Pompa elemanında rail sisteminde mevcut olan basınca ulaşıldığında çıkış supabı açılır. (Şekil 3.12)



Şekil 3.11 : Yüksek Basınç Pompasının Kesiti [53]

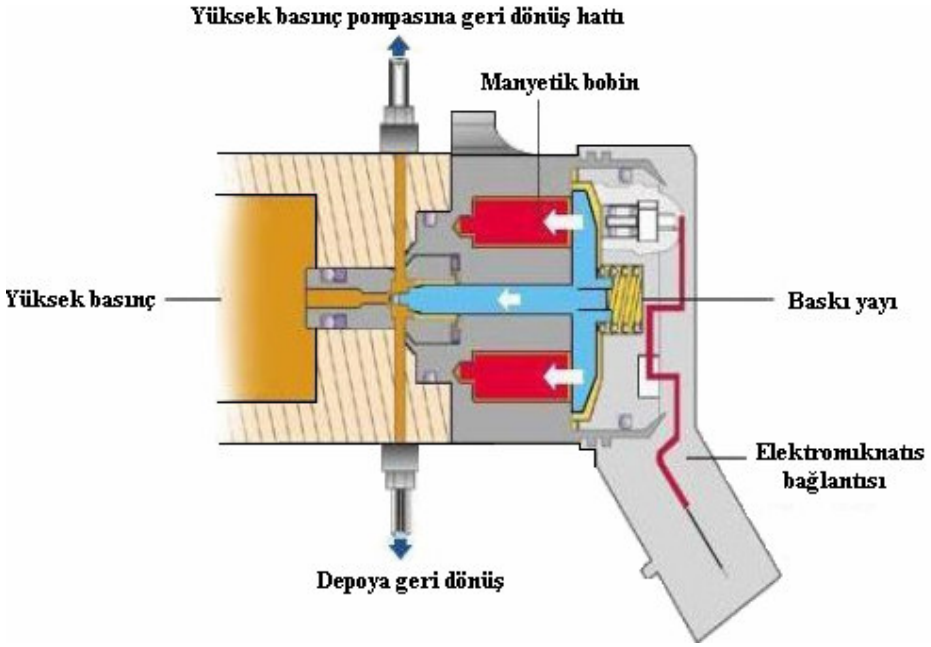
Yüksek oranda sıkışmış yakıt, piston üst ölü noktaya gelinceye kadar yüksek basınç devresine girer. Bundan sonra tekrar basınç düştüğü için, çıkış supabı kapanır ve anlatılan süreç baştan başlar. (Şekil 3.12)



Şekil 3.12 : Yüksek Basınç Pompasının Çalışması [53]

3.2.2.2. Basınç Kontrol Valfi

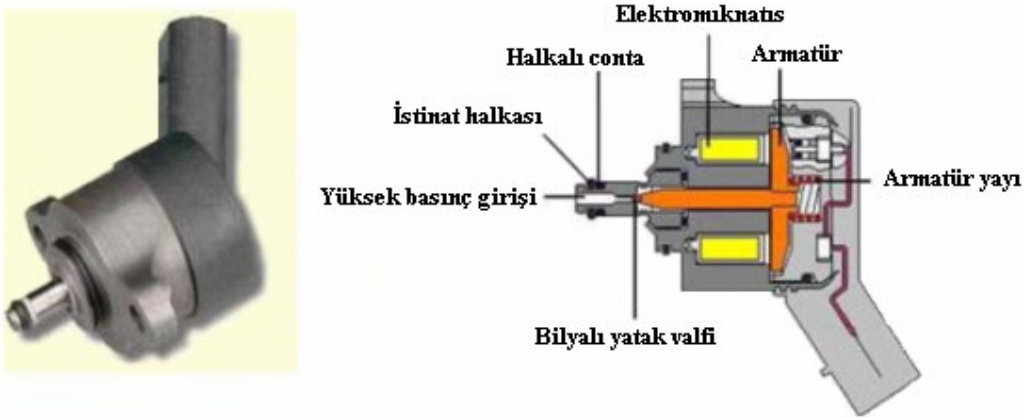
Ayar valfinin görevi; motorun çalışma durumuna bağlı olarak rail sisteminin yüksek basınç dolaşımının sabit olmasını sağlamaktır; yani rampada, püskürtme beyni tarafından belirlenen basınç değerini sağlar.



Şekil 3.13 : Yakıt Basıncı Ayar Valfi [53]

Motor çalışmadığı zaman manyetik bobinden akım geçmez. Bu durumda rail basıncı ile baskı yayı arasında basınç mekanik olarak dengelenir. Basınç dengelemesinden dolayı dışarı verilen yakıt, depoya veya yüksek basınç pompasına iletilir. Motor çalıştığında ve yüksek basınç pompası ile rail sisteminde uygun basınç oluştuğunda, supabın manyetik bobinine akım gider. (Şekil 3.13)

Basıncı yükseltmek için, devrenin(yüksek basınç hattı), geri dönüş ile bağlantısı olmamalıdır. Bunun için, bilya bir yay (baskı yayı) ve elektronik beyin tarafından beslenen bir bobin (manyetik bobin) yardımıyla kapalı tutulur.



Şekil 3.14 : Yakıt Basıncı Ayar Valfi ve Kesiti [53]

Basıncı düzenlemek için, elektronik beyin, bobinin besleme gerilimini belirlenen basıncı elde edebilmek için değiştirir. Bu sayede devrenin (yüksek basınç hattı) basıncı bobinin ve yayın kuvvetini yenebilir. Bilya yerinden kalkarak geri dönüş kanalını (depoya dönüş kanalı) açar ve böylece basıncın düşürülmesi sağlanır. (Şekil 3.14)

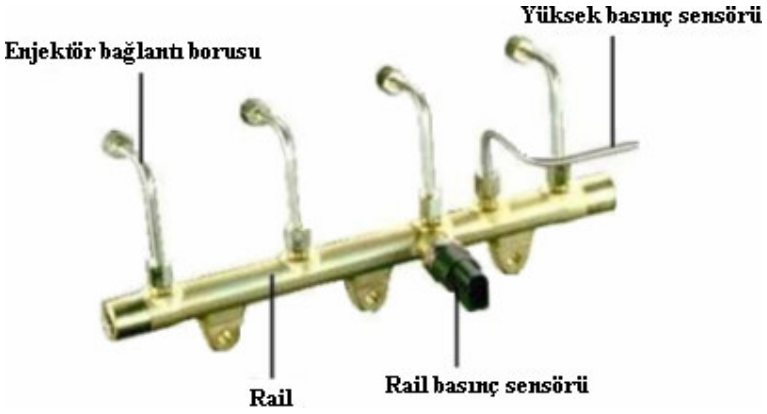
Kısaca; motor çalışmadığında, basınç valfi devre dışı kalır. Yüksek basınç gücü, yay gücünden fazla olduğundan ayar valfi açılır. Motor çalıştığında, basınç valfi devreye girer. Ayar valfi kapanınca bir taraftan yüksek basınç, diğer taraftan manyetik ve yay basınç gücü, bir güç dengesi oluşturur.

3.2.2.3. Dağıtıcı Boru (Rail)

Rail basınçta önemli düşmeler olmadan tam yakıt beslemesi sağlamak için tasarlanmış kalın çeperli bir borudur.Railde sürekli olarak yüksek basınçlı yakıt muhafaza edilir. Railin hacmi yolcu arabalarında sadece birkaç cm³'ten, ağır vasıtalarda 60 cm³'e kadar değişmektedir. Pompa girişinde bulunan solenoid yakıt

kontrol valfı yüksek basınçtaki yakıtın rail'e taşınmasını kontrol eder. Rail basıncı 20 ve 160 MPa arasında kontrol edilebilir. P–L–N sistemlerinde olduğu gibi Common–Rail de yakıt hatlarındaki ve raildeki dalga dinamiğiyle ilgili etkilere açık bir sistemdir. Sistemin bir bölümünde meydana gelen ani basınç düşmesiyle oluşan dalgalar sistemin katı ve sert bölgelerine çarpıp geri dönerken düşük püskürme basıncı gibi istenmeyen sonuçlara sebebiyet verebilirler.

Yüksek basınç dağıtıcı borusu (rail), her pompa devrinde, üç pompa strokunun ve enjektörlerin açılmalarının sebep olduğu basınç farklılıklarını sönümler. Dağıtıcının iç hacmi, geçici çalışma dönemlerinde basınç adaptasyonunda gecikmelere izin vermeden ve dağıtıcının dizel yakıtı ile doldurulması gereken marşa basma safhasını engellemeden , bu pulsları sönümleyecek şekilde dizayn edilmiştir. Dağıtıcı (rail), yüksek çalışma sıcaklıklarına dayanıklı çelikten yapılmıştır, şekil olarak uzundur ve dağıtıcı boyunca uzanan 11 mm çapında silindirik bir kanala sahiptir. Bu kanalın hacmi yaklaşık olarak 34 cc'dir. Dağıtıcının üzerinde, braketler vasıtası ile motora bağlanması için delikler mevcuttur. (Şekil 3.15)



Şekil 3.15 : Dağıtıcı(Rail) Boru [53]

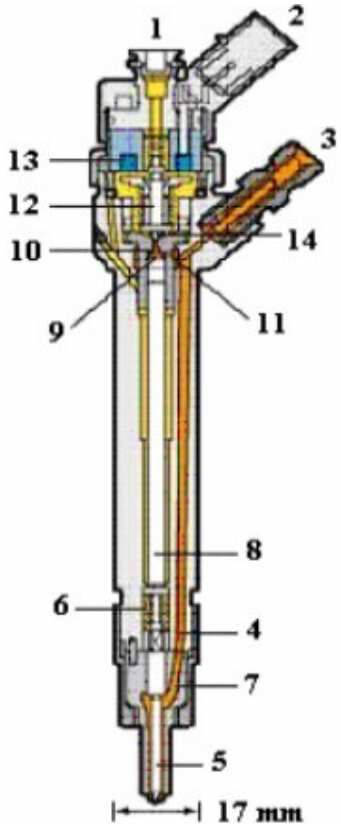
3.2.2.4. Selonoid Valf Kumandalı Enjektör

- Enjektörün Yapısı

Common–Rail yakıt püskürtme sistemi müşterek rail sistemi için üretilen elektromanyetik kumandalı özel enjektörler, yüksek bir hassasiyete ve çok dar tolerans limitlerine sahiptir.(Şekil 3.16) Bilinen dizel püskürtme tertibatlarında olduğu gibi burada da enjektörler silindir başlıklarına sıkıştırma plakaları ile tespit edilir. Böylece mevcut dizel motorlarına monte edilebilirler. Silindir başlığında yer aldığından dolayı enjektörler çok küçük çapta, 17 mm çapında üretilirler.

Şekil 3.16 : Selonoid Valf Kumandalı Enjektör [53]

Enjektörleri işlev bakımından dört bölüme ayırabiliriz. Her bir elemanın nereye ait olduğu şekil 3.17'de görülebilir. İşlev bölümleri; yakıt kanal bağlantıları, hidrolik kontrol sistemi, çok delikli enjektör memesi ve manyetik supabıdır.



Bağlantılar ve yakıt kanalları
1. Yakıt deposuna yakıt geri dönüşü
2. Elektrikli bağlantı manyetik valfi
3. Yakıt beslemesi - yay yüksek basınç
4. Enjektöre giriş kanalı

Çok delikli enjektör
5. Enjektör iğnesi

Hidrolik kontrol sistemi
6. Enjektör yayı
7. Odacık hacmi
8. Valf kontrol pistonu
9. Valf kontrol bölmesi
10. Akma regülatörü
11. Besleme

Manyetik valf
12. Geri ayar yayı ile armatür
13. Elektromıknatıs
14. Valf bilyesi

Şekil 3.17 : Selonoid Valf Kumandalı Enjektörün Bölümleri [53]

Elektromanyatik kumandalı yakıt enjektörü iki kısma ayrılır;

- Bobinlerden ve valflerden oluşan solenoid
- Basınç çubuğu, pim ve yüksek basınçta yani atmosfer basıncında sirkülasyon için 1600 bar değerine kadar beslenen çok delikli püskürtücüden oluşan aktüvatör (püskürtücü).

Elektromanyetik kontrollü yakıt enjektörü, yüksek basınçlı bir yakıt besleme kanalı ve ortam basıncında bulunan bir sirkülasyon borusunu içerir. Besleme kanalı, yüksek çalışma basınçlarına dayanıklı bir boru vasıtası ile raile bağlanmıştır; sirküle edilen yakıt depoya gönderilir. Valfin içindeki ve aktüvatörün hemen üzerindeki bölüm "kumanda odası" olarak adlandırılır ve yakıt enjektörünün çalışmasında büyük rol oynar. Kumanda odası, giriş deliği üzerinden sürekli olarak dizel yakıtı ile beslenen küçük bir odadır. Yakıtın odadan tahliyesi çıkış deliği üzerinden gerçekleşir. Bu deliğin açılmasını bir kumanda solenoidi kumanda eder. Kumanda odasında yer alan besleme basıncındaki dizel yakıtı, basınç çubuğunun üst yüzeyine etki eder. Dolayısı ile bu alana etki eden kuvvet ise, kumanda odasındaki basınca bağlıdır.

- Solenoid Kumanda Valfi

Kumanda solenoidi, kumanda odasındaki basıncı kontrol altında tutar ve dolayısı ile de aktüvatörün yakıtın gelmesini ne zaman ve ne kadar süre ile sağlayacağını belirler. Kumanda odasındaki basınç, giriş deliğinin açılması ve kapanması ile belirlenir. Giriş deliğine, küresel bir kapatıcı etki eder; bu kapatıcıyı bir kılavuz iğne kumanda eder. Kılavuz iğne, normal olarak bir yay tarafından kapalı konumda tutulur. Elektromıknatıs elektriksel olarak beslendiğinde, yay kuvveti yenilir ve kılavuz iğne yukarı hareket eder. Böylece küresel kapatıcı, giriş deliğinin açılmasını sağlar. Kılavuz iğnenin yukarı kaldırılması, bir ayar vidası ile ayarlanabilen bir stop ile sınırlanır.

Basınç çubuğu–pim grubu yukarı konumda iken, püskürtücü basınçlı yakıt ile beslenir. Basınç çubuğu–pim grubu aşağıdaki kuvvetlerin altındadır:

a.) Yay tarafından oluşturulan ve pim üzerine etki eden, kapanma yönündeki elastik kuvvet. Bu kuvvet, borudaki basınç sıfıra düştüğünde, püskürtücünün sızdırmazlığını sağlayarak, yakıtın silindir içine damlamasını önler.

b.) Kumanda odasında mevcut olan basınç çubuğunun üst yüzeyine etki eden, dizel yakıtın basıncı. Bu basınç, kapanma yönünde etkili olan kuvveti oluşturur.

Besleme odasında mevcut olan dizel yakıtının basıncı, dairesel halka şeklindeki yüzeye etki eder. Bu yüzey, dış tarafta püskürtücü içindeki pimin içinde kaydığı çap tarafından; iç tarafta ise, konik yuvanın sızdırmazlık sağlanan kenarındaki çap tarafından sınırlanır. Buradaki basınç, açılma yönünde etkili olan bir kuvvet oluşturur.

- Enjektörün Çalışması

Enjektörün çalışması çok karmaşık bir süreci kapsar. Küçük adımlara ayırarak açıklayalım. Enjektör serbest konumda, elektromıknatıs elektriksel olarak beslenmez ve kılavuz iğne kapalı konumdadır. Giriş deliği üzerinden beslenen kumanda odasındaki basınç, hattaki basınca eşittir. Dolayısı ile basınç çubuğu–pim grubuna kapanma yönünde etki eden kuvvetler, açılma kuvvetini yener. Püskürtme sürecinin önemli parçalarından bir tanesi, enjektör memesi iğnesidir. Enjektör memesi iğnesi, enjektör memesi yayı ile yuvasına bastırılır. Sürekli olarak yakıtla dolu olan enjektör kapalı durur. Enjektör memesi iğnesi üst tarafındaki odacıkta rail basıncı altında olan yakıt bulunur. Rail basıncının enjektör başlığı yayını kaldırıp sürekli bir püskürtme olmaması için kontrol pistonu tarafından aksi yönde bir basınç oluşturulur. Manyetik supap devre dışıdır. Armatürün supap bilyası, bastırma yayı tarafından çıkış tıkacındaki yerine bastırılır. Supap kontrol bölmesine yakıt akar ve railin yüksek basıncı oluşur.

Supap kontrol pistonundaki rail basıncı ve enjektör memesi yayının gücü, enjektör iğnesini, basınç basamağını etkileyen açma gücüne karşı kapalı tutarlar. Püskürtme başlangıcında elektromıknatıs elektriksel olarak beslendiğinde, kılavuz iğne yukarı hareket eder ve kesit alanı giriş deliğinden daha büyük olan çıkış deliği açılır. Sonuç olarak, giriş deliği üzerinden yeterli miktarda akış olmadığından dolayı, kumanda odasında mevcut olan dizel yakıtı boşaltılır ve basınç düşer. Basınç çubuğunun üst kısmına etki eden kuvvet azalır ve açma kuvveti değerinin üzerine çıktığında, püskürtücü açılmaya başlar. (Şekil 3.18)

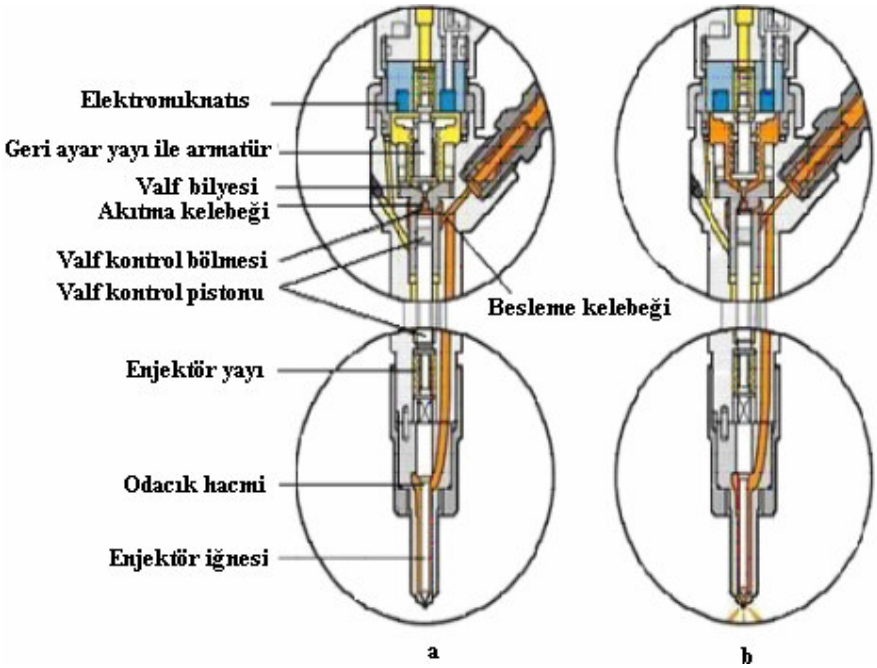
Sürekli olarak basınç borusu tarafından doldurulan besleme odasından gelen dizel yakıtı püskürtücü üzerinden akmaya başlar ve yakıt silindirlere gönderilir. Yani

manyetik supap devreye alındığında veya elektromıknatısın gücü, bastırma yayı ve armatürün toplam gücünün üstüne çıktığında, çıkış tıkacı açılır. (Şekil 3.18)

Çıkış tıkacı açıldığında yakıt, supap kontrol bölümünden üstteki boşluk vasıtası ile yakıt geri iletme elemanı üzerinden depoya gider. Supap kontrol bölmesindeki basınç düşer ve kontrol pistonu yukarı doğru hareket eder. Supap kontrol bölmesinin basıncı, odacık basıncından az olduğu için supap kontrol pistonu yukarı doğru itilir ve enjektör yayı bastırılır. Kontrol pistonu üst konumda olduğunda enjektör iğnesi tamamen açıktır. İğnenin açılması ile püskürtme süreci başlar.

Püskürtme sonunda elektromıknatısın elektriksel beslenmesinin kesilmesi, çıkış deliğinin kapanmasına sebep olur, bu da daha sonra kumanda odasındaki basıncın hızla artarak orjinal değerine ulaşmasını sağlar. Sonuç olarak, basınç çubuğu pimine etki eden kuvvetler tekrar dengelenirler. Kuvvetlerin dengelenmesi sonucunda, basınç çubuğu ve pimi tekrar aşağı doğru hareket eder. (Şekil 3.18)

Püskürtücüye yakıt akışı durdurulur ve püskürtme sona erdirilir. Yani manyetik supap devre dışı kaldığında armatür, bastırma yayının gücü ile aşağı doğru itilir. Akıtma tıkacının kapanması ile supap kontrol bölmesinde yine railde olduğu gibi bir basınç oluşur. Supap kontrol bölmesi ile enjektör yayının gücü, yine odacık gücünün üstüne çıktığından enjektör iğnesi kapanarak püskürtme sona erer.(Şekil 3.18)



Şekil 3.18 : Selonoid Valf Kumandalı Enjektörün Çalışması [53]

- Püskürtme Kontrolü

Enjektörlerin manyetik supaplar ile kontrol edilmesi suretiyle püskürtme süresi ve püskürtülen yakıt miktarı, son derece hassas olarak tespit edilebilir. Çok delikli enjektörlerin rail basıncı ile birlikte kullanımı yakıtın püskürtme esnasında çok düzgün olarak yayılmasını sağlar. CR püskürtme sistemleri pilot püskürtmeler ve post (ikincil) püskürtmeleri içeren dengeli çoklu püskürtme uygulama özelliğine sahiptir. Pilot püskürtmelar CR motorlarda gürültüyü ve emisyonları azaltmak için kullanılan başlıca stratejidir. Post püskürtmeler yanma sıcaklığını yükseltmek ve egzoz gazının HC içeriğini zenginleştirmek için kullanılabilir.

3.3. CR Yakıt Püskürtme Sisteminin Fonksiyonları

Common–Rail yakıt püskürtme sistemi motor kontrol ünitesiyle birlikte bir dizi önemli işlevi yerine getirir. Bu işlevler şöyle sınıflandırılabilir:

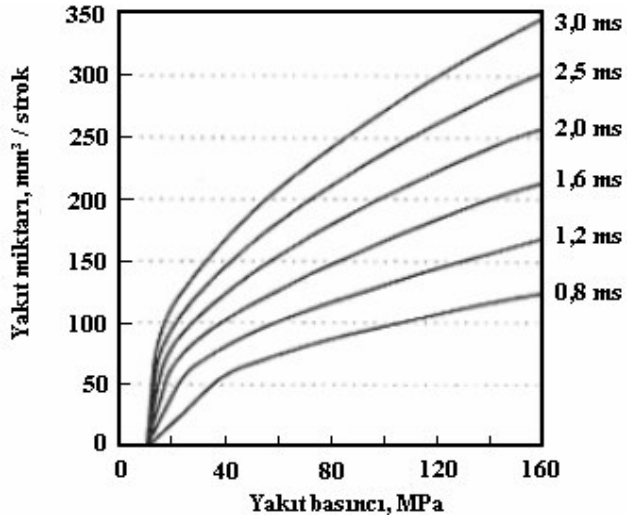
- Yakıt transferi ve püskürtme zamanlaması
- Püskürtme oranı değişimi (pilot püskürtmeler)
- Post (ikincil) püskürtmeler
- Hız kontrolü ve soğuk çalıştırma(Cold–Start) prosedürü

Püskürtmeyi,dizel enjektörü enjektörler üzerinde bulunan ve süratle anahtarlanabilen manyetik supaplar sağlamaktadır. Bu da püskürtmenin şekillendirilmesi, püskürtme miktarının ölçülmesi ve yakıt püskürtmesi bakımından yeni imkanlar sağlamaktadır. Ayrıca yine bu imkanlar sayesinde yeni sistemin mükemmel bir avantajı olan pilot (ön) püskürtme ortaya çıkmaktadır.

Basınç oluşumunun ve püskürtmenin ayrılmasına ilişkin tek şart, bir dağıtıcı boru (rail) ve enjektörlere giden borulardan oluşan, yüksek basınç tutucusudur. Sistemin çekirdek parçası, manyetik supap kumandalı enjektördür. Püskürtme olayı, beyinden manyetik supaba giden bir sinyal ile başlatılır. Bu arada püskürtülen miktar, hem manyetik supabın açılma süresine hem de sistem basıncına bağlıdır. Sistem basıncını, yüksek basınçlı, pistonlu pompa oluşturmaktadır. Adı geçen pompa, düşük tahrik dönme momentleri ile çalışır, bu da pompa tahrikinin yükünü azaltmış olur. Basınç oluşumu için, binek otomobillerde distribütör tipi pompalar; ticari araçlarda ise sıra tipi pompalar öngörülmüştür. Common–Rail yakıt püskürtme sistemlerinde,

beyin, sensörler ve çoğu sistem fonksiyonları, başkalarında bulunan pompa–meme – birimi ve pompa–boru–meme gibi zamana bağlı tek pompa sistemleri ile eşittir. Common–Rail tekniği ile varılan gelişmeler duyulabilmekte ve ölçülebilmektedir.

Yakıt transferi ve zamanlaması her tip yakıt püskürtme sisteminde motor momentini ve çıkış gücünü, yakıt tasarrufunu, emisyonları ve gürültüyü etkileyen ana fonksiyonlardır. Yakıt transferi püskürtme basıncının ve süresinin bir fonksiyonudur. CR sistemlerinde püskürtme zamanlamasıyla birlikte bu iki parametre de klasik yakıt sistemlerinde bulunandan daha sıkı aralıklarda kontrol edilebilir. Şekil 3.19'da ağır – iş motorlarda kullanılan bir CR sisteminde farklı püskürtme sinyal süreleri için basınç değişikliğinin püskürtme miktarı üzerindeki etkisi gösterilmiştir.

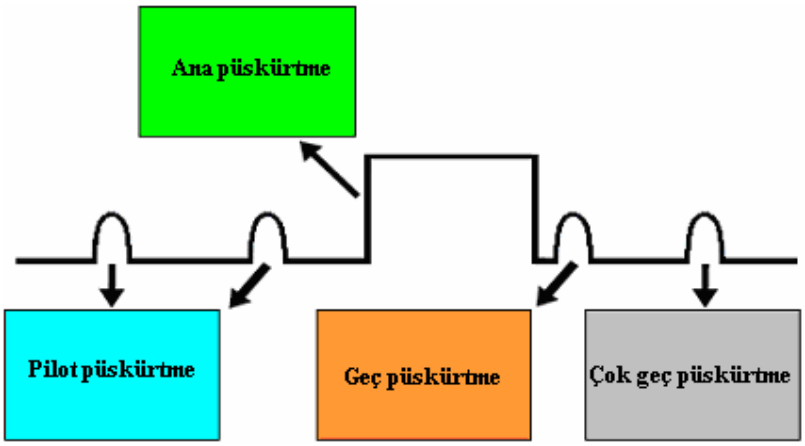


Şekil 3.19 : CR Sisteminde Farklı Püskürtme Sinyal Süreleri İçin Basınç Değişikliğinin Püskürtme Miktarı Üzerindeki Etkisi [46]

Belirli yakıt miktarları farklı basınçlarda farklı zamanlarda verilen enerjiyle transfer edilebilir. Eğriler yumuşaktır ve tipik bir Bernoulli tipi davranış gösterir. Şekil 3.19'da gösterilen durumda püskürtme için minimum 15 MPa civarında bir rail basıncı gerekir. Bu minimum basınç enjektör vanalarındaki akış oranına bağlıdır. Modern dizel motorlarda başlangıçtaki püskürtme oranının (oran değişimi) kesin kontrolüne ihtiyaç vardır. Örneğin, ateşleme gecikmesi çalışma koşullarına bağlıdır ve araç hızlanırken sabit hız ve yükle gittiğinde sürdüğünden daha uzun sürecektir. Ayrıca, turbo üniteli motorlarda hızlanma sırasında bir çekiş kaybı(turbo lag) meydana gelir. Uzun süreli bir şehir içi sürüşünden sonra hızlanma sırasında turbo lag ve düşük silindir çeperi ısısına bağlı olarak fazla yanma gürültüsü ve HC emisyonları oluşur. Bu olumsuz etkiler püskürtme oranı değişimiyle kontrol

edilebilir. P–L–N ve EUI püskürtme sistemlerinde kullanılan püskürtme oranı kontrol tekniklerinin çoğu, iğneye yatağında uygulanan basıncın zamanla artışına uygun olarak çalışabilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu stratejiler CR sisteminde kullanılmaya uygun değildir çünkü basınç püskürtme süresince sabittir. Buna alternatif olarak kullanılan yöntem püskürtme valfını kapatıp açarak sağlanan bir dizi küçük püskürtme ile zamanla püskürtmeyi değiştirmektir

CR püskürtme sistemleri pilot püskürtmeler ve post (ikincil) püskürtmeleri içeren dengeli çoklu püskürtme uygulama özelliğine sahiptir. Pilot püskürtmeler CR motorlarda gürültüyü ve emisyonları azaltmak için kullanılan başlıca stratejidir. Şehir içi sürüşlerinde gürültüyü azaltmak için kullanılan yaygın bir teknik, ilki küçük ikincisi daha büyük olacak şekilde iki pilot püskürtme gerçekleştirmektir. Ticari Common–Rail yakıt püskürtme sistemlerinde kontrol stratejileri, uygulama mühendisinin çoklu pilot püskürtmeyi (bir ana ve bir post püskürtme) seçmesine olanak sağlar. Sistemler çok erken/geç püskürtme ve pilot ve ana püskürtmeler arasında minimal ayrıma izin vererek her geçen gün biraz daha esnekleşmektedir.



Şekil 3.20 : Beş Kademeli Püskürtme [1]

Günümüz püskürtme teknolojisi, yanma gürültüsü ve egzoz emisyonlarını azaltmak, bunun yanında motor performansını artırmak için kademeli püskürtme sistemlerini geliştirmiştir. Şekil 3.20 'de beş kademeli püskürtme gösterilmektedir.

Dizel motorlarındaki yüksek basınç, silindirler içerisinde sıcaklığın hızlı bir şekilde artmasına ve buna bağlı olarak NOx emisyonlarının artmasına neden olur. Bu durumu ortadan kaldırmak için pilot püskürtme yöntemi geliştirilmiştir. Bu yöntemde, silindire önce az miktarda (~0,5–1,5 mm^3) yakıt püskürtülür ve

püskürtülen bu yakıt hemen yanarak yanma odasının ısınmasını sağlamaktadır. Böylece TG süresi de kısalır ve esas yanmaya yönelik ideal şartlar oluşturulmuş olur. Gelişmekte olan pilot püskürtme teknolojisi, düşük yük bölgelerindeki hidrokarbon emisyonlarını, NOx emisyonlarını ve yanmadan kaynaklanan gürültü kirliliğini azaltmaktadır. Yanma gürültüsü ve emisyon oranlarının kendiliğinden azalması, pilot yanmış gazların etkisinin azalması, pilot püskürtme zamanının daha ileriye alınması ve pilot yakıtın minimize edilmesi ile mümkün olmaktadır. Bununla birlikte, pilot yakıtın çok küçültülmesi ve püskürtme zamanının çok ileriye alınması pilot yanmayı bozacağından, miktar ve zamanın belirli bir değer aralığında sınırlandırılması gerekmektedir.

NOx ve partikül emisyonlarını azaltmak için ana püskürtme periyodunda torba profilli basınç eğrisi kullanılmaktadır. EGR portunun açık olduğu süre zarfında partikül emisyonlarını azaltmak için ana püskürtme periyodunda maksimum basınç kullanılmaktadır. Yüksek basınç altında çift post püskürtme partikül (is) emisyonlarını azaltmak için uygulanmaktadır. Motorun bazı çalışma şartlarında egzoz gaz sıcaklığı çok düşük olduğundan partikül filtresinin ve katalizörün çalışma sıcaklığına getirilmesi mümkün değildir. Motorun tüm çalışma şartlarında katalizör ve partikül filtresinin çalışma sıcaklığına getirilmesi ikinci post püskürtme işlemi ile gerçekleşmektedir. Böylece katalizör ve partikül filtresi sürekli çalışma sıcaklığında tutulmuş olur. Yağlama yağının seyrelmesini önlemek için ikinci post püskürtmenin düşük basınçlarda gerçekleşmesi tercih edilir. Çok geç yapılan post püskürtme HC üretimini ve egzoz gazı sıcaklıklarının artışına sebep olur.

Pilot püskürtme, esas ana püskürtmeden önce oluşarak yakıtın yanmasına ilişkin çıkış oranlarını yüksek derecede iyileştirmektedir. Ön veya çoklu püskürtme, süratli manyetik supaplarına çok kere kumanda edilmesi ile oluşturulur. Böylece hem zararlı madde ve gürültü emisyonu hem de dizel motorlarının tüketim değerleri daha da azaltılmaktadır. Common–Rail yakıt püskürtme sistemi, motorda önemli değişiklikler yapılmadan, kullanılan püskürtme sisteminin yerini alabilmektedir. Ön püskürtme sayesinde bu direkt püskürtücü, ön yanma odalı motorun düşük gürültü seviyesi ile çalışırken aynı zamanda en katı egzoz gazı kurallarına da uymaktadır.

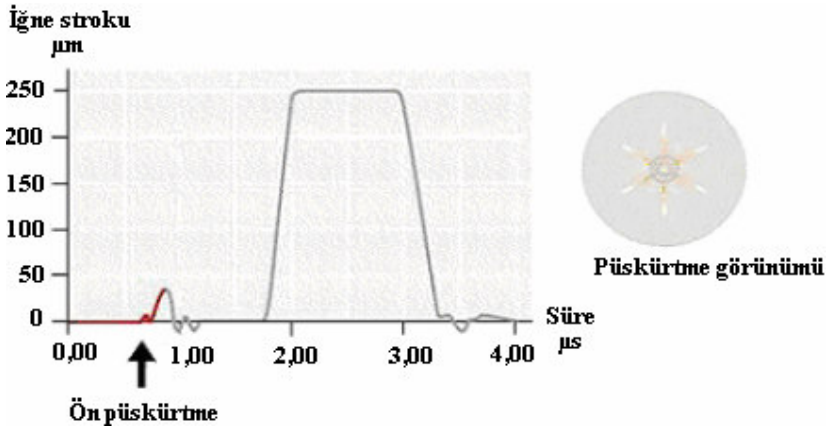
Post püskürtmeler yanma sıcaklığını yükseltmek ve egzoz gazının HC içeriğini zenginleştirmek için kullanılabilir. Yükselen sıcaklık ve zengin karışım, partikül filtreleri ile NOx adsorberları gibi çeşitli egzoz gazı iyileştiricilerin aktivasyonunda

rol oynar. Çoklu püskürtmeler Common–Rail yakıt püskürtme sistemlerinde yaygın olarak kullanılmasına rağmen sadece bu tip püskürtme sistemleriyle sınırlı değildir. İleri elektronik birim enjektörler de çoklu pilot ve post püskürtme özelliğine sahiptir.

- Pilot Püskürtme

Ana püskürtme başlamadan önce ön püskürtme ile halen sıkıştırılmakta olan hava–yakıt karışımı ateşlenir. Bunu sağlamak için enjektör iğnesi kısa süreli olarak sadece milimetrenin birkaç yüzde biri kadar kaldırılır ve sonra yine bırakılır (Şekil 3.21).

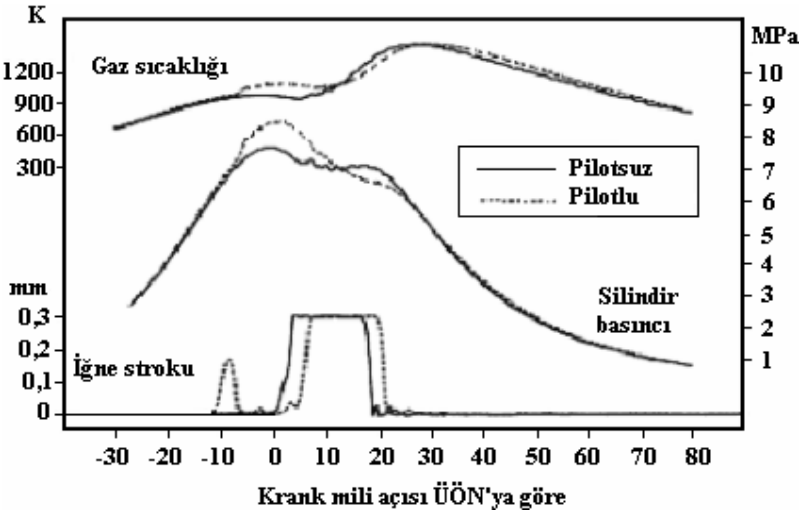
Motorun her türlü çalışma koşulunda küçük pilot püskürtmeleri doğru şekilde gerçekleştirmek Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin başlıca özelliklerinden biridir. Pilot püskürtmelerin amacı motor gürültüsünü ve NOx emisyonlarını azaltmaktır. Pilot püskürtme aynı zamanda motor hızının dalgalanmasını da engeller. Bu pilot püskürtmeler ana püskürtmenin küçük bir yüzdesi kadar gerçekleştirilir. Örneğin, 50 mm³'lük bir ana püskürtmeden önce 2 mm³'lük bir pilot püskürtme.



Şekil 3.21 : Ön Püskürtme [61]

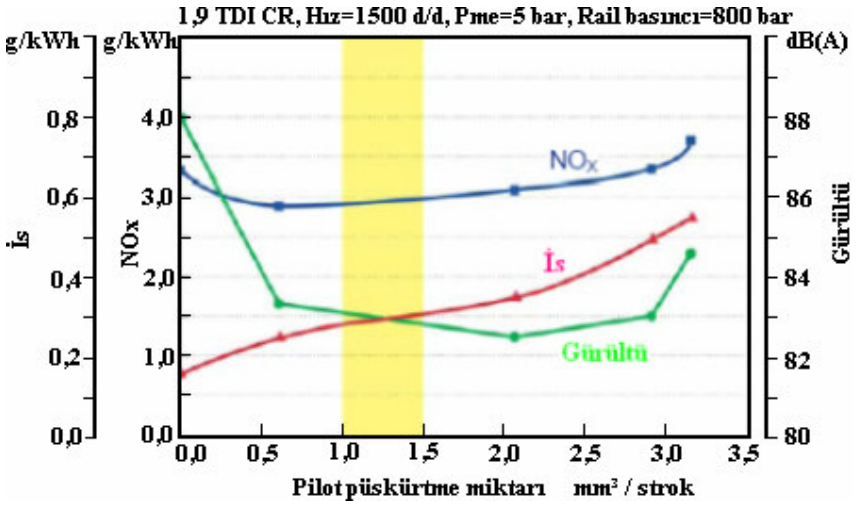
Şekil 3.22'de pilot püskürtmenin yanma basıncı ve gaz sıcaklığı üzerindeki etkisi görülmektedir. Deneyler krank tahrikli elektronik birim enjektörüne sahip bir araştırma motoru üzerinde yapılmıştır. Püskürtme sisteminin Common–Rail olmamasına rağmen veriler potansiyel emisyon faydaları ve beklenebilecek yanma mekanizmalarıyla ilgili iyi bir örnek teşkil etmektedir. 1550 devir/dakika' da ve 50% motor yükünde biri pilot püskürtmeli diğeri pilot püskürtmesiz iki deney gerçekleştirilmiştir. Her iki durumda da benzer bir BSFC sağlamak için püskürtme parametreleri (zamanlama, esas püskürtmeye göre pilot püskürtmenin gelişimi, pilot miktarı) seçilmiştir. Pilot püskürtmeli ve pilot püskürtmesiz NOx emisyonları

karşılaştırılmıştır. Sonuç, yakıt tasarrufunda hiçbir azalma olmadan pilot püskürtmeye bağlı 16% NOx azalmasına işaret etmektedir.



Şekil 3.22: Pilot Püskürtmenin Yanma Basıncı ve Gaz Sıcaklığı Üzerindeki Etkisi[46]

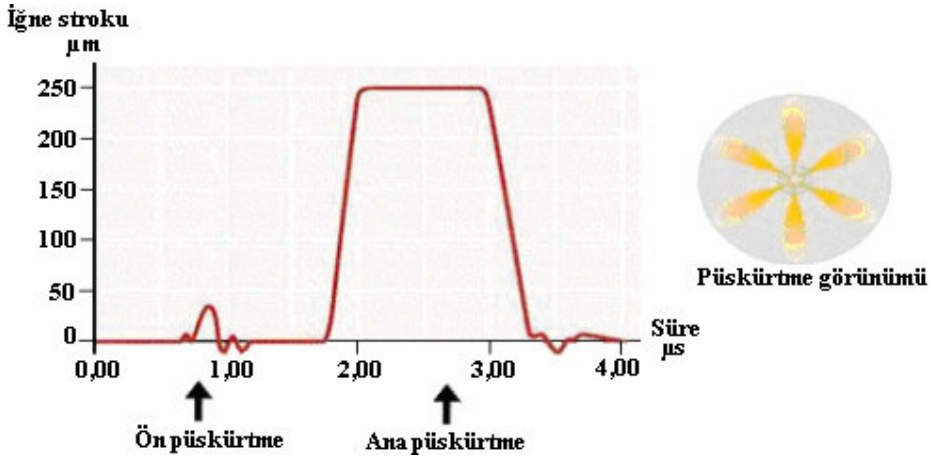
Pilot püskürtme ile gerçekleşen NOx emisyonundaki azalmanın açıklanması çok kolay değildir. NOx emisyonları yanma basıncı ve sıcaklığıyla artar. Ancak şaşırtıcıdır ki, pilot püskürtmeli yanma basıncının pilot püskürtmesiz yanma basıncından daha yüksek olabildiği gözlemlenmiştir. Şekil 3.22'deki silindir basıncı ilk önce 0 – 10 ° ÜÖN sonrası arasında önemli oranda yüksektir. Daha sonra 10 – 24° ÜÖN sonrası arasında önemli oranda düşüktür ve son olarak da geri kalan kısımda da benzer şekildedir. Pilotlu ana püskürtmenin pilotsuza göre boyutunun daha küçük olması ve zamanlamasının gecikmesi, ana püskürtme için ısı kaybının daha az olmasını sağlar. Bu da difüzyon yanmasının en yüksek oranda gerçekleştiği 10–24°ATDC arasında silindir basınçlarını ve ortalama gaz sıcaklıklarını, dolayısıyla NOx oluşumunu azaltır. Aynı çalışmada motor gürültüsünün 79 dB' den 69'a düştüğü rapor edilmiştir. Ancak bu sonuç toplam yakıtın 50%'sinin oluşturduğu çok yüksek bir pilot püskürtmeyle elde edilmiştir. Şekil 3.23'de ise pilot püskürtmenin gürültü ve is miktarları ile NOx emisyonu üzerine etkisi görülmektedir. İs miktarı pilot püskürtme miktarıyla doğru orantılı olarak sürekli artmaktadır. Pilot püskürtme miktarının çok artırılması hem motordan gelen gürültü miktarını hem de NOx emisyonlarını artıracaktır.



Şekil 3.23 : Pilot Püskürtmenin Gürültü ve İs Miktarları ile NOx Emisyonu Üzerine Etkisi [1]

- Ana Püskürtme

2 µs'den kısa süre sonra ana püskürtme başlar.(Şekil 3.24) Kademeli püskürtme yanmanın daha yumuşak ve düzgün olmasını sağlar. Kademeli püskürtmenin yararları; ana püskürtme gecikmesinin kısalması, yanma tepe noktalarının azalması ile yanma seslerinin azalması ve yakıt karışımının en iyi şekilde yakılması ile zararlı egzoz gazı çıkışındaki azalma ve yakıt tüketimindeki düşüştür.



Şekil 3.24 : Ana Püskürtme [61]

- Post Püskürtme

Common–Rail yakıt püskürtme sistemi, yakıtın post püskürtmelerini gerçekleştirme yeteneğine de sahiptir. Post püskürtme özelliği yanma (ve egzoz gazı) sıcaklığını ve egzoz gazındaki hidrokarbon içeriğini (“egzoz gazının zenginleştirilmesi”) azaltmak

için kullanılabilir. Bu şekilde is oluşumu da azalmış olur. Çok geç yapılan post püskürtmeler ise HC emisyonunu ve egzoz sıcaklıklarını artırır. Post püskürtme özelliği aşağıda verilmiş olan bazı katalitik emisyon kontrol teknolojileriyle uyumlu olabilir.

a.) Dizel partikül filtreleri

b.) NOx yok ediciler

c.) NOx katalist HC azaltıcılar

Pasif partikül filtre sistemleri yenileme için egzoz gazı sıcaklığı ve bir katalizör ya da yakıt katkı maddesine bağlıdır. Egzoz gazı sıcaklıkları dikkate değer derecede düşükse tamamen pasif filtre sistemleri yeterli yenilemeyi gerçekleştiremeyebilir. Yakıtın post püskürtmesi filtre yenilemesini arttırmak için yanma sıcaklığını periyodik olarak arttırmakta aktif bir strateji olarak kullanılabilir. Bu şekilde motor yönetim stratejileri uygulayan filtre sistemleri ilk olarak 2000 yılında Peugeot ve 2003 yılında Renault tarafından Avrupalı Common–Rail araçlarda piyasaya sürülmüştür.

Kısaca kademeli püskürtmenin faydaları şöyle sıralanabilir ;

– Tutuşma gecikmesinin azalması,

– Yanma gürültüsü düzeyinin düşmesi,

– Zararlı gaz çıkışının azalması,

– Yakıt tüketiminin azalmasıdır.

- Gönderilen Yakıt ile İlgili Gözlemler ve Püskürtme Avansı

Her püskürtmede gönderilen yakıt miktarı, esas olarak iki parametreye bağlıdır. Enjektör memesinin açık kalma süresi ve besleme odasındaki basınçtır. İlk olarak, besleme odasındaki basıncın hattaki basınca eşit olduğu düşünülebilir. Bununla birlikte, püskürtme esnasında, basınçta, püskürtmenin sebep olduğu hafif bir düşme söz konusudur.

Ulaştırılması güç olduğundan ve mevcut zamanın çok kısıtlı olmasından dolayı, besleme odasındaki basıncın kontrol edilmesi ve ölçülmesi mümkün olmadığı için, püskürtme basıncının besleme manifoldundaki basınç ile aynı olduğu kabul edilir.

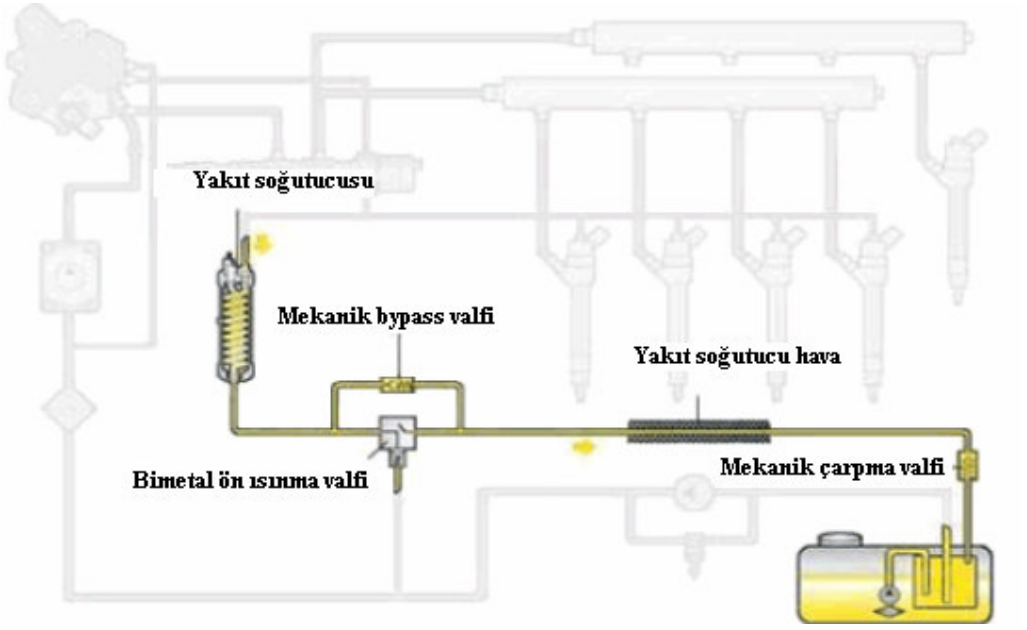
Enjektör iğnesinin açık kalma süresi, elektriksel kumandanın (ET–enerjilenme süresi) süresine bağlıdır. Gerçekte elektriksel kumanda süresi ne kadar uzun ise, kılavuz iğnenin ve enjektör iğnesinin de o kadar uzun süre açık konumda kalması gerekir.

Püskürtme süresi ile, elektriksel kumanda süresi arasında hemen bir bağlantı kurulamaz. Daha sonra, püskürtme süresi için referans belirlendiğinde, elektriksel kumanda süresi veya ET–enerjilenme süresi–göz önüne alınacaktır. Püskürtmenin sona ermesindeki gecikme süresi, püskürtmenin başlamasındaki gecikme süresinden daha uzun olduğu için, genellikle püskürtme süresi, elektriksel kumanda süresinden daha uzundur.

Püskürtme avansı belirlenirken, elektriksel kumandanın başlamasındaki gecikme süresi arasındaki fark göz önüne alınmalıdır. Pratikte, Common–Rail yakıt püskürtme sistemi; püskürtme avansı için püskürtme başlamasını değil, elektriksel kumandayı referans alır. Aynı düşünce, püskürtmenin sona ermesi konusunda da geçerlidir. Elektriksel kumandanın sonundan itibaren püskürtmenin sona ermesindeki gecikme, püskürtmenin başlamasındaki gecikme süresinden daha uzundur.

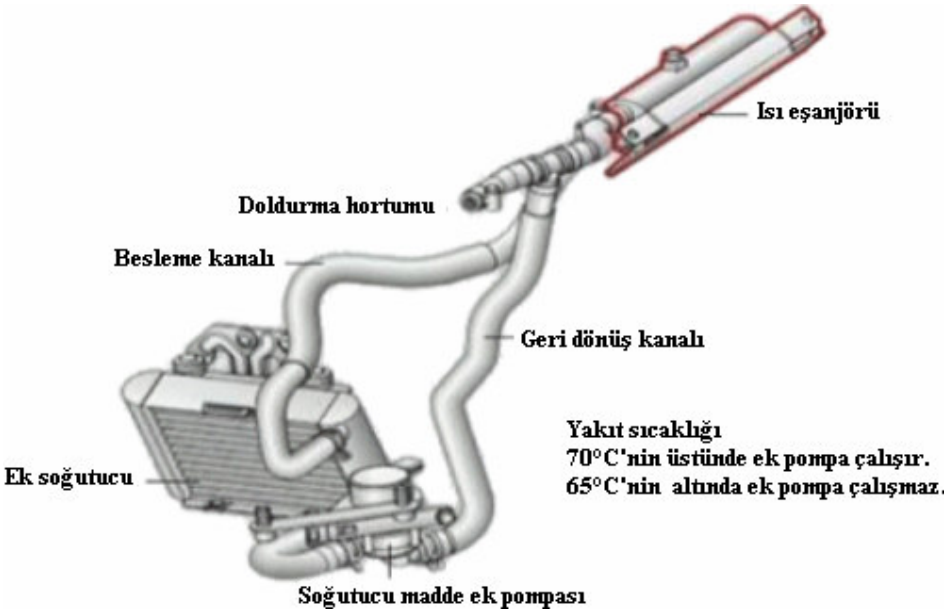
3.4. Geri Akış

Yanmaya iletilmeyen yakıt, alçak basınç beslemesinin geri dönüş kanalı tarafından tekrar geri taşınır. Yakıtın geri taşınması için, geri dönüş kanalında çeşitli elemanlara ihtiyaç vardır. Yakıt soğutma maddesi dolaşımına entegre edilmiştir. Yakıt yüksek basınçlı besleme esnasındaki sıkıştırmadan dolayı ısındığı için soğutulduktan sonra geri dönüş kanalına varması gerekir. Hava sıcaklıklarının düşük olduğu zamanlar bimetal ön ısıtma supapı vasıtası ile yakıt, tekrar besleme kanalına iletilir. Bimetal ön ısıtma supapının arızalı olduğu hallerde yakıtın geri dönüşü, bir mekanik by–pass supapı tarafından sağlanır. Araç zemin altındaki havalı yakıt soğutucusu, su ile çalışan yakıt soğutucusuna ilave olarak, geri dönen yakıtın sıcaklığını düşürür. Bir kaza anında yakıtın geri dönüş kanallarına akması mekanik bir çarpma supapı tarafından önlenir (Şekil 3.25).



Şekil 3.25 : Yakıt Geri Dönüş Hattı [61]

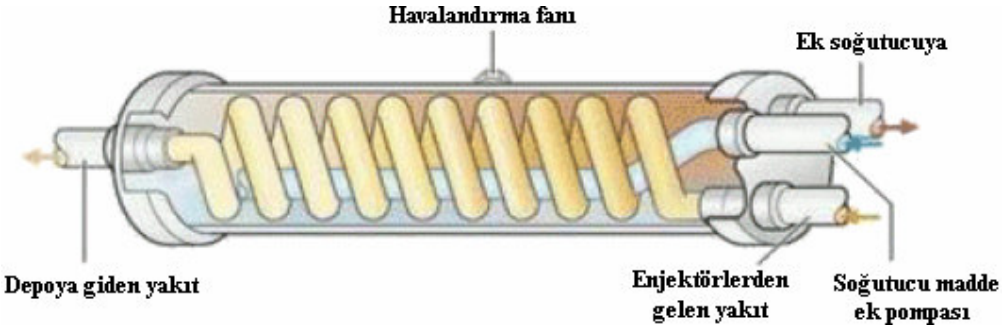
- Yakıt Soğutucusu



Şekil 3.26 : Yakıt Soğutma Sistemi [61]

Sulu yakıt soğutma dolaşımında bulunan parçalar, yakıt sıcaklığında gereken düşüşü sağlarlar. Dizel yakıtı ısı eşanjörü soğutma maddesi dolaşımının geri dönüş kanalına entegre edilmiştir. Yakıtın yükselmiş ısısı, dolaşan soğutma maddesine verilir (Şekil 3.26).

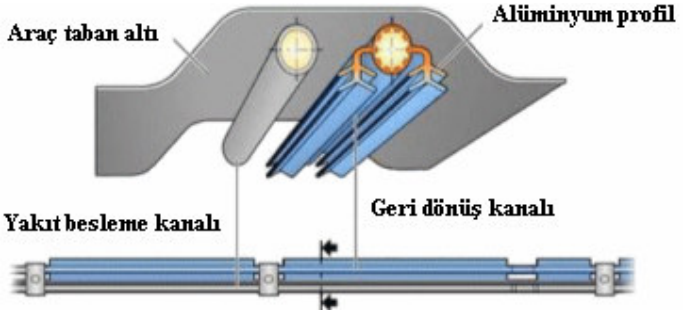
Elektrikli soğutma maddesi ek pompası, ısınmış soğutma maddesini ek bir soğutucudan geçirerek ısı eşanjörüne geri götürür. Yakıt sıcaklığı 70 ºC'yi bulunca devreye girer. Soğutma süreci esnasında yakıt sıcaklığı 65 ºC'nin altına düşerse tekrar devreden çıkar. Yakıt soğutma dolaşımı, ana soğutma dolaşımının geri dönüş kanalına doldurma hortumu vasıtası ile bağlıdır. (Şekil 3.27)



Şekil 3.27 : Isı Eşanjörü [61]

- Yakıt Soğutucusu Hava

Yakıt, soğutma maddesi dolaşımı tarafından soğutulmasına ilave olarak, aracın zemin altında bulunan özel şekilli, geri dönüş kanalı ile de soğutulur. Alüminyumun profil yapım şekli, soğutma yüzeyinin büyük olmasını sağlar. Geri dönüş kanalının içindeki müselles yivler, yakıt sıcaklığının soğutma profiline iletilmesine yarar sağlarlar . (Şekil 3.28)



Şekil 3.28 : Yakıtın Hava ile Soğutulması [61]

3.5. Elektronik Kontrollü Olarak Common–Rail Yakıt Püskürtme Sistemi

Modern dizel motorlu taşıtları, motorun tüm çalışma koşullarında gerekli olan yakıt püskürtme parametrelerini sağlayacak şekilde tasarlanmaktadır. Bu teknoloji sadece elektronik sistemlerin kullanımıyla gerçekleşebilmektedir. EDK(Elektronik Dizel

Kontrol) sistemi ile gürültü, emisyon, yakıt ekonomisi ve arıza belirlenmesi gibi parametreler iyileştirilerek dizel taşıtları modernize edilmiştir.

Dizel motorlarında silindire emilen hava miktarı buji ateşlemeli motorlara oranla daha fazla olmakta ve güç ayarlaması anlık püskürtme miktarına bağlı olarak yapılmaktadır. Bu yüzden, her çalışma koşulunda uygun yakıt miktarının sağlanması önem taşımaktadır. EDK sistemi, bir dizel moturlu taşıtta birçok veriyi toplayarak, püskürtülecek yakıt miktarını hesaplamaktadır. EDK'lı bir dizel motordaki püskürtme miktarı ve zamanı, mekanik püskürtmeli bir dizel motoruna göre çok daha iyi bir şekilde kontrol edilmekte ve doğru biçimde gerçekleşmektedir. Bilindiği gibi motorun performansında, anlık püskürtme başlangıç zamanının değişmesi önemli bir faktördür. EDK sistemi, püskürtme zamanının ayarlanmasına (değiştirilmesine) çabukluk kazandırmakta, bu durum motorun devir ayarını kolaylaştırmaktadır. Elektronik kontrol teknolojisinin gelişimi, dizel motorlarının devirler arasındaki geçiş problemini önemli ölçüde ortadan kaldırmıştır.

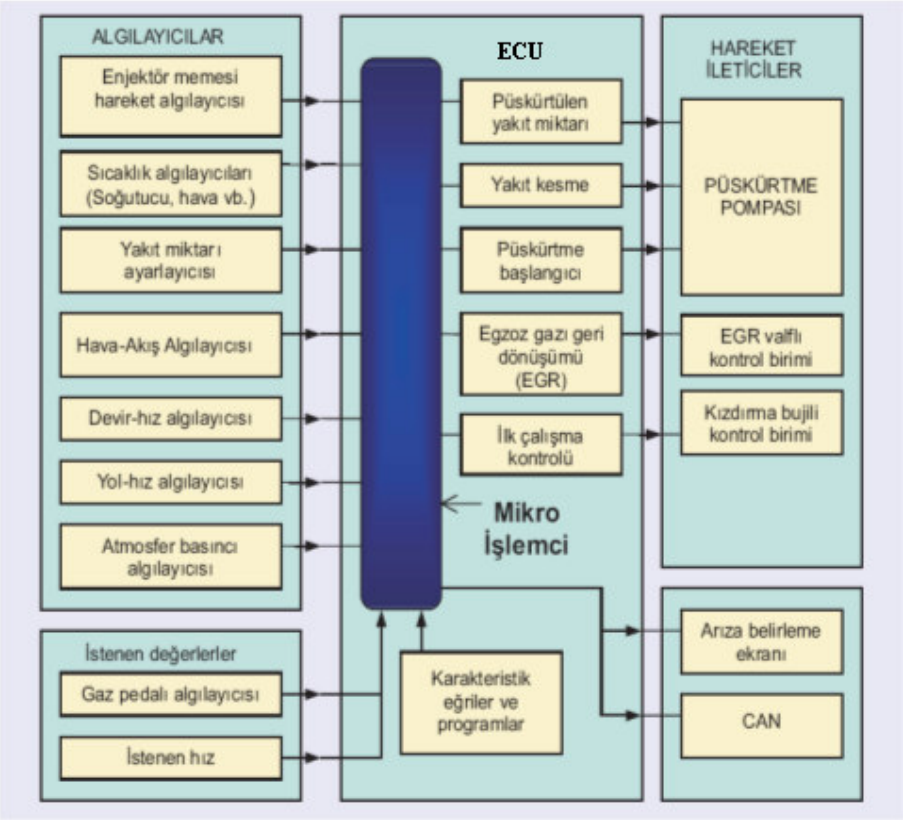
Elektronik dizel kontrol teknolojisi ile dizel motorlarından kaynaklanan azot oksit (NOx), hidrokarbon (HC) ve is emisyonlarında önemli azalmalar sağlanmıştır. Ayrıca elektronik kontrol sistemi, taşıttaki vites kumandası, frenler ve diğer araç kontrol sistemleri arasında bilgi alışverişini sağlayarak, taşıtın güvenlik ve konfor düzeyini de arttırmıştır. Taşıt üreticisinin istediği şartlara bağlı olarak elektronik dizel kontrol sisteminin yerine getireceği başlıca fonksiyonlar; püskürtme başlangıç zamanlaması, gerekli yakıt miktarının belirlenmesi, rölanti hızı kontrolü, aşırı sıcaklık koruması, buji kızdırma zamanı kontrolü, turbo şarj basınç kontrolüdür.

Modern dizel moturu taşıtların performansı, elektronik kontrol teknolojisinin gelişmesine paralel olarak artmıştır. Bilindiği üzere dizel motorlarında, hız ve yük değişimi püskürtülen yakıt miktarı ile kontrol edilmektedir. Özellikle anlık hız değişimi istenen bir dizel moturlu taşıtta, elektronik kontrol teknolojisinin kullanılması püskürtme zamanının değişmesine çabukluk kazandırmakta, bu durum motorun devirler arasında geçişini hızlandırmaktadır. Artan püskürtme basınçları altında doğru zamanda ve gerekli miktarda püskürtmenin yapılması, dizel motorlu taşıtlardan kaynaklanan NOx, HC ve is emisyonlarında önemli düzeyde azalmalar sağlamıştır. Ayrıca elektronik kontrol teknolojisinin gelişmesiyle, taşıttaki diğer kontrol sistemleri arasında bilgi alışverişine olanak tanınmış; bu durum aracın güvenlik ve konfor düzeyinde artış sağlamıştır. Gelecekte dizel motorlarındaki

yenilik çalışmalarını, püskürtme basıncının yükseltilmesi ve kontrol teknolojisinin gelişimi olmak üzere iki temel konu yönlendirecek gibi gözükmektedir.

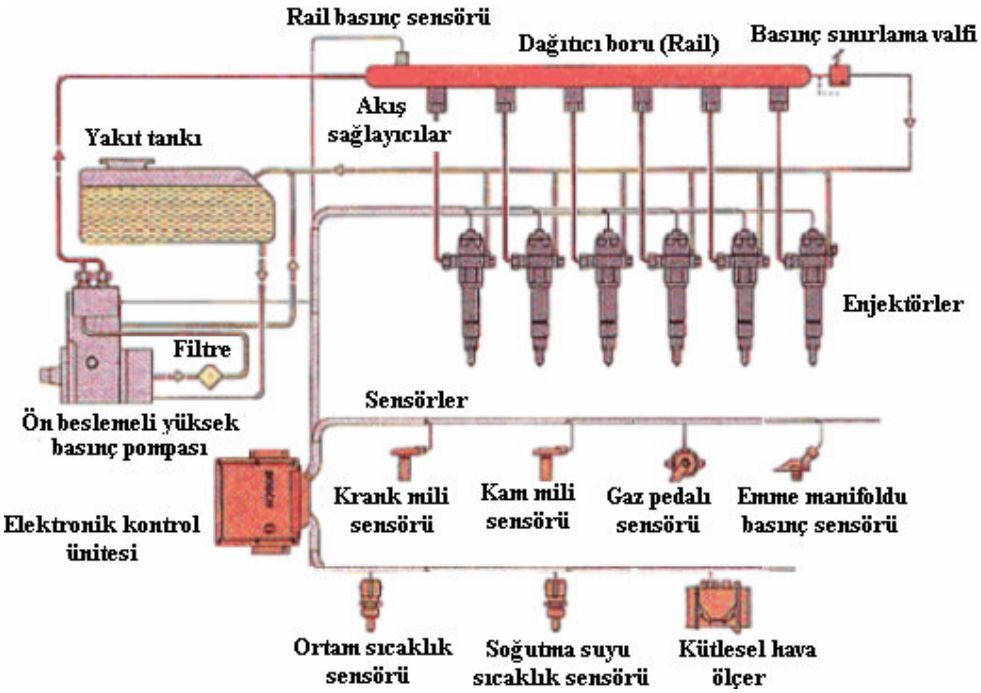
3.5.1. Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU)

Elektronik kontrol ünitesi sistemin kontrol merkezidir ve motor yönetiminin ardışık fonksiyonlarını cevaplamaktadır.Yukarıda da belirtildiği gibi ECU'nün mikro kontrol birimi açık veya kapalı kontrol çevrimi uygulayarak işlem yapabilmektedir. ECU'ye algılayıcılardan ve diğer sistemlerin arabirimlerinden gelen sinyaller giriş değişkenleri olarak alınmakta ve küçük bir bilgisayar (mikro işlemci) tarafından kontrol edilmektedir. Şekil 3.29'da elektronik kontrol ünitesinin çalışma şeması gösterilmektedir. ECU'nun mikro işlemcisi giriş sinyallerini dijital bir şekilde işlediğinden, ön bellekte özel bir program bulunmaktadır. Çıkış sinyalleri ise ECU'nun ana belleğinde bulunan motor programı tarafından hesaplanarak üretilmektedir. Üretilen bu çıkış sinyalleri mekanik parametrelere dönüşerek sisteme hareket verilmektedir. ECU'da sinyal işleme prosesi bu şekilde gerçekleşmektedir.



Şekil 3.29 : Elektronik Kontrol Ünitesinin Çalışma Şeması [6]

Herhangi bir veri birleşiminde püskürtme zamanını en iyi şekilde düzenleyebilmek amacıyla ECU, hafızasındaki tabloları gözden geçirmektedir. Bu veriler üç boyutlu harita olarak da adlandırılmaktadır. Bu tablolar, yüksek basınç pompası için özel olarak yapılmış deneyler sonucunda hazırlanmaktadır. Ayrıca yüksek basınç pompasının kullanım alanına göre (trafikte veya arazide) güç, yakıt tasarrufu, düşük emisyon ve sürüşe ilişkin en uygun düzenlemeler sağlanmaktadır. Elektronik ortamda işlenmiş veriler, algılayıcılardan gelen verilerle birlikte mikro işlemci (CPU) tarafından yönlendirilerek enjektörlere, solenoidlere, bobinlere ve diğer yönetici birimlere veri sinyalleri gönderilmektedir. Mikroişlemci tarafından yerine getirilen temel işlev bilgisayarı oluşturan tüm fiziksel bölümleri denetlemek bu denetlemeyi matematiksel ve mantıksal işlemler yaparak gerçekleştirmektedir. Sözkonusu görevler programlama dillerinden farklı bir dille yazılmış bir programın denetiminde yerine getirilmektedir. Bu dil mikroişlemcinin anlayabildiği tek dil olan makine dilidir. Komutlar mikroişlemcinin türüne göre baytlar veya sözcükler şeklinde yapılanmış, 0 ve 1 adreslerinden oluşmaktadır. Örneğin; Common Rail yakıt püskürtme sistemine sahip bir dizel motorlu taşıtta ECU'nun görevi manyetik süpabı kontrol etmek ve pompa parçaları arasındaki çalışma toleranslarını denetlemektir.



Şekil 3.30 : Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU) [53]

Şekil 3.30'da Common Rail yakıt püskürtme sisteminin kontrol elemanları gösterilmektedir. Elektronik dizel kontrol devresi, CAN (Controller-Aera-Network) veri taşıma sistemi aracılığıyla diğer sistemlerle de ilişki kurmaktadır. Bu bilgi alışverişinin sonucunda motorun çalışma durumu ile ilgili algılayıcılardan gelen bilgilerin tümü ECU'da değerlendirilmektedir.

Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin elektronik yakıt kontrol devresi yüksek basınçlı manyetik supap aracılığıyla basma başlangıcını ve miktarını ayarlamakta ve aynı zamanda avans düzeneğinin manyetik supabı aracılığıyla en uygun püskürtme zamanını ayarlamaktadır. Algılayıcılardan gelen sinyaller ve sürücünün istekleri (gaz pedalı yardımıyla) ECU'ya kaydedilmekte, ECU'da motorun anlık çalışma performansını tanımlamaktadır.

Common–Rail yakıt püskürtme sistemi bir dizi sensörden geri besleme sinyali alan elektronik kontrol ünitesi tarafından kontrol edilir. Common–Rail sistem kontrolü motor yönetim sistemiyle entegredir ve bazı sensörler Common–Rail sistemi ve motor kontrol üniteleri tarafından ortaklaşa kullanılabilmektedir.

Motor yönetim sisteminde tahrik aksamının kontrolü için gereken tüm bilgiler işlenir. Bunun sağlanması için sensörler, motorun o anki çalışması ile ilgili tüm verileri toplar ve bunların motor kontrol ünitesinde işlenmesi ile aktörlerin çalışması, sürüş durumuna göre yönetilir. Ana kontrol ünitesi geçerli tüm çalışma durumlarını işleyip enjektörleri ve ayar supapları, röleler gibi başka aktörlerini kontrol eder. (Şekil 3.30). Değişik çalışma durumlarının ayarlanması işlevini görür. Veri iletişim hattı vasıtası ile ana kontrol ünitesi kendisine bağlı kontrol ünitesine yapması gereken işlemleri bildirir.

- Basınç Kontrolü

Püskürtme basıncının kapalı döngü kontrolü CR sistemi tarafından sağlanan ayırt edici bir özelliktir. Rail basıncı, giriş kontrol valfı ve yüksek basınç yakıt pompasındaki basınç regülatörü aracılığıyla kontrol edilmektedir. Bir sensör raildeki basıncı ölçer ve ECU' ya veri sağlar. ECU gerçek basıncı motor hızına ve püskürtme miktarına bağlı olarak belirlenen daha önceden ayarlanmış bir değerle karşılaştırır. Raile yerleştirilmiş bir valf sistem basıncını devreye zarar vermemesi için belli bir aralıkta tutar.

- Püskürme Kontrolü

Püskürme çoğunlukla pilot püskürtme ve ana püskürtmeyi da içeren birkaç fazda gerçekleşir. Her bir püskürtme bir zamanlama (TDC'den önceki avans açısı) ve bir taşımayla (birimi mm^3/strok) ifade edilir. Bir kam sinyali sıkışma stroku için referans olarak kullanılır. Krank milinin dönüşüyle püskürtmenin senkronizasyonu volandan alınan bir krank mili hız sinyaline bağlıdır. Hız sinyali volanın dişlerinin sayısına bağlanabilir.

Genelde volan üzerine belli yerlere yerleştirilmiş sabit bir manyetik sensör kullanılmaktadır. Volan sensöründen elde edilen veriler aynı zamanda motor hızının kontrolünde, yakıt transferinde ve volan hızındaki düzensizliklerin tespitinde de kullanılabilmektedir.

Yakıt miktarı hesabı klasik elektronik dizel yakıt püskürtme sistemlerindekine benzer şekilde yapılmaktadır. Normal koşullarda sürücü yakıt miktarını gaz pedalıyla belirler. Kontrol ünitesi yakıt miktarı ayar noktasından ve ölçülen rail basıncından enjektörler için sinyal uzunluğunu hesaplar. Zamanlama kontrolü için avans açısı, motor hızı kullanılarak zaman aralığına dönüştürülür. Enjektör açılma ve kapanma gecikmeleri için sağlanan ek yazılım telafileri vardır.

- Hız Dengesi ve Motor Momenti Kontrolü

Bahsedildiği üzere krank mili hız sinyali, püskürtme olayının bir geri beslemesi olarak kullanılan net motor momentinin hesaplanmasında kullanılmaktadır. Bu analize dayanan iki başka strateji de hız dengesi ve motor momenti kontrolüdür. İki silindir arasındaki bir dağılma, özellikle düşük motor hızı ve yükünde, değişken bir motor momenti oluşturur ve motorun kötü çalışmasına sebebiyet verir.

ECU, krank mili hız analizini motor hızını dengelemek için enjektörler arası taşımayı ayarlamakta kullanmaktadır. Bir silindir diğer silindirlerdeki enjektörler için referans olarak kullanılmaktadır. Hız dengelemesine benzer bir analiz de motor momenti kontrolü için kullanılmaktadır.

Referans motor momenti, referans bir silindir yerine direkt olarak sürücü pedalından alınmaktadır. Bu, yakıt kontrolünün enjektörün sürüklenmesinden etkilenmemesini sağlar.

3.5.2. Sensörler

Dizel motorlu taşıtlarda özel uygulamalara bağlı olarak farklı şekillerde ve yapılarda sıcaklık algılayıcıları kullanılmaktadır. Genelde taşıtlarda sıcaklık ölçümünde algılayıcı olarak termistörler kullanılmaktadır. Termistörler sıcaklık değerine bağlı olarak direnci değişen elemanlardır. Negatif sıcaklık katsayılı (NTC) termistörler, pozitif katsayılı termistörlere (PTC) göre daha çok tercih edilmektedir. NTC tipi bir termistörün soğuk iken direnç değeri artmakta, ısınınca ise direnç değeri hızla düşmektedir.

Sıcaklık algılayıcıları kullanarak elektronik kontrol ünitesine, soğutma suyu, emilen hava, motor yağı, yakıt, egzoz gaz sıcaklığı gibi sıcaklık değerleri aktarılmaktadır. Bu değerlerden soğutma suyu sıcaklığı ilk çalışma bilgisi için, emilen hava sıcaklığı hava miktarının hesaplanması için, motor yağ sıcaklığı bilgisi aracın bakım gereksinimini belirlemek için, yakıt sıcaklığı püskürtülecek yakıt miktarını hassas olarak ayarlayabilmek için, egzoz sıcaklık bilgisi egzoz gazları iyileştirme sistemleri için bilgi sağlamaktadır.

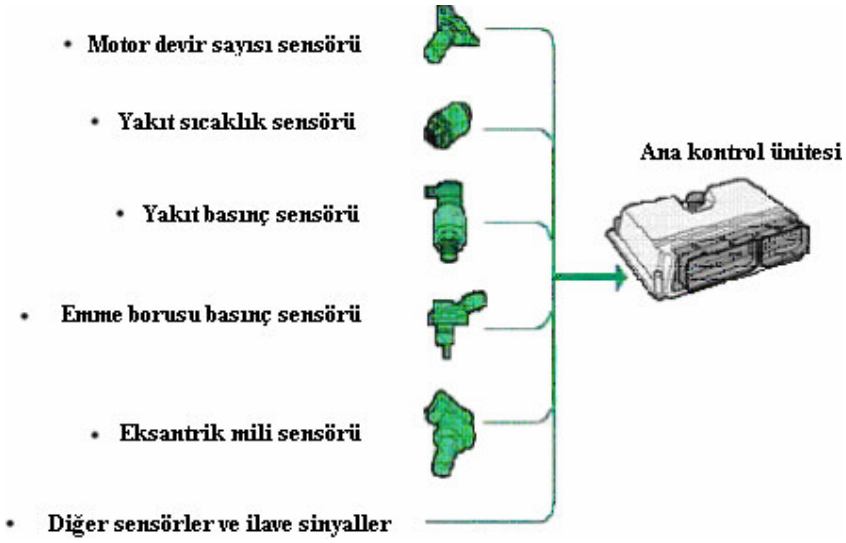
Bir dizel motorlu taşıtta mikro mekanik basınç algılayıcıları kullanılarak, emme manifoldu, atmosfer, yağ ve yakıt hattı basıncı ölçülmektedir. Emme manifoldu algılayıcısı özellikle aşırı doldurmalı bir motorda giren hava miktarının kütlesel kontrolünde, atmosfer basınç algılayıcısı emme manifoldu ve egzoz gaz geri dönüşüm sisteminin basınç kontrolünde referans değer olarak, kullanılmakta; öte yandan yağ basıncı aracın bakım ihtiyacını belirlemek için, yakıt hattı basınç algılayıcısı manyetik valflere hareket bilgisi sağlamak için kullanılmaktadır.

Bir dizel motorlu taşıtta hız, krank mili ve kam mili hız algılayıcısı kullanılarak belirlenmektedir. Krank mili algılayıcısı yanma odasında pistonun pozisyonunu belirlemede kullanılırken kam mili algılayıcısı emme ve egzoz supaplarının kontrolünde kullanılmaktadır. 4 zamanlı bir motorda genelde kam mili krank milinin yarı devrinde dönecek şekilde ayarlanmaktadır. Kam mili algılayıcısı tarafından ECU'ya gönderilen veriler kontrol bilgisi olarak kullanılmaktadır.

ECU'lu sistemler klasik distribütör ve sıra tipi pompalar ile karşılaştırıldığında, burada sürücünün gaz pedalına basma hareketinin pompaya mekanik bir şekilde iletilmesi işlem ortadan kalkmaktadır. ECU'ya gaz pedalının konumu (sürücü istekleri) bir algılayıcı aracılığı ile iletilmektedir. Genelde gaz pedalı konumunun

belirlenmesinde bir potansiyometre kullanılmaktadır. Potansiyometre gaz pedalı konumunun bir fonksiyonu olarak voltaj üretmekte, bu voltaj ECU programındaki karakteristik eğri ile karşılaştırılmaktadır. Gaz pedal konumunun algılanması ile birlikte pompanın enjektörlere gönderdiği yakıt miktarı ayarlanmaktadır.

Sensörler, geçerli olan çalışma durumunu belirlerler ve bunu yaparken örneğin yakıt sıcaklığı, motor devir sayısı veya yük gibi çeşitli fiziki değerleri elektrik sinyallerine dönüştürürler. Bunları ana kontrol ünitesine iletirler. Common–Rail müşterek rail püskürtme sistemi için en önemli sensörler; motor devir sayısı sensörü, yakıt sıcaklığı sensörü, raildeki yakıt basıncının sensörü, emme borusu basıncı sensörü ve birinci silindir eksantrik mili veya birinci silindir çalışma durumu sensörüdür.(Şekil 3.31)

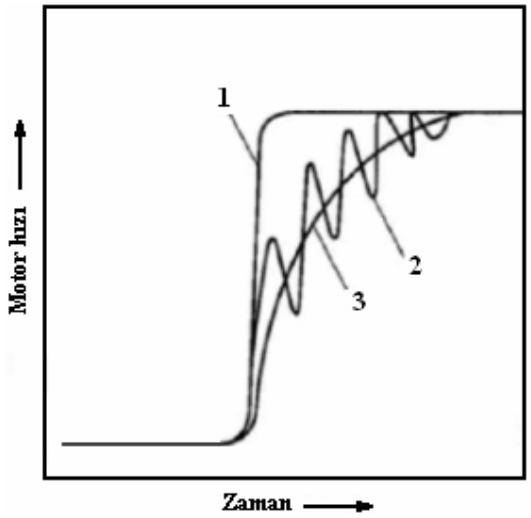


Şekil 3.31 : Sensör Tipleri [61]

3.5.3. Hareket İleticiler

Püskürtme başlangıcı EDK tarafından hesaplanan açı–zaman grafiği ile kontrol edilmektedir. Common Rail veya birim pompa gibi elektronik kontrollü yakıt püskürtme sistemlerinde püskürtme başlangıcı selenoid veya piezo enjektörler kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Gereken selenoid anahtarı açma-kapama hızı, yüksek voltaj ve akım kullanımıyla elde edilebilmektedir. Pilot ve ikincil püskürtme farklı gerilimdeki yaylar kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Püskürtme sistemi dışında EGR, emme basıncı tetikleyicisi ve elektrikli yakıt pompasının rölesi gibi hareket ileticiler kullanılmaktadır.

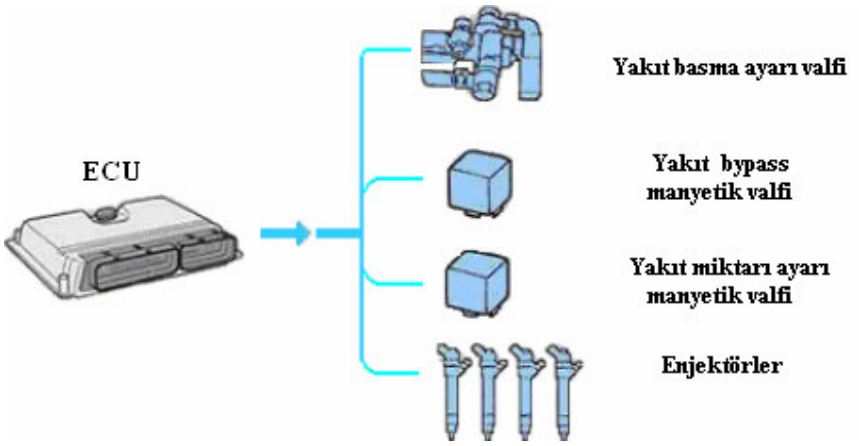
Egzoz ve parçacık emisyonlarının sınırlandırılması, motor hız ve momentinde ani değişimler sonucunda oluşacak mekanik gerilmeler, soğutma suyu, motor yağ ve turboşarj sıcaklığının artması ile oluşacak termik yüklemeler gibi aşırılıkları engellemek için püskürtülecek yakıt miktarının kontrol edilmesi gerekmektedir. Püskürtülen yakıt miktarı algılayıcılardan (emme havası, motor hızı, soğutma suyu algılayıcısı gibi) gelen verilere göre sınırlandırılmaktadır. Sürücünün ayağını gaz pedalına aniden basması veya çekmesi püskürtülecek yakıt miktarının hızlı bir şekilde değişmesine neden olmaktadır. EDK bu durumu önlemek için frekansları aynı olan fakat püskürtme süreleri farklı olan bir kontrol teknolojisi kullanmaktadır. Bu kontrol tekniğine aktif basınç düzenleyicisi denilmektedir. Şekil 3.32'de aktif basınç düzenleyicisi tekniği ile püskürtme miktarı kontrolü gösterilmektedir.



Şekil 3.32 : Aktif Basınç Düzenleyici Tekniği ile Püskürtme Miktarı Kontrolü : 1.Sürücünün aniden gaz pedalına basması 2. Aktif basınç düzenleyicisi olmadan motor hızı eğrisi (mekanik regülatörlü) 3. Aktif basınç düzenleyicili (EDK'nın tetikleyiciyi sürekli kontrol etmesi) [6]

3.5.4. Aktörler

Aktörler başka bir deyimle ayar gereçleri, ana kontrol ünitesinin hesapladığı değerleri yani elektriksel çıkış sinyallerini mekanik değerlere dönüştürürler. Değerlerin işlenmesi konusu, ana kontrol ünitesinin görevidir.



Şekil 3.33 : Aktörler [61]

Her iki motorlu kontrol ünitesi ise, aktörleri güç terminal uçları vasıtası ile yönetirler. Ana kontrol ünitesi gerekli bilgileri bu işlem esnasında bağımlı kontrol ünitesine iletir. Yakıt basıncı ayar supapı ve ikinci silindir sırası enjektörlerinin manyetik supapları, ana kontrol ünitesi tarafından yönetilirler. Yakıt by –passı manyetik supapı, yakıt miktarı ayarı manyetik supapı ve birinci silindir sırası manyetik supapları bağımlı kontrol ünitesi tarafından yönetilirler. (Şekil 3.33)

4. DENEY AŞAMASI

4.1. Deney Motorunun Özellikleri

Ecotorq motoru, Türkiye'de ilk defa bütün parçalarıyla bilgisayar ortamında tasarlanan bir motordur. 7.3 litre silindir hacmi ile 240 PS ve 300 PS seçenekleri bulunan Ecotorq motoru, Türk mühendisleri tarafından son teknoloji ürünü parçalar ile tasarlanmış, geliştirilmiş ve üretilmiştir. Ecotorq, dinamometrelerle yapılan en zorlu testlerden geçtikten sonra müşterilerin kullanımına sunulmuştur. (Şekil 4.1)

Şekil 4.1 : Ecotorq 300 PS [66]

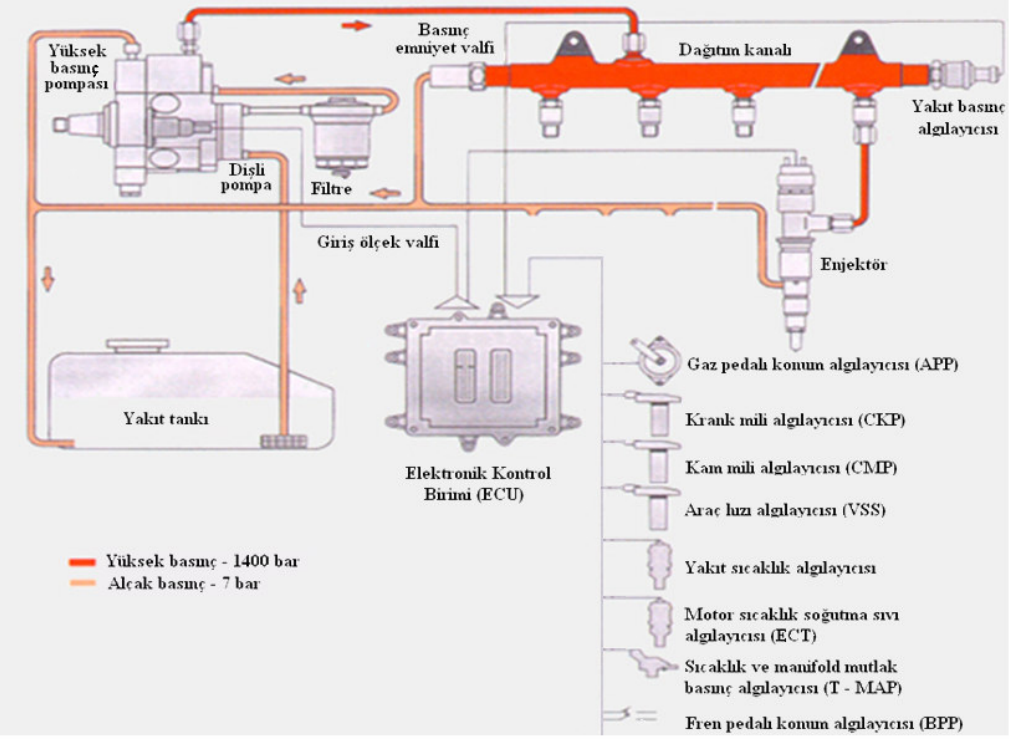
Ford Otosan, Common–Rail yakıt püskürtme sistemi kullanılan Ecotorq motorlu Ford Cargo kamyon üretimini İnönü Fabrikası'nda sürdürmektedir. Motorun proje çalışmalarına 1999 yılında başlanmıştır. Bosch'un Almanya, Avusturya, Çek Cumhuriyeti ve İtalya'daki geliştirme ve üretim departmanlarının da içinde bulunduğu bu proje tam anlamıyla uluslararası bir proje olmasının yanı sıra, Bosch dizel sistemleri bünyesinde proje sorumluluğunun merkez dışında bir fabrikaya verildiği ilk proje olma özelliğine de sahiptir. Düşük gürültü seviyesi ve yakıt

tüketimi, yağda oluşan kurum seviyesi, güç yoğunluğu, motor ömrü, egzoz emisyonu ve yağ tüketiminde sınıfının en iyilerinden olan Ecotorq motorunun bir diğer önemli özelliği de enjektöründe Bursa'da üretilen nitrürlü memenin kullanılıyor olmasıdır. Ağır ticari araçlarda ilk kez Ford Otosan tarafından kullanılan nitrürlü memenin özelliği 450°C sıcaklığa kadar dayanıklı olmasıdır. Ecotorq dizel motor, Avrupa'da geçerli olan Euro III normlarına uygun olarak geliştirilmiştir. Ayrıca günümüzde yürürlüğe girmiş olan Euro IV normu için de uyumlu olarak üretilmiştir.

Modüler tasarıma sahip Ecotorq'un parça sayısının az olması sayesinde bakımı daha kolaydır. Ecotorq'un artırılmış servis aralığı, düşük yağ ve yakıt tüketimi kullanım ve rutin bakım maliyetlerini asgariye indirmektedir.

- Ecotorq Diagnostik Sistemi (EDS : Ecotorq Tanı Sistemi)

Ecotorq için geliştirilen servis yazılımı, EDS (Ecotorq Diagnostik Sistemi) ile kolay ve etkin sistem kontrolü ve bakımı sağlar. (Şekil 4.2)



Şekil 4.2 : Ecotorq Diagnostik Sistemi (EDS) [66]

- Elektronik Kontrol Birimi (ECU)

ECU; motorun yönetilmesini sağlayan bir ünitedir. Algılayıcılardan aldığı bilgileri değerlendirir, kesin formüller kullanarak hesaplamalar yapar, beklenmedik durumlarda hafızasında yüklenmiş bilgileri kullanır ve sonuçlara göre kumandalar yardımı ile motorun verimli çalışmasını sağlar. ECU ayrıca sistemde oluşan arızaları da kaydeder. Test cihazı yardımı ile bu arızalar rahatlıkla okunabilir.

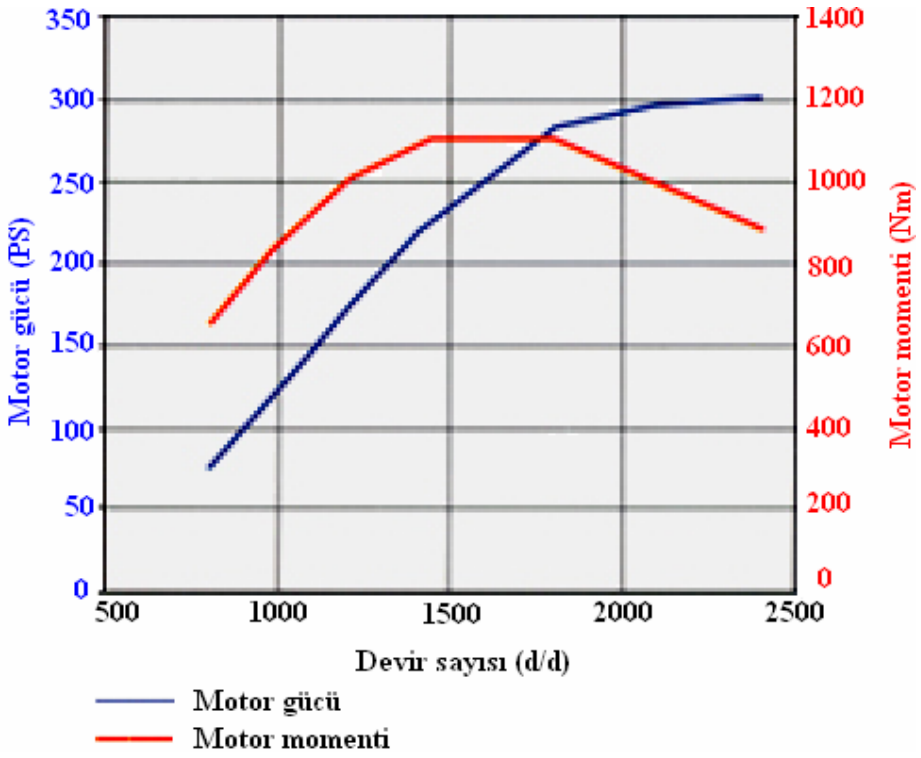
- Common–Rail Yakıt Püskürtme Sistemi

Yüksek basınç pompası, motor devrine ve anlık yakıt ihtiyacına bağlı olarak, ortak yakıt yolu içerisinde, değeri 1400 bara kadar varan bir yakıt basıncı oluşturmaktadır. Motor yönetim sistemi, motor devri ve yakıt ihtiyacına göre, optimum püskürtme zamanlamasını ve miktarını anlık olarak hesaplamakta, enjektörlere açılma ve kapanma komutlarını göndermektedir. Zamanlaması ve süresi optimize edilmiş bu püskürtme düzeni sayesinde her koşulda mükemmel yanma elde edilmektedir. Böylece her devir ve yük durumunda yüksek performans, düşük yakıt tüketimi ve düşük egzoz emisyon değerleri sağlanmaktadır.

Tablo 4.1 : Ecotorq 300 PS Motor Özellikleri [66]

Tipi	Ecotorq 300 PS
Silindir hacmi	7,33 litre
Silindir sayısı ve dizilişi	6 / Sıra tipi
Subap sayısı	24
Silindir çapı ve strok	112 / 124 (mm)
Sıkıştırma oranı	17,4 / 1
Karter hacmi	28 litre
Ağırlık	708 kg
Motor gücü	221 kW
Azami motor momenti	1100 Nm (1400–1800 d/d)
Azami devir sayısı	2400 d / d
Püskürtme sırası	1,5,3,6,2,4
Yakıt sistemi	Common–Rail 1400 bar
Emisyon standardı	EURO III
Gürültü seviyesi	93,4 dB (A)
Yağ tüketimi	max. 0,1 g / kWh

Tablo 4.1'de Ecotorq 300 PS motorunun teknik özellikleri gösterilmektedir. Şekil 4.3'te Ecotorq 300 PS motoru için motor momenti & motor gücü eğrisi, Şekil 4.4'te ise Ford Otosan'ın Ecotorq motorlu Ford Cargo kamyonu görülmektedir.



Şekil 4.3 : Ecotorq 300 PS Motoru İçin Motor Momenti & Motor Gücü Eğrisi [66]

Şekil 4.4 : Ford Otosan'ın Ecotorq Motorlu Ford Cargo Kamyonu [66]

4.2. Motor Deneylerine İlişkin Genel Bilgi

Motorlar uygulamada çoğunlukla ya taşıtlarda, ya da stasyoner olarak (generatörlerde veya inşaat makinalarında) kullanılmaktadır. Bu kullanım alanlarına göre motorlardan beklenen özellikler farklı farklıdır. Örneğin; bir taşıt motoru sabit gaz durumunda motor yüküne göre belirli bir alt ve üst devir sayısı aralığında

çalışmalı ve bu aralıktaki performansı bilinmelidir. Öte yandan bir santral motoru; üretilen elektriğin belirli bir frekansta olması için, sabit devir sayısında çalışmalıdır. Motorların bu farklı tür çalışma koşullarına uygun olarak, motor deneyleri de farklı olabilir. İçten yanmalı motorlarla ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar üç grupta sınıflandırılabilir:

1. Taşıt motorları deneyleri

2. Stasyoner motor deneyleri

3. Motorların geliştirme deneyleri

- Taşıt Motorları Deneyleri

Bir motorun; yapımcı firmanın garanti ettiği karakteristik özellikleri gerçekleyip gerçeklemediğinin kontrolüdür.

Taşıtlarda motorun ürettiği güç, güç aktarma donanımı (kavrama, dişli kutusu, diferansiyel ve akslar) tarafından tekerleklere iletilir ve taşıtın hareketini sağlar. Taşıtların kalkış ve duruşlarında ve çeşitli yol koşularındaki hareketlerinde gerekli döndürme momentleri ve devir sayıları farklı farklıdır. Motorun, taşıtın çalışma koşullarına uyum sağlayabilmesi için , değişik yüklerde (moment veya ortalama efektif basınç) ve devir sayılarında çalışması gerekir. Bu nedenle taşıt motorları, sabit yük durumlarında değişik devir sayılarında denenir.

Ölçülen değerler kullanılarak efektif güç, ortalama efektif basınç, özgül yakıt tüketimi, efektif verim gibi çeşitli teknik büyüklükler hesaplanır. Daha sonra hesaplanan bu değerler devir sayısına bağlı olarak eğriler şeklinde veya performans eğrileri biçiminde çizilir.

- Stasyoner Motor Deneyleri

Elektrik santralleri, şantiye ve inşaatlar gibi alanlarda kullanılan stasyoner motorların yükleri sabit kalan belli bir çalışma hızında en düşük değerden başlamak üzere en büyük değere kadar değişir. Deneyler muhtemel çalışma hızları göze alınarak yapılmalıdır.

- Motorların Geliştirme Deneyleri

Motorları gelişme çalışmaları, çeşitli yapısal (konstrüktif) ve işletme özelliklerinin motor karakteristikleri üzerindeki etkilerinin belirlenmesi işlemidir. Bu

çalışmalarda değişik yük ve hızlarda sıkıştırma oranı,ateşleme avansı, yakıt–hava oranı gibi parametrelerin motor performansına, egzoz emisyonlarına, yakıt tüketimine vb. üzerine olan etkileri belirlenir.

4.3. Deneylerin Uygulanma Şekli

Yapılan çalışmanın amacı, motorda farklı enjektör meme tiplerinin kullanılması durumlarında sabit motor momenti pozisyonu için performans karakteristiklerinin ne gibi değişimlere uğradığının belirlenmesidir.

Bu performans karakteristikleri şunlardır:

- Motor gücü
- Özgül yakıt tüketimi
- Toplam verim

Temel (referans) değerleri saptamak amacıyla motor ilk olarak üzerindeki mevcut enjektör memesi ile çalıştırılmıştır. Daha sonra farklı özellikteki (farklı enjektör meme delik sayısı, meme delik çapı, L/d oranı, kanal konikliği ve kanal yuvarlatma oranı)enjektör memeleri deney düzeniğindeki enjektörün elektromanyetik gövdesine monte edilmiş ve deneyler tekrarlanmıştır. Orijinal enjektör ve sonraki altı enjektör için sabit motor momenti altında deneyler yapılmıştır. Referans değerler ile diğer enjektörler için ölçülen parametreler birbirleriyle karşılaştırılmış ve söz konusu enjektörlerin içinden test motoru için en uygun olan enjektörün seçimine gidilmiştir.

Performans ile ilgili deneylerin sonucunda yapılan tüm hesaplamalarda standart şartlara indirgeme yapılmıştır.

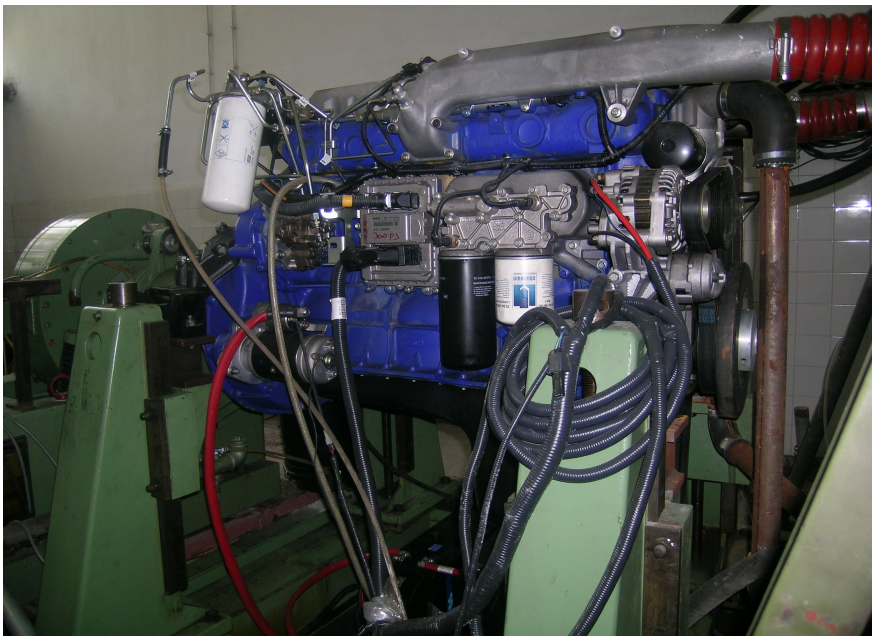
Standart ortamın (80/1269/EEC) özellikleri şunlardır:

- 1 atm. = 760 mm Hg. hava basıncı
- 20° C = 293 K ortam sıcaklığı
- % 60 ‘lık ortam bağıl nemi

Bu değerler göz önünde tutularak deney yapılan ortamın deniz seviyesinden olan yüksekliği ile deney yapılan gündeki ortam sıcaklığı ve bağıl nemi dikkate

alınmıştır.Standart ortama indirgenen motor parametreleri α_d ile ifade edilen katsayı ile yeniden hesaplanmıştır.

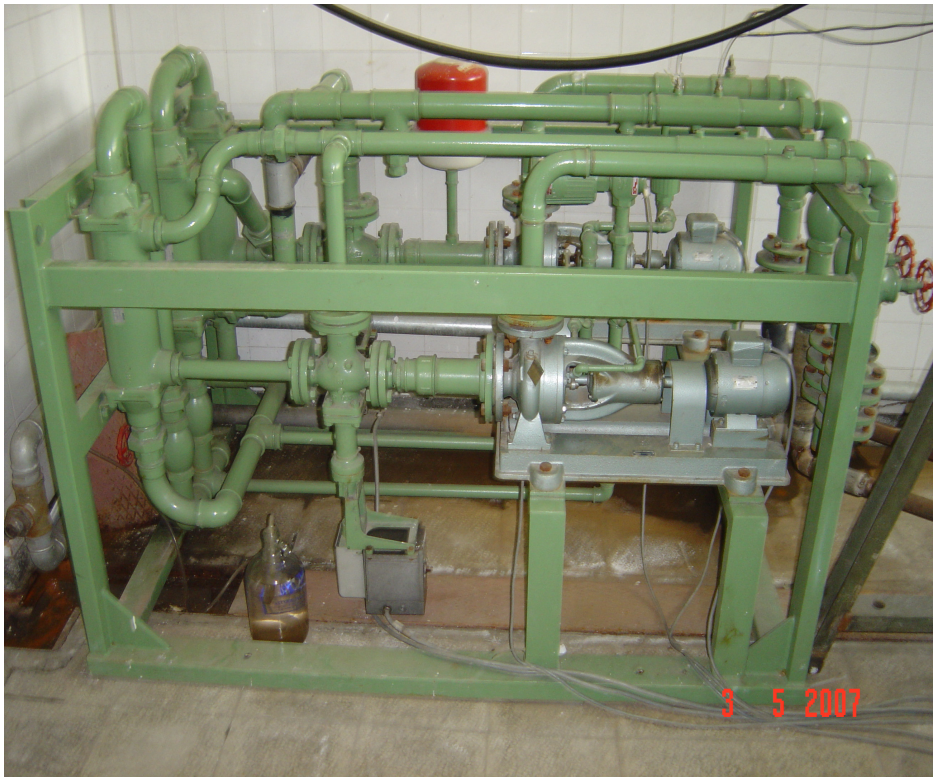
Şekil 4.5'te test motoru Ecotorq 300 PS ve Şekil 4.6 ise test motorunun turbo ünitesi görülmektedir.



Şekil 4.5 : Test Motoru Ecotorq 300 PS

Şekil 4.6 : Test Motorunun Turbo Ünitesi

Motorun soğutulması radyatör yerine harici bir eşanjör ile yapılmaktadır.(Şekil 4.7) Kontrol panelinden gelen prop bağlantılarından birisi motordan eşanjöre doğru giden motor soğutma suyunun sıcaklığını ölçer. Eşanjörde soğutulan su tekrar motora gönderilir. Kontrol paneli üzerinde yer alan su devir daim pompası anahtarının motorun çalışması durumunda mutlaka açık poziyonda(kırmızı ışık sönük) tutulması gerekir. Eşanjör sistemi üzerinden motorun soğutma suyunu istenen sıcaklıkta sabitlemek de mümkündür.



Şekil 4.7 : Soğutucu Eşanjör Sistemi

4.4. Motor Yükleme Sistemleri

Motorların performans karakteristiklerinin (Ne,Md,be,Pme = f (n) eğrileri) tespiti için motorun yüklenerek çıkış milindeki momentin belirlenmesi gerekir. Yükleme sistemleri genelde "fren" adını almakta olup motorun çıkış miline uygulanan momente "yük" adı verilir. Motorun yüklenmesi sırasında motorun çıkış milindeki yüke eş değerde bir karşı yük uygulanarak motor miline zıt yönde bir durdurma momenti ile motor frenlenmeye çalışılır. Bu frenleme

sırasında motorun döndürme momentine eşdeğerdeki fren momenti ölçülerek motorun ürettiği iş veya güç bulunabilir.

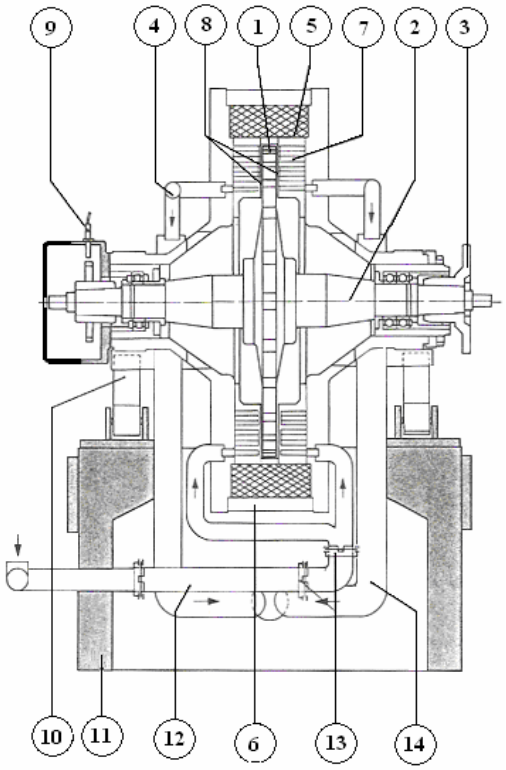
Elektromanyetik frenler motor milindeki mekanik enerjiyi elektromanyetik etki ile ısı enerjisine dönüştürerek motor milinin frenlenmesini ve motorun yüklenmesini sağlar.

4.5. Motor Yükleme Sistemlerinin Ölçüm Şartları

Yapılan deneyler sırasında karakteristik eğriler çıkarılırken dikkat edilmesi gereken belli başlı noktalar şunlardır;

- Deney standındaki bütün aletlerin sağlıklı ve çalışır durumda olması için gerekli kontroller yapılmalıdır.
- Motorun yağ, su ve yakıt devrelerinin seviye ve sızdırmazlık kontrolleri yapılmalıdır.
- Motorun normal çalışma sıcaklığına gelinceye kadar boşta çalıştırılarak ısıtılması gerekir.
- Motor yeterince ısıtıldıktan sonra gaz kolu açılarak dönme sayısı ve fren yüklenerek motor yükü arttırılmalıdır.
- Gaz kolunun en ileri konumunda (maksimum yük) frenin kumandası ile motorun azami yükte kararlı olarak çalıştığı en küçük dönme sayısında kalması temin edilerek deneye başlanır.
- Motor bu şartlarda çalışırken su ve yağın basınç ve sıcaklık seviyeleri kararlı duruma geldikten sonra ilk ölçüm yapılır. Her ölçme noktasında koşullara ve ilgili standarta göre belli bir süre beklenmelidir. Ayrıca, her ölçme noktasındaki dönme sayısı belli bir toleransla (ilgili standartta verilmiştir) sabit kalmalıdır.
- İlk ölçümden sonra gaz kolunun konumu hiç değiştirilmeden frenin yükü azaltılarak dönme sayısı arttırılır ve motorun çalışması kararlı duruma geldikten sonra ikinci ölçme yapılır. Bu şekilde ölçümlere devam edilir.

4.6. Elektromanyetik Frenin İşleyişi



1.Rotor
2.Rotor mili
3.Bağlantı flanşı
4.Termostatlı su çıkışı
5.İkaz sargıları
6.Dinamometre muhafazası
7.Soğutma odası
8.Hava boşluğu
9.Hız algılayıcısı
10.Esnek yatak
11.Platform
12.Su girişi
13.Mafsal
14.Su çıkış borusu

Şekil 4.8 : Elektromanyetik Fren

Fuko akımları prensibine dayanan ve ebatlarına göre oldukça fazla yüksek güç yutma kapasitesine sahip frenlerdir. Bu tip frenlerde içerisinde sargılar bulunan ve soğutulma imkanına sahip bir stator ve üzerinde dönme eksenine paralel oluklar (dişler) açılmış bir rotor bulunur. (Şekil 4.8) Bu oluklar rotor üzerinde bir dişli çark biçiminde tepe noktaları oluşturduğundan rotor dışarıdan bir kuvvetle döndürülmek istendiğinde stator sargılarına uygulanan doğru akımın yarattığı manyetik alan rotorda tersine Fuko akımları ve manyetik alan oluşturur ve bir karşı moment doğar.

Fuko akımları şeklinde harcanan elektrik enerjisi rotor ve statoru ısıtacağından soğutulmaları gerekir. Bu tip yükleme sistemlerinde stator sargılarını beslemek için kullanılan doğru akımı yaratacak bir elektrik şebekesi veya doğru akım üretecine ihtiyaç vardır.

Deney motorunun yüklenmesi Schenk 230 kW marka ve tip bir elektromanyetik fren ile yapılmıştır. (Şekil 4.9)

Şekil 4.9 : Schenk Marka ve Tip Elektromanyetik Fren

4.7. Ölçümü Yapılan Performans Karakteristikleri

Motorun yüklenerek çıkış milindeki motor momentinin belirlenmesi ile performans karakteristikleri olan motor gücü, özgül yakıt tüketimi ve toplam verim değerlerine ulaşılır. Bu değerlere ulaşılırken bir takım förmülasyonlardan yaralanılmıştır. Elde edilen tüm parametreler standart ortama α_d katsayısı aracılığıyla taşınır.

Deneyler sabit motor momentinde yapıldığı için frenin oluşturduğu yük kuvveti de sabit bir değerde tutulmuştur. Sonuçta yapılan bu referans deneyinde oluşan veriler bize söz konusu altı enjektör memesinin verdiği şu performans karakteristiklerinin kontrol edilmesini sağlar:

- Motor Gücü Kontrolü
- Özgül Yakıt Tüketimi Kontrolü
- Toplam Verim Kontrolü

Şekil 4.10 : Kumanda Paneli

Şekil 4.10'da deney motorunun ve fren düzeneğinin kontrol edildiği kumanda paneli görülmektedir.Kumanda panelinin arkasındaki elektrik bağlantı noktalarından çıkan kablolar motora ve deney ortamına ait çeşitli sıcaklık ve basınç değerlerinin ölçülmesini sağlayan proplara bağlanmıştır. Bu proplardan alınan değerler kumanda panelinin üzerinde yer alan gösterge kanallarından okunabilmektedir. Söz konusu basınç ve sıcaklık değerleri olarak ortam basınç ve sıcaklığı, ara soğutucu giriş ve çıkış sıcaklıkları ile motor soğutma suyu çıkış sıcaklığı sayılabilir. Ayrıca kumanda paneli üzerinden motorun devir sayısını ve yük kuvvet değerini de okumak mümkündür. Yük kuvvet değerini değiştirmek için panel üzerinde yer alan potansiyometre kullanılır. Potansiyometre ve harici olarak elle kumanda edilen gaz kolu vasıtasıyla motor devir sayısını istenile değere ulaştırmak mümkündür.

Kumanda panelinde yer alan ikaz ışıkları motorun ve frenin sağlıklı çalışıp çalışmadığı, eğer bir problem varsa bunun nereden kaynaklandığı hakkında da fikir verebilmektedir. Özellikle freni soğutan suyun debisinin yeterli olup olmadığını haber veren yeşil ışığın yanması frenin zarar görmemesi açısından son derece önemlidir. Yeşil ışığın yanması yeterli soğutma suyunun frene ulaştığını gösterir. Kontrol paneli üzerinde yer alan su devir daim pompası anahtarının motorun

çalışması durumunda mutlaka açık poziyonda(kırmızı ışık sönük) tutulması gerekir. Kırmızı ışığın yanması soğutma suyunun motora ulaşamaması anlamına gelecektir.

4.7.1. Motor Momenti (Döndürme Momenti)

Elektrik dinamometresine bağlı yaylı teraziden S [N] kuvveti okunduktan sonra, teraziye asılı W [N] ağırlığı da bilindiğine göre, bu duruma karşı gelen döndürme momenti bağıntısından

$$M_d = F.l \tag{4.1}$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada;

$$F = W - S \tag{4.2}$$

ve kullanılan deney düzeneğindeki moment kolu uzunluğu

L = 0,955 m. 'dir. (4.3)

4.7.2. Motor Gücü

Tatbik edilen bir kuvvet etkisi ile cisimlerin yer değiştirmelerine iş denir. İş kaldırma, itme ve çekme şeklinde olur.

İş = kuvvet × yol (kgm) (4.4)

Güç söz konusu olduğu zaman dikkate alınır; diğer bir deyimle birim zamanda yapılan işe güç denir.

Güç = iş / zaman (4.5)

Motorun iş yapma hızı beygir gücü ile ölçülür.

Beygir gücü (BG) : Bir saniyede yapılan 75 kgm'lik işe denir. (1 BG = 0,736 kW)

Motorun krank mili ucundaki kasnak veya volandan bir fren düzeneği ile ölçülen güce fren gücü denir. Bu güç, iş güçten %25 kadar daha küçüktür. İkisi arasındaki bu fark sürtünmelere ve su pompası, yağ pompası, yakıt pompası, şarj dinamosu vb. motorun çalışması için gerekli olan parçalara harcanan enerjiden ileri gelmektedir. Güç ölçümünde kullanılan cihazlara genellikle dinamometre denir. Ancak dinamometre direkt olarak gücü değil gücün hesaplanmasına yarayan kuvveti veya momenti ölçer.

- İndike ve Efektif Güç (N_{mi} , N_{me})

Dizel motorlarında deney standında ölçülen güç motor milinden alınan net efektif güçtür. Bu güç yakıt ile havanın yanması sonucu mekanik enerjiye dönüşen kimyasal enerjinin mekanik eş değerinden farklıdır. Zira yakıtla verilen enerjinin bir kısmı mekanik sürtünmelere bir kısmı gaz hareketleri sebebiyle akış ve dolgu kayıplarına diğer bir kısmı ise yardımcı donanım ve elemanların tahrik edilmesine harcanır. Dizel motorlarında silindirde bir çevrimde elde edilen iş ;indike silindir işi; ölçülen P – V diyagramının alanı ile belirlenir.

Bu işin strok boyunca sabit bir çevrim basıncı (P_{mi} : ortalama indike basınç) ile elde edildiği düşünülüp, indike iş:

$$W_1 = \int P \, . \, dV = P_{mi} \; V_h \qquad (4.6)$$

şeklinde yazılabilir.

Ortalama indike basınç silindir içinden ölçüldüğünden mekanik kayıpları içermemektedir. 4 zamanlı dizel motorlarda bir saniyede $n_m/120$ iş periyodu olduğuna göre indike güç (silindir gücü);

$$N_{mi} = \frac{P_{mi} \, V_h \, n_m}{0,12} \; [kW] \quad \text{'dir.} \qquad (4.7)$$

P_{mi} [Mpa = 10^6 N/ m^2] (4.8)

V_h [m^3]

n_m [d/d]

$$N_{mi} = \frac{P_{mi} \, V_h \, n_m}{900} \; [BG] \quad \text{'dir.} \qquad (4.9)$$

P_{mi} [kg/cm^2]

V_h [lt.]

n_m [d/d]

Motorun efektif gücü ise üstteki denklemde ortalama indike basınç yerine ortalama efektif basınç konularak;

$$N_{mi} = \frac{P_{me} \, V_h \, n_m}{900} \; [BG] \quad \text{'dir.} \qquad (4.10)$$

şeklinde yazılabilir.

Efektif güç, fren momentinden hareketle deneysel olarak bulunabilir.

$$N_e = \frac{Md \,.\, \omega}{75} \quad [BG] \quad \text{'dir.} \tag{4.11}$$

$$\omega = 2 \,.\pi \,.n / 60 \tag{4.12}$$

olduğuna göre

$$N_e = \frac{Md \,.\, n}{716{,}2} = \frac{G \,.\, n}{716{,}2} \quad [BG] \quad \text{'dir.} \tag{4.13}$$

$$F = G.g \quad \text{olduğundan} \tag{4.14}$$

$$N_e = \frac{Md \,.\, n}{9555.22} \quad [kW] \quad \text{'dir.} \tag{4.15}$$

4.7.3. Özgül Yakıt Tüketimi

Bir motorun birim zamanda (örneğin 1 saatte) harcadığı yakıtın kütlesi B [kg/h] olarak bilinirse, özgül yakıt tüketimi;

$$b_e = \frac{B}{N_e}\left[\frac{Kg\ yakıt}{KWsaat}\right] \tag{4.16}$$

bağıntısından bulunabilir.

Bu amaçla motorun yakıt donanımına eklenen ölçekli bir kaptaki yakıtın kaç saniyede harcandığı bir kronometre ile ölçülür. Örneğin $\Delta v[cm^3]$ yakıt $\Delta t[s]$'de harcanmışsa, 1 saat'te motorun tüketeceği yakıtın kütlesi,

$$B = \frac{\Delta v.10^{-3}.3600}{\Delta t}\rho_{yakıt}\left[\frac{kg\ yakıt}{saat}\right] \tag{4.17}$$

olur. Yakıt yoğunluğu olarak,

Dizel yakıtı için : $\rho_{yakıt} = 0{,}85\ gr/cm^3 = 0{,}85\ kg/lt$

Benzin için : $\rho_{yakıt} = 0{,}74\ gr/cm^3 = 0{,}74\ kg/lt$

alınabilir.

Motorun 1 saatte tükettiği yakıt böylelikle bulunduktan sonra özgül yakıt tüketimi bağıntısından hesaplanır. Son zamanlarda motor deney düzeneklerinde yakıt tüketimini ağırlık esasına göre ölçmeyi sağlayan sistemler de kullanılmaktadır.

Bir motorun (BG) veya (kW) başına bir saatte tükettiği yakıt miktarı (g) olarak tarif edilmiştir. Bu büyüklük genellikle g/BGh veya g/kWh birimleri ile ifade edilmektedir. Bir motorun yakıt tüketimini tespit edebilmek için deney sırasında bir deney noktasında motordan çekilen efektif güç ile birlikte aynı deney noktasında aynı anda yakıt debisi de (m_y) bilinmelidir. Bu durumda özgül yakıt tüketimi;

$$B_e = \frac{m_y \ 3600}{N_{me}} \ [g/BGh] \tag{4.18}$$

şeklinde yazılabilir. Burada yakıt debisi [g/s] boyutundadır.

$$be = \frac{3600 \ \rho . V}{t \ . N} \ [g/kWh] \tag{4.19}$$

4.7.4. Verim

Genel anlamda, kazanılan değerin; bu değeri kazanmak için harcanan değere oranıdır. Diğer bir deyimle; alınan işin verilen işe oranıdır.

Verim daima %100'den az olur. Verilen işin aynen kazanılması hiçbir şekilde mümkün olmaz. Bunun nedeni, karışımın eksik yanması, sürtünmelere harcanan güç ve eylemsizlik kuvvetleri gibi etkilerdir. İş yapabilmek için harcanan işin çok veya az oluşu verimi etkiler.

Verilen iş % olarak, ne kadar alınabilirse verim % o kadar artacaktır. Standart olarak verim (eta) η sembolü ile gösterilir. Bu sembolün önüne konulacak harf, verimin ne verimi olduğunu belirtir.

Motor verimleri;

- Hacimsel (Volümetrik) verim
- Diyagram verimi
- Mekanik verim
- Toplam verim (Efektif verim)

olmak üzere başlıca dört gruba ayrılır.

4.7.4.1. Hacimsel (Volümetrik) Verim

Aşın doldurma olmayan bir motorda, emme zamanında silindire alınan havanın hakiki hacminin pistonun silindirde boşalttığı hacme oranı hacimsel verimi verir.

Hacimsel verimin formülle ifadesi:

$$\text{Hacimsel verim} = \frac{\text{Normal şartlarda silindire alınan hava hacmi}}{\text{Pistonun silindirde boşalttığı hacim}} \qquad (4.20)$$

şeklindedir.

4.7.4.2. Diyagram Verimi

İndikatör diyagramından ölçülen işin, teorik çevrim diyagramından ölçülen işe oranına diyagram verimi denir. Teorik ve gerçek indikatör diyagramları incelendiği zaman teorik çevrim diyagramındaki iş gerçek indikatör diyagramındaki işten daha büyüktür. Çünkü; teorik çevrimdeki taralı alan gerçek indikatör diyagramındaki alandan daha büyüktür. Bunların bir birine bölünmesi (teorik çevrimden alınan iş / gerçek indikatörden alınan iş) diyagram verimi bulunur.

4.7.4.3. Mekanik Verim

Mekanik verim; silindirler içinde elde edilen gücün % olarak, ne kadarının harcandığını ve ne miktarının faydalı güce dönüştüğünü gösteren bir verimdir.

$$\eta_m = N_e / N_i \qquad (4.21)$$

η_m : Mekanik verim

N_e : Faydalı güç (fren gücü)

N_i : İç güç (indike güç)

Piston, segman ve silindir cidarlarındaki sürtünmelere, yataklardaki sürtünmeye ve eylemsizlik kuvvetlerini yenmek için harcanan güçler çıktıktan sonra geriye kalan güç krank mili ucundan alınan faydalı güç olur.

4.7.4.4. Toplam Verim (Efektif Verim)

Silindirlere girmiş olan karışımın yanması ile oluşan enerjiye karşılık, motorun bu enerjiyi faydalı iş haline çevirme oranına toplam verim denir. Yanma sonunda

meydana gelen ısının büyük bir kısmı, soğutma sistemi ve yağlama sistemi ile dışarı atılır. Bu nedenle motorların toplam verimleri genellikle düşük olur. Genellikle %35–%45 arasındadır. Toplam verim motorun sarf ettiği yakıt miktarına göre hesaplanır.

η_t = Alınan iş (kcal) / Yakıtın vereceği iş (kcal) (4.22)

Yanma sonunda oluşan ısı enerjisinin büyük bir kısmı soğutma ve yağlama sistemi ile, yanmış egzoz gazları tarafından motordan uzaklaştırılır. Silindirde yanan yakıtın oluşturduğu ısı miktarını 100 kabul edersek,

Fren beygir gücü (faydalı güç) = % 37

Soğutma suyu kaybı = % 27

Egzoz gazları kaybı = % 28

Sürtünmelerle kaybolan = % 8

Toplam verimin formülle ifadesi;

Toplam verim = Faydalı güç (kcal olarak) /Yakıtın verdiği ısı (kcal olarak) (4.23)

$\eta_t = Ne \cdot 632 / (B \times Hu) = 860000 / (Hu \times be)$ (4.24)

Dizel motorlarında verimli yanma için yanma odasında yeterli hava ve yanma için yeterli süre bulunmalıdır.Ayrıca sıcaklıkların da yerel olarak yeterli düzeyde (yükseklikte) bulunması gerekmektedir. Yanma olayını yanma odasındaki ortalama değerlerden çok yerel koşullar etkilemektedir. Bu bakımdan motorun düşük dönme sayılarında hava kareketlerinin azlığı, yüksek dönme sayılarında ise yetersiz süre ve düşük volümetrik verim sonucu eksik kalan hava miktarı nedeniyle yanma verimi düşmektedir. Eksik yanmanın en belirgin sonucu is oluşumudur.

Geç yapılan püskürtme ya da uzun süren TG sonunda yanmanın egzoz zamanına doğru uzaması da is oluşumuna neden olur. İs motor elemanlarının ömrünü olumsuz etkiler, piston ve silindirleri aşındırır.

4.8. Motor Performansı Deneyleri için Avrupa Birliği Standartları

- Üye ülkelerin motorlu taşıtların motor güçlerine ilişkin yaklaşım kanunları

İlk olarak 6 Şubat 1970 tarihinde 70/156/EEC sayılı standartta kabul edilen kanunlar bütünü 16 Aralık 1980 tarihinde üye ülkelerin fikir birliğine varmasıyla yenilenmiştir. Yıllar içinde küçük değişikliklere uğrasa da standardın içerdiği temel maddeler değişmemiştir.

- Kapsam

80/1269/EEC standardı;en az 4 tekerlekli ve maksimum tasarım hızı 25 km/h'i geçen; demiryolu, tarım ve orman traktörleri hariç tüm taşıtlarda geçerlidir.

- Faaliyet Alanı

80/1269/EEC standardı;tüm benzinli ve dizel motorlarla Wankel motorları için geçerlidir. Ayrıca hem doğal emişli hem de aşırı doldurmalı motorlarda da geçerliliğini korur.

- Efektif Güç tanımı

Motorun çıkış milinden alınan net güç, efektif güç olarak tanımlanır. Maksimum net güç ise motorun tam yük konumunda alınan net gücü belirtir.

- Tam yük Gücünün ölçümünün doğruluğu

a.) Ölçülen motor momenti bilinen değerden %± 1 sapabilir.

b.) Yakıt sıcaklığı ölçüm sırasında ± 2 K sapabilir.

c.) Emme havasının sıcaklığı ölçüm sırasında ± 2 K sapabilir.

d.) Ortam basıncı ölçüm sırasında ± 100 Pa = ± 1mbar sapabilir.

e.) Emme havasının basıncı ölçüm sırasında ± 50 Pa sapabilir.

f.) Egzoz borusu basıncı ölçüm sırasında ± 200 Pa sapabilir.

g.) Motor devir sayısı % 0,5'den fazla sapmamalıdır.

h.) Ölçülen yakıt tüketimi bilinen değerden %± 1 sapabilir.

- Efektif Motor Gücünün Ölçüm Testleri

Testler için gerekli ekipman Tablo 4.2'de verilmiştir.

Tablo 4.2 : Efektif Motor Gücünün Tespiti İçin Yapılan Testlerde Bulunması Gereken Donanımlar

No	Donanım
1	EMME SİSTEMİ
	Emme manifoldu
	Hava filtresi
	Emme susturucusu
	Emisyon Kontrol sistemi
	Hız sınırlayıcı sistem
2	EMME MANİFOLDUNU ISITMA CİHAZI
3	EGZOZ SİSTEMİ
	Egzoz temizleyici
	Egzoz manifoldu
	Egzoz bağlantı boruları
	Susturucu
	Son(kuyruk) boru
	Egzoz freni
	Aşırı doldurma sistemi
4	KARIŞTIRICI
	ECU,hava akış ölçer vb.
5	YAKIT BESLEME POMPASI
6	YAKIT PÜSKÜRTME POMPASI
	Önfiltre
	Filtre
	Püskürtme pompası
	Yüksek basınç borusu
	Enjektörler
	Emme havası valfi
	ECU,hava akış ölçer vb.
	Yöneten/Kontrol sistemi
7	SIVI SOĞUTMA DONANIMI
	Motor kapağı
	Motor kapağı hava çıkışı
	Radyatör
	Fan
	Fan başlığı
	Su devir daim pompası
	Termostat
8	HAVA SOĞUTUCU
	Başlık
	Fan
	Sıcaklık düzenleyici cihaz
9	ELEKTRİK DONANIMI
10	AŞIRI DOLDURMA SİSTEMİ
	Kompresör
	Hava soğutucu
	Soğutucu pompa veya fan
	Soğutucu akış kontrol cihazı
11	KİRLETİCİ ÖNLEYİCİ SİSTEMLER
	EGR
	Katalitik dönüştürücü
	Termal reaktör

- Ekipmanların Yerleşim Şekli

a.) Emme havasının basıncı üretici firmanın verdiği sınır değerden en fazla 100 Pa sapabilir.

b.) Egzoz bağlantı borusunun motordan sonraki 150 mm.noktası egzoz sisteminin çıkışı kabul edilir.Sistemin çıkışındaki egzoz borusu basıncı üretici firmanın verdiği sınır değerden en fazla 1000 Pa sapabilir. Ölçümü yapan boru, egzoz borusu içinde akışla aynı yönde konumlandırılır.

c.) Motorda bir egzoz freni var ise gaz kolu tam açık pozisyonda tutulmalıdır.

d.) Yakıt geri dönüşlü sistemler kullanıldığında fazladan basınç oluşabileceğinden yakıt besleme basıncı ayarlanmalıdır.

e.) Hava giriş valfi püskürtme pompasının pnömatik olarak yönetilmesi için kullanılır. Yakıt püskürtme donanımı püskürtülen yakıt miktarını da etkileyebilir. Hava giriş valfi motor için uygun ise kullanılır.

f.) Radyatör, fan, fan başlığı, su devir daim pompası ve termostat test düzeneği ile aynı doğrultu üzerinde konumlandırılmalıdır. Soğutucu sıvı sirkülasyonu sadece su devir daim pompası ile yönetilmelidir. Sıvının soğutulması motor radyatörü ile ya da harici bir eşanjörle sağlanabilir.

g.) İyi bağlanamayan bir fan kullanılırsa çalışma anında hatalar oluşur.

h.) Termostat tam açık pozisyonda tutulmalıdır.

i.) Jenaratör gücü motorun çalışması için gerekli donanımları çalıştırmakla sınırlandırılmalıdır. Eğer bir akü bağlantısı gerekli ise iyi durumdaki tam dolu bir akü kullanılmalıdır.

j.) Kirletici önleyici sistemler (EGR:Egzoz gazı resirkülayonu, katalitik dönüştürücüler ve termal reaktörler) kullanılabilir.

- Dizel motorun çalıştırılması için gerekli yardımcı donanımlar

a.) Motorun çalışma şartlarına uygun jenaratör, akü vb. yardımcı donanımlar seçilmelidir.

b.) Motorun çalıştırılmasında zorunlu olarak kullanılan ekipmanlar hariç aküye bağlanan diğer cihazların bağlantısı kesilmelidir.

- Düzenek Kurulum Koşulları

Motorun efektif gücünü tespit eden testler için gerekli kurulum koşulları Tablo 4.3'te gösterilmiştir.

Tablo 4.3 : Testler İçin Gerekli Kurulum Koşulları

1	Karıştırıcının kurulumu
2	Püskürtme pompasının kurulumu
3	Ateşleme ya da püskürtme zamanlaması
4	Yönetici sistemin kurulumu
5	Kirletici önleyici sistemler

- Test Koşulları

a.) Efektif güç testlerinde benzinli motorlarında tam gaz kelebeği konumunda, dizel motorlarında ise sabit bir tam yük yakıt püskürtme pompası pozisyonunda ölçüm yapılır. Bu durum aynı zamanda tam gaz kolu pozisyonudur. Benzinli motorlarda silindire girecek havayı gaz kelebeğinin konumu belirler. Bu yüzden deney sırasında gaz kelebeği belli bir pozisyonda tutulmalıdır. Dizel motorlarında ise silindire girecek hava miktarını yakıt miktarı belirler. Püskürtme pompasını ise gaz kolu kumanda etmektedir.

b.) Emme havası giriş sıcaklığı gibi test koşulları standart ortam koşullarına mümkün olduğunca yakın seçilmelidir. Böylece düzeltme faktörünün büyüklüğü de azaltılabilir.

c.) Emme havasının sıcaklığı hava temizleyicinin girişinden 0,15 m. uzaklıkta ve akışa ters yönde ölçülmelidir. Eğer hava temizleyicisi yoksa, ölçüm emme kanalına 0,15 m. mesafeden yapılır.

d.) Motor momenti, devir sayısı ve sıcaklık değerlerinin sabit olarak belirgenleşmesi için her ölçüm noktasında en az 1 dk. beklenmelidir.

e.) Motor devrinin okunması sırasında 10d/d'dan fazla ya da %± 1'den fazla sapma olmamalıdır.

f.) Fren yükü, özgül yakıt tüketimi ve emme havası sıcaklığı değerleri aynı anda ölçülmelidir. Bu değerler için %2'den fazla değişiklik göstermeyen 2 durumun ortalaması alınabilir.

g.) Motordan dönen soğutma suyu sıcaklığı üretici firmanın verdiği sıcaklıktan en fazla ± 5 K sapabilir. Eğer sıcaklık belirtilmemişse, bu değer 348 – 358 K aralığında olmalıdır.

h.) Yakıt sıcaklığı karbüratör girişinde ya da yakıt püskürtme sistemi girişinde ölçülmelidir. Üretici firmanın verdiği sınırlara uyulmalıdır.

i.) Yağlama yağı sıcaklığı yağ haznesinde ya da yağ soğutucunun çıkışında ölçülmelidir. Üretici firmanın verdiği sınırlara uyulmalıdır.

- Test prosedürü

Motoru üreten firmanın da tavsiyelerine bağlı olarak belirlenen min. ve max. motor devir sayılarında yeterli sayıda ölçüm noktasında test gerçekleştirilir. Bu devir sayılarının içinde max. motor gücünü veren devri sayısı mutlaka bulunmalıdır.

- Emisyon ölçümü

Emisyon için yapılan testlerde Avrupa Birliği standardı olarak bilinen 72/306/EEC uygulanmalıdır.

- Güç düzeltme faktörleri

Güç düzeltme faktörü, motor gücünü atmosferik referans koşullara indirgemeye yarayan bir katsayıdır.

$$P_o = P \times \alpha \quad (4.25)$$

$$M_{mo} = M_m \times \alpha \quad (4.26)$$

$$b_{eo} = b_e / \alpha \quad (4.27)$$

$$\eta_{to} = \eta_t \times \alpha \quad (4.28)$$

$P_o \rightarrow$ İndirgenmiş motor gücü

$\alpha \rightarrow$ Düzeltme faktörü (α_a, α_d)

$P \rightarrow$ Ölçülen motor gücü

- Referans atmosferik koşullar

a.) Referans atmosferik sıcaklık : $T_o = 25°C = 298K$

b.) Referans atmosferik kuru hava basıncı : $P_{so} = 100$ kPa = 1 bar = 760 mmHg

- Atmosferik deney koşulları

Deneyler sırasında atmosfer koşulları şöyle olmalıdır:

a.) Deney ortam sıcaklığı

Benzinli motorlar için : $15°C \leq T \leq 35°C$

Dizel motorlar için : $10°C \leq T \leq 40°C$

b.) Deney ortamı kuru hava basıncı : $0,8 \text{ bar} \leq P_s \leq 1,1 \text{ bar}$

- Düzeltme faktörlerinin tespiti (α_a, α_d)

a.) Tabii emişli ya da aşırı doldurmalı benzinli motorlar için (α_a)

$$\alpha_a = (99/ P_s)^{1,2} \times (T/298)^{0,6} \quad (4.29)$$

T : Deney ortam sıcaklığı (K)

P_s : Deney ortamı kuru hava basıncı (kPa)

P_s = Barometre basıncı (kPa) – Su buharı basıncı (kPa)

$0,93 \leq \alpha_a \leq 1,07$ (Geçerli büyüklük)

b.) Dizel motorlar için (α_d)

$$\alpha_d = (f_a)^{fm} \quad (4.30)$$

f_a : Atmosferik faktör ve f_m : Motor faktörü

1. Atmosferik faktör : Basınç, sıcaklık ve nem gibi çevre koşullarının etkisini ortaya koyar.

Tabii emişli ve mekanik aşırı doldurmalı motorlarda:

$$f_a = (99/ P_s) \times (T/298)^{0,7} \quad (4.31)$$

Ara soğutuculu ya da ara soğutucusuz turboşarjlı motorlarda:

$$f_a = (99/ P_s)^{0,7} \times (T/298)^{1,5} \quad (4.32)$$

2. Motor faktörü

$$f_m = 0,036 \times q_c - 1,14 \quad (4.33)$$

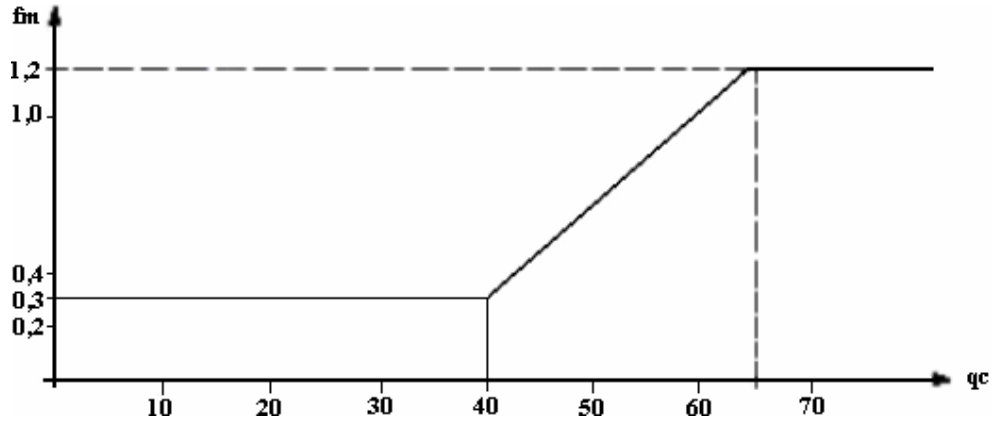
$$q_c = q/r \quad (4.34)$$

q → Çevrim başına püskürtülen 1 litre hacimdeki miligram olarak yakıt miktarı mg/(litre×çevrim)

r → Kompresör çıkış basıncı / Kompresör giriş basıncı

$6,5 \leq q_c \leq 40$ (Geçerli büyüklük) ve $0,9 \leq \alpha_d \leq 1,1$ (Geçerli büyüklük)

Motor faktörünün belirlenmesi için gerekli olan grafik Şekil 4.11'de yer almaktadır.



Şekil 4.11 : Motor Faktörünün Belirlenmesi

4.9. Deneylerde Kullanılacak Enjektörler ve Özellikleri

4.9.1. Test Enjektörlerinin Konstrüktif Özellikleri ve Motor Performansı Üzerine Etkileri

Deneylerde kullanılan ve motor performansına olan etkileri ortaya konan test enjektörlerinin özellikleri Tablo 4.4'te gösterilmiştir.

Tablo 4.4 : Test Enjektörlerinin Özellikleri

Enjektör Memesi	Meme Delik Sayısı (n)	Meme Delik Çapı (Ø) mm.	Meme Koni Açısı (θ)°	L/d Oranı	Kanal Konikliği (K,Ks)	Yuvarlatma Oranı He (%)
Orijinal (922)	8	0,162	150	5,86420	K0	10,5
A (890)	6	0,185	150	5,13514	K1,5	10,5
B (893)	6	0,185	150	5,13514	K0	17
C (896)	8	0,156	150	6,08974	K0	17
D (897)	6	0,177	150	4,23729	Ks1,5	
E (899)	6	0,185	150	4,05405	K1,5	10,5
F (901)	8	0,162	150	4,62963	K0	10,5

Test enjektörleri motor performansına farklı konstrüktif özellikleri vasıtasıyla etki etmektedir. Enjektörler genel olarak, enjektör gövdesi ve enjektör memesi olarak iki ana bölüme ayrılır. Söz konusu test enjektörlerinin meme kısımları aynı gövde üzerine tespit edilerek denenmiştir. Yani, motor performansı üzerinde değişik etkiler oluşturan esas neden enjektör memesidir.

Tablo 4.4'ten de görüldüğü gibi enjektör memelerini birbirinden farklı kılan bir takım konstrüktif parametreler mevcuttur.

Bu parametreler şu şekilde sıralanabilir;

- Enjektör meme delik sayısı
- Enjektör meme delik çapı
- Enjektör meme koni açısı
- L/d oranı
- Enjektör memesi kanalının konikliği
- Enjektör memesi kanalının yuvarlatma oranı

Bu parametrelerin motor performansı üzerine olan etkileri daha önceki bölümlerde detaylı olarak ortaya konmuştur. Ancak bu etkiler kısaca şu şekilde ortaya konabilir:

a.) Enjektör meme delik sayısı

- Yakıtın yanma odası içinde yayılımı
- Tutuşma gecikmesi süresi
- Yanma odası basıncı

b.) Enjektör meme delik çapı

- Yakıt atomizasyonu
- Tutuşma gecikmesi süresi
- Yakıtın enjektörden çıkış hızı
- Yanma hızı artışı
- Karışımın nüfuz derinliği

c.) Enjektör meme koni açısı ve yakıt demet açısı

- Yakıtın yanma odası içinde radyal ve eksenel yönde yayılımı
- Yanma performansı
- Alev çekirdeğinin yakıt – hava karışımının tümünü kavraması
- Homojen yanma hızı
- Yanma odasında titreşimsiz basınç etkisi

d.) L/d oranı

- Yakıt demet açısı

e.) Enjektör memesi kanalının konikliği

- Yakıt demet açısı
- Yakıtın enjektörden çıkış hızı
- Karışımın nüfuz derinliği

f.) Enjektör memesi kanalının yuvarlatma oranı

- Yakıt demet açısı
- Yakıtın akış şekli
- Yakıtın üniform hız dağılımı
- Kavitasyon

Farklı konstrüktif parametrelere sahip 6 adet enjektör memesi A, B, C, D, E ve F olarak harflendirilmiştir. Deney motorunun orijinal enjektör memesi ise referans enjektör memesi olarak kabul edilmiştir. Tablo 4.4'ten de görüldüğü gibi test enjektörleri delik sayısı olarak 6 ve 8 delikli, enjektör memesi kanal uzunluğu olarak da L = 0,95 mm. ve L = 0,75 mm. şeklinde 2'ye ayrılır. Enjektör meme delik çapı değerleri ise mm. cinsinden birbirinden farklıdır. Buradan hareketle yakıt demet açısına etki eden ana parametre olan L/d oranının da her bir enjektör için değişik olduğu söylenebilir. Ancak tüm enjektörlerin meme koni açılarının 150'şer derece olduğu görülmektedir. Bu durum yakıtın her bir delikten çıkışı ile oluşturduğu demet açısını etkilememektedir. Çünkü demet açısı tek bir meme deliğinden çıkan yakıt demetinin yanma odası içindeki yayılım açısının, meme koni açısı ise tüm deliklerden çıkan yakıt demetlerinin 180°'lik bir yüzey üzerinde bir uçtan bir uca ne kadarlık bir alana yayıldığının ölçüsüdür.

Tablo 4.4'te enjektör memesi kanallarındaki geometrik yapının farklılığı da görülebilmektedir. Enjektörler kanal geometrisi olarak silindirik, konik ve yüksek yuvarlatmalı konik olarak 3 tipe ayrılmıştır.

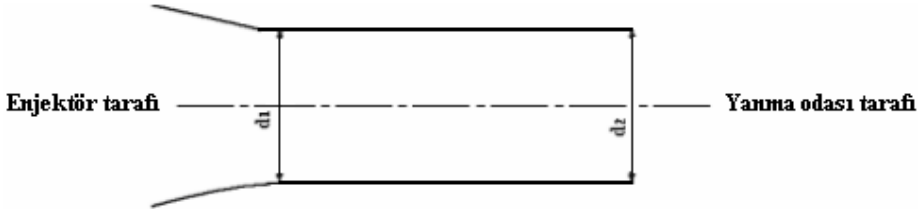
Kanal geometrisinin oluşturduğu bu etki "K – faktör" olarak isimlendirilmiştir.

- K0 → Silindirik kanal geometrisi (Şekil 4.12)
- K1,5 → Konik kanal geometrisi (Şekil 4.13)
- Ks1,5 → Yüksek yuvarlatmalı konik kanal geometrisi

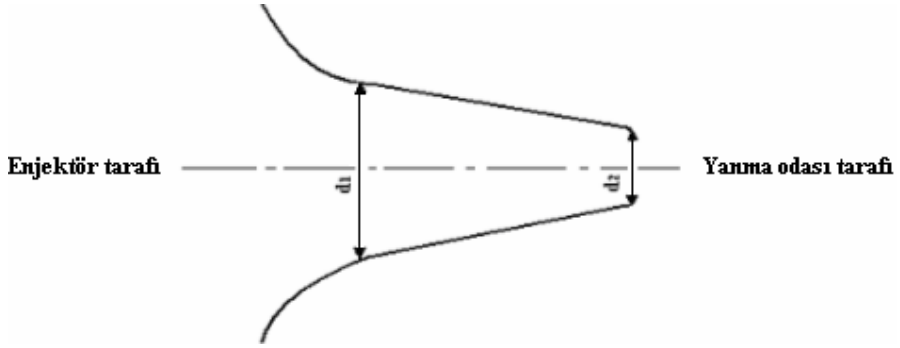
"K–faktörü" 'nün derecesi ise K harfinin yanındaki sayı ile belirtilmiştir. Buna göre söz konusu sayı, kanal çıkışındaki çap değerinin(d_2) kanal girişindeki çap değerinden (d_1) µm. olarak ne kadar küçük olduğunu göstermektedir. Alt indis "s" ise yüksek yuvarlatmalı bir kanal girişini işaret etmektedir. Ayrıca "He" olarak gösterilen "yuvarlatma oranı" % 10,5 ve %17 şeklinde iki farklı değere sahiptir. Delik girişinin yuvarlatılması ile belli devir sayılarındaki mm³/strok olarak yakıt debisi tüm enjektör memeleri için eşit hale getirilir.

$$K = (d_1 - d_2) / 10 \qquad (4.35)$$

olarak ifade edilir.



Şekil 4.12 : Silindirik Kanal Geometrisi



Şekil 4.13 : Konik Kanal Geometrisi

4.9.2. Testler İçin Yapılan Montaj ve Demontaj İşlemleri

Her bir enjektör meme setinin (6 adet aynı üretim numaralı enjektör memelerinin oluşturduğu grup) performans testine tabi tutulmasından önce bir takım montaj ve demontaj işlemleri uygulanır. Bir set enjektörün performans testi sona erince sırasıyla önce enjektörler motordan demonte edilir ve sonra da yeni enjektör memesi enjektör gövdesine monte edilir. Daha sonra da elde edilen bu yeni enjektör motora monte edilerek yeni performans testine geçilir.

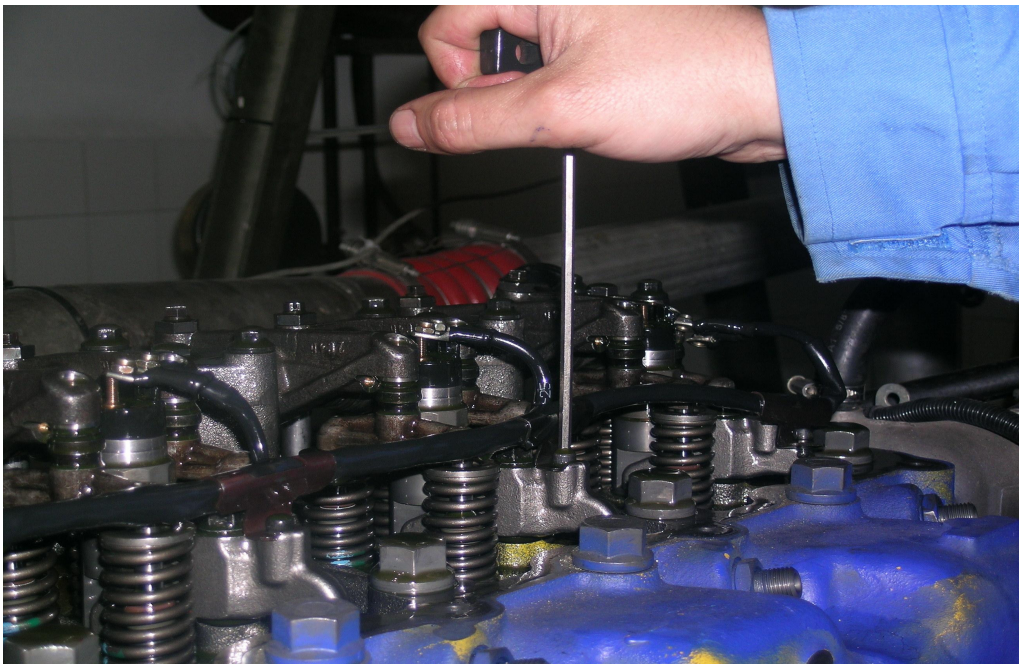
- Enjektörlerin Motordan Demonte Edilmesi

Demontaj işlemine geçmeden önce depodan gelen yakıt akışı kesilmeli ve güvenlik açısından akü bağlantısının iptal edilmesi gerekir.

İlk olarak motorun belli bir süre soğuması için beklenir. Motor soğuduktan sonra motor kapağını motor bloğuna bağlayan vidalar gevşetilir ve motor kapağı yerinden çıkarılır. Daha sonra kızdırma bujisi bağlantısı ile 5 adet emme manifoldu – motor bloğu bağlantısını sağlayan civata sökülür. Rail'in sensör bağlantıları söküldükten sonra rail ile motor bloğu arasındaki 3 adet civata da demonte edilir. Rail'in serbest kalması için gerekli son işlem rail ile enjektör filtresi arasındaki arasındaki giriş ve çıkış bağlantılarını sağlayan somunları gevşetmektir. Bu durumda Şekil 4.14'teki gibi motorun hava giriş bağlantısı serbest hale getirilmiş ve rail bağlantısı iptal edilmiş olur.

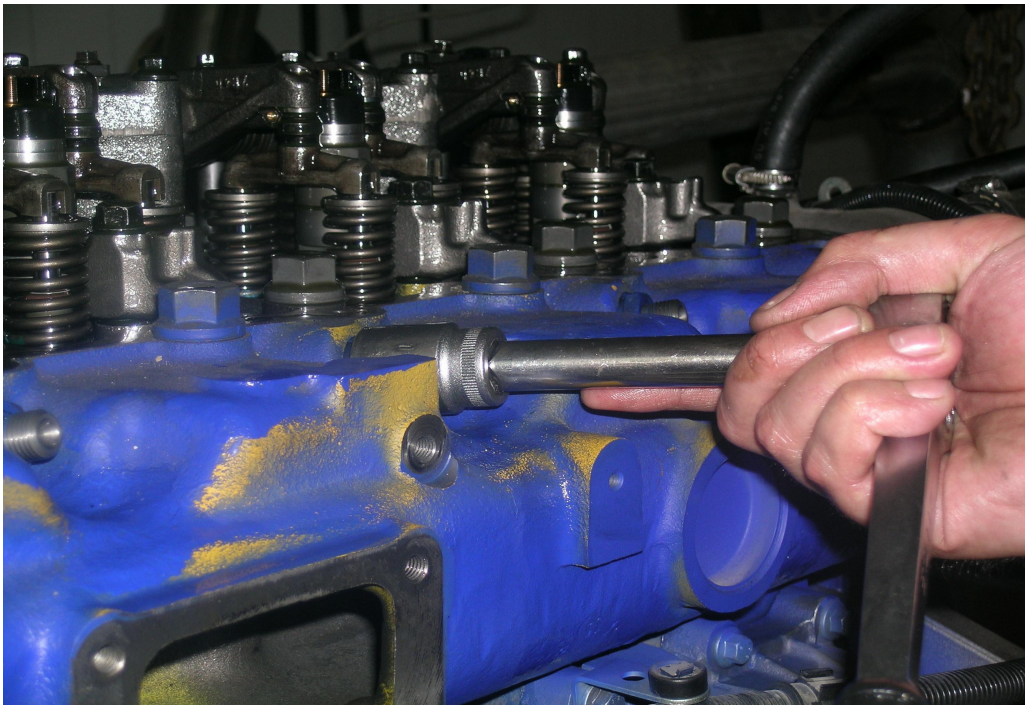
Şekil 4.14 : Enjektörlerin Motordan Demonte Edilmesi

Sıradaki işlemde enjektör filtrelerinin somunları gevşetilir. Filtre elemanının yuvasından alınması(Şekil4.17) için ilk olarak bir alyan vasıtasıyla tüm enjektörlerin kilit mekanizmalarının sökülmesi(Şekil 4.15) ve daha sonra da uygun bir lokma ile enjektör tepe somununun demonte edilmesi(Şekil 4.16) gerekir.



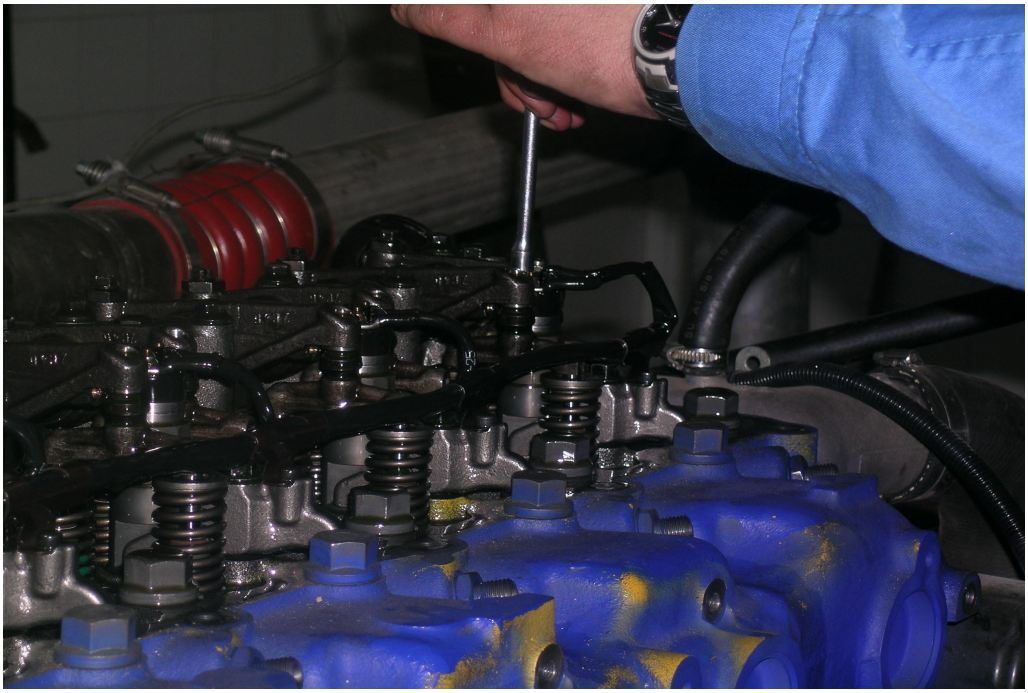
Şekil 4.15 : Enjektör Kilit Mekanizmalarının Sökülmesi

Şekil 4.16 : Enjektör Tepe Somununun Demonte Edilmesi



Şekil 4.17 : Filtre Elemanının Yuvasından Alınması

Enjektörlerin tamamen serbest kalmasını sağlayan son işlem ise selonoid valfin kumanda görevini yerine getirmesi için gerekli olan elektrik bağlantısının her bir enjektör üzerinden demonte edilmesidir.(Şekil 4.18)



Şekil 4.18 : Elektrik Bağlantısının Enjektör Üzerinden Demonte Edilmesi

- Enjektör Memesinin Değiştirilmesi

Motordan sökülen enjektörlerin gövde ve meme kısımlarının biribirinden ayrılması ve yeni memenin gövde üzerine bağlanması işlemlerini kapsar. Bu işlemler için gerekli olan ekipman bir adet tork anahtarı(Şekil 4.19) ve bir adet mengeneden (Şekil 4.20) ibarettir.

Şekil 4.19 : Tork Anahtarı

Şekil 4.20 : Mengene

Enjektör bir bütün halinde mengeneye sıkıştırılır ve tork anahtarı ile gövde muhafazası kısmından saatin tersi yönünde çevrilerek gevşetilir. Memenin gövde muhafaza ile birleştiği noktadan yakıt geri dönüşünü ve sızıntısını engellemek için takılan pul bir tornavida vasıtasıyla yerinden sökülür. Gövde muhafaza parçası elle çevrilerek yerinden çıkarılır.(Şekil 4.21)

Şekil 4.21 : Gövde Muhafazasının Yerinden Çıkarılması

Daha sonra enjektör memesi bağlantı yerinden yavaşça çıkarılır. Bu işlem sırasında meme iğnesinin(Şekil4.22) ve küçük kovan pulunun zarar görmemesi ve kaybolmaması için azami dikkat gösterilmelidir. Söz konusu pul enjektör iğnesinin aşağı yukarı hareket etmesini sağladığından motorun püskürtme sisteminin sağlıklı çalışması açısından önemli bir elemandır. Bu elemanın iğne eksenine paralel bir şekilde yerleştirilmesi gerekmektedir.

Şekil 4.22 : Enjektör Meme İğnesi

Takılacak olan meme kutusundan çıkarılır ve monte edilmeden önce iyi çalışması için dizel yakıta bulanır.(Şekil 4.23)

Şekil 4.23 : Dizel Yakıta Bulanmış Enjektör Memesi

Memenin gövdeye oturan kısmında 3 delik yer alır.(Şekil 4.24) Bunlardan ikisi gövde bağlantısını sağlayan deliklerdir. Diğer delik ise yakıt girişidir. Bu delik gövde üzerinde saplamasız olan deliğe karşılık gelecek şekilde monte edilmelidir. Aksi takdirde yakıt geçişi imkansız hale gelecektir ve enjektör zarar görecektir.

Şekil 4.24 : Memenin Gövdeye Oturan Yüzeyi

Elle olabildiğince çevrilen meme, tork anahtarının 70 Nm. değerini göstermesine dek saat yönünde sıkılır. Yakıt geri dönüşünü ve sızıntısını engellemek için takılan pul ise tekrar yerine konulur. Enjektörler Şekil 4.25'te görüldüğü gibi motora monte edilmek için hazır durumdadır.

Memenin değiştirilmesinden sonra enjektörlerin motordan demonte edilmesinde yapılan işlemlerin tersi uygulanır. Akü bağlantısının yapılması ve depodan yakıt geçişine izin verilmesi ile motor teste hazır hale gelmiş olur.

Şekil 4.25 : Montaja Hazır Enjektörler

4.10. Enjektör Memelerinin Deney Sonuçları

Montajı tamamlanan enjektörler motora yerleştirildikten sonra test aşamasına geçilir. Test motoru her bir enjektör memesi için aynı motor devir sayılarında denenmiştir. 1200, 1500, 1800 ve 2100 d/d hız değerlerinde elde edilen motor momenti, motor gücü, özgül yakıt tüketimi ve toplam verim olarak bilinen performans karakteristikleri çizilen grafiklerin temelini oluşturmaktadır. Motor momenti sabit tutulduğundan ve test için belirlenen motor devir sayıları aynı olduğundan çıkış milinden alınan motor gücü değerinde de sadece standart ortama indirgeme katsayılarından kaynaklanan ve ihmal edilebilir farklar oluşmuştur. Sonuçta farklı konstrüksiyondaki enjektör memelerinin motor performansına etkisi daha çok özgül yakıt tüketimi ve toplam verim grafiklerinde ortaya çıkmıştır.

Her bir enjektör memesi için ayrı ayrı oluşturulan tablolarda ise söz konusu meme ile elde edilen egzoz gazı sıcaklığı, ara soğutucu giriş ve çıkış sıcaklığı, soğutma suyu çıkış sıcaklığı ve kompresör çıkış basıncı gibi sıcaklık ve basınç karakteristikleri ile püskürtme basıncı, püskürtme avansı ve püskürtme debisi gibi ECU karakteristiklerine ulaşmak mümkündür.

4.10.1. Orijinal Enjektör Memesinin Deney Sonuçları

Tablo 4.5 : Motorun Orijinal Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri

ORİJİNAL ENJEKTÖR								
Devir sayısı (d/d)	Hu (kcal/kg)	$\rho_{yakıt}$ (kg/l)	Kuvvet (N)	t yakıt (s) 250 cc için	M_{mo-o} (Nm)	P_{o-o} (kW)	be_{o-o} (g/kWh)	η_{to-o} (%)
1200	10000	0,843	650	42,9	626,96	81,619	216,68	39,69
1500	10000	0,843	650	37,4	626,96	100,24	202,37	42,497
1800	10000	0,843	650	30,2	626,96	119,85	209,62	41,026
2100	10000	0,843	650	24,8	626,96	139,08	219,97	39,096

Tablo 4.6 : Motorun Orijinal Enjektör Memesi ile Sıcaklık–Basınç Karakteristikleri

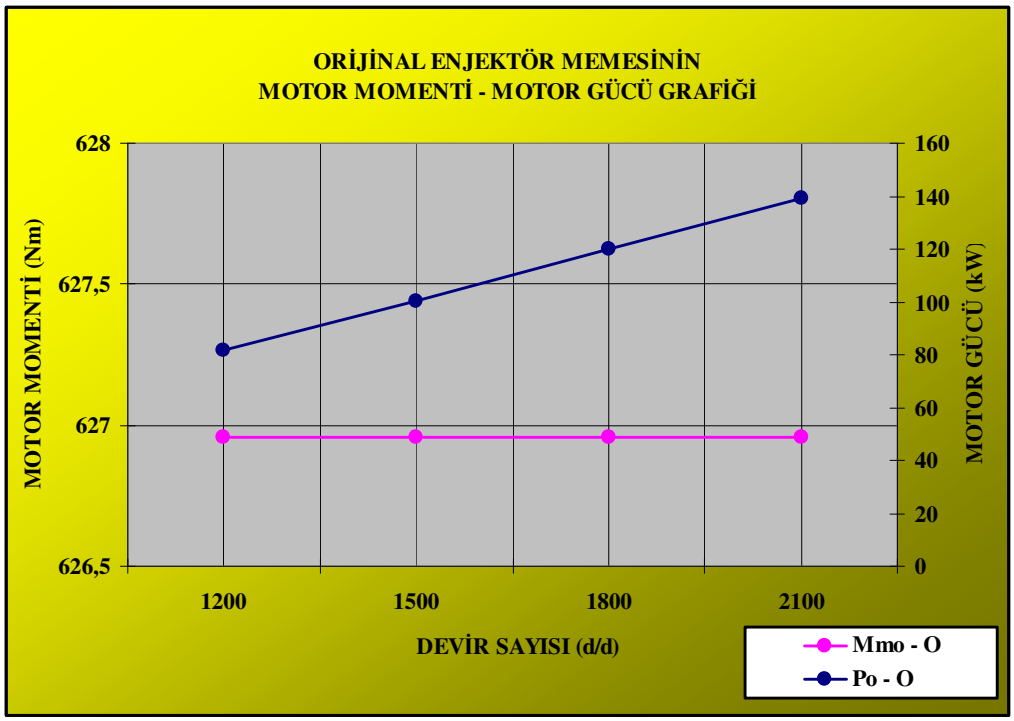
Devir sayısı (d/d)	Egzoz gazı sıcaklığı (C)	Ara soğutucu giriş sıcaklığı (C)	Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (C)	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (C)	Kompresör çıkış basıncı (bar)
1200	442	74	38	79	1,3
1500	432	84	43	79	1,4
1800	428	96	48	79	1,5
2100	412	99	48	75	1,8

Tablo 4.7 : Motorun Orijinal Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri

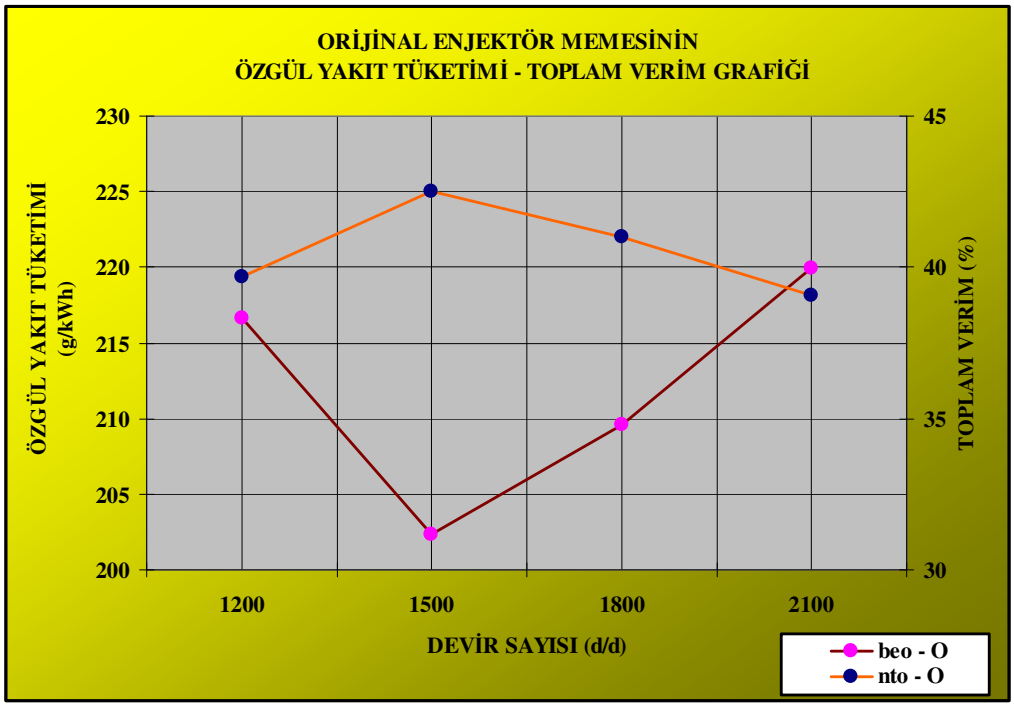
Devir sayısı (d/d)	Püskürtme basıncı (bar)	Püskürtme avansı (KMA)	Püskürtme debisi (mg/strok)
1200	720	-12	81,87
1500	920	-11,6	75,13
1800	1320	-12	77,53
2100	1300	-10	80,93

Tablo 4.5'te motorun orijinal enjektör memesi ile performans karakteristikleri, Tablo 4.6'da motorun orijinal enjektör memesi ile sıcaklık–basınç karakteristikleri ve Tablo 4.7'de motorun orijinal enjektör memesi ile ECU karakteristikleri gösterilmektedir.

Şekil 4.26'da orijinal enjektör memesi ile motor momenti – motor gücü grafiği ve Şekil 4.27'de orijinal enjektör memesi ile özgül yakıt tüketimi – toplam verim grafiği gösterilmektedir.



Şekil 4.26 : Orijinal Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği



Şekil 4.27 : Orijinal Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği

4.10.2. A Enjektör Memesinin Deney Sonuçları

Tablo 4.8 : Motorun A Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri

A ENJEKTÖRÜ								
Devir sayısı (d/d)	Hu (kcal/kg)	ρ yakıt (kg/l)	Kuvvet (N)	t yakıt (s) 250 cc için	M_{mo-A} (Nm)	P_{o-A} (kW)	be_{o-A} (g/kWh)	η_{to-A} (%)
1200	10000	0,843	650	41,7	626,96	81,149	224,21	38,357
1500	10000	0,843	650	36,5	626,96	100,23	207,38	41,47
1800	10000	0,843	650	30,2	626,96	118,78	211,5	40,661
2100	10000	0,843	650	24,3	626,96	138,58	225,31	38,17

Tablo 4.9 : Motorun A Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri

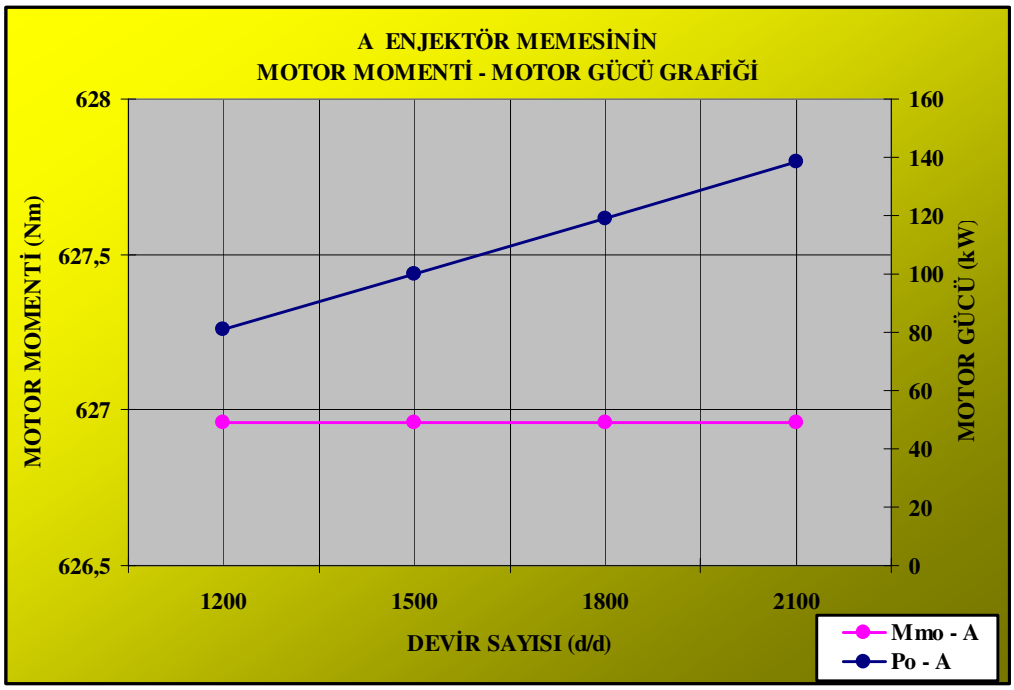
Devir sayısı (d/d)	Egzoz gazı sıcaklığı (C)	Ara soğutucu giriş sıcaklığı (C)	Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (C)	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (C)	Kompresör çıkış basıncı (bar)
1200	446	72	34	73	1,3
1500	440	82	39	73	1,35
1800	430	94	44	73	1,6
2100	417	103	48	73	1,8

Tablo 4.10 : Motorun A Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri

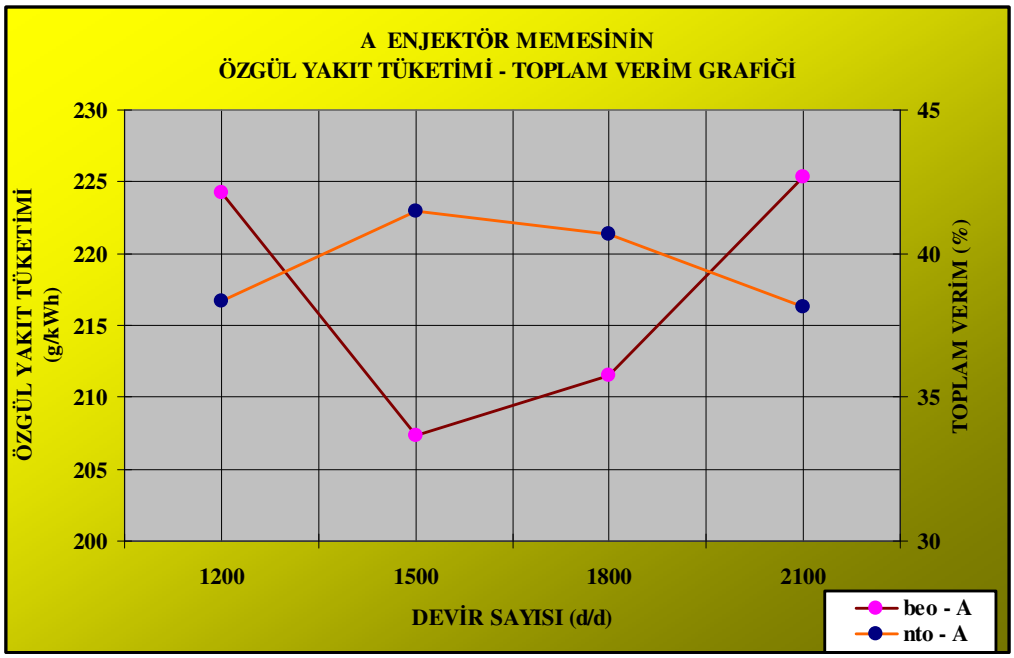
Devir sayısı (d/d)	Püskürtme basıncı (bar)	Püskürtme avansı (KMA)	Püskürtme debisi (mg/strok)
1200	720	-12	84,23
1500	920	-11,6	76,98
1800	1320	-12	77,53
2100	1300	-10	82,59

Tablo 4.8'de motorun A enjektör memesi ile performans karakteristikleri, Tablo 4.9'da motorun A enjektör memesi ile sıcaklık–basınç karakteristikleri ve Tablo 4.10'da motorun A enjektör memesi ile ECU karakteristikleri gösterilmektedir.

Şekil 4.28'de A enjektör memesi ile motor momenti – motor gücü grafiği ve Şekil 4.29'da A enjektör memesi ile özgül yakıt tüketimi – toplam verim grafiği gösterilmektedir.



Şekil 4.28 : A Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği



Şekil 4.29 : A Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği

4.10.3. B Enjektör Memesinin Deney Sonuçları

Tablo 4.11 : Motorun B Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri

B ENJEKTÖRÜ								
Devir sayısı (d/d)	Hu (kcal/kg)	ρ yakıt (kg/l)	Kuvvet (N)	t yakıt (s) 250 cc için	M_{mo-B} (Nm)	P_{o-B} (kW)	be_{o-B} (g/kWh)	η_{to-B} (%)
1200	10000	0,843	650	42,6	626,96	82,845	214,98	40,004
1500	10000	0,843	650	37,2	626,96	101,76	200,43	42,908
1800	10000	0,843	650	30,6	626,96	119,62	207,27	41,491
2100	10000	0,843	650	25,6	626,96	139,56	212,36	40,497

Tablo 4.12 : Motorun B Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri

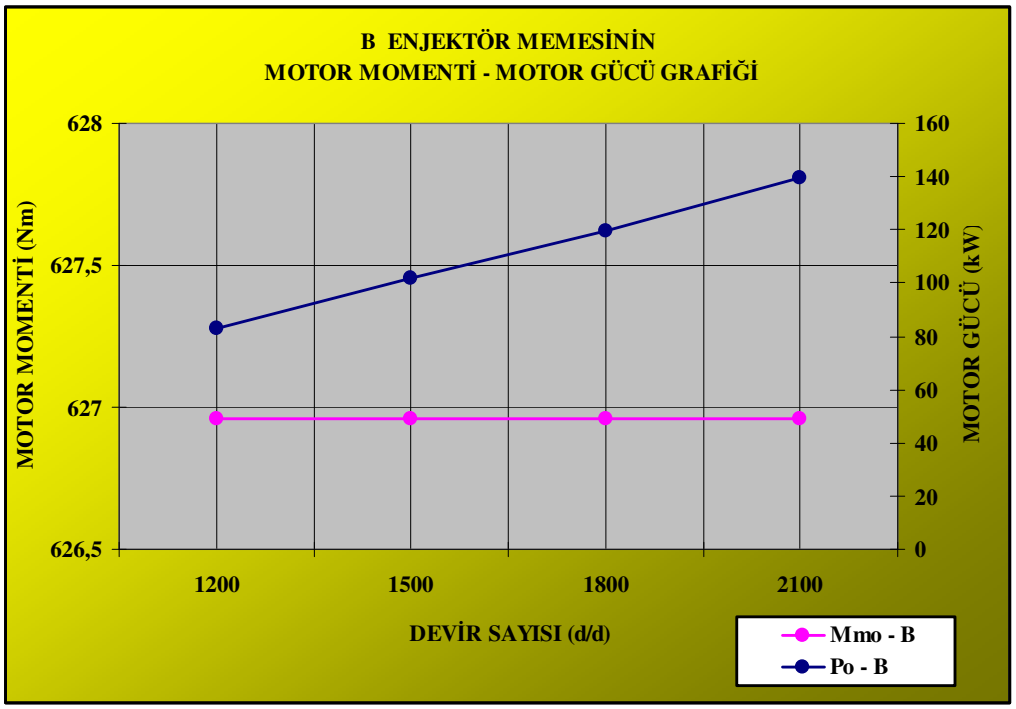
Devir sayısı (d/d)	Egzoz gazı sıcaklığı (C)	Ara soğutucu giriş sıcaklığı (C)	Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (C)	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (C)	Kompresör çıkış basıncı (bar)
1200	441	78	39	77	1,25
1500	439	82	41	77	1,3
1800	428	97	47	78	1,55
2100	414	107	52	78	1,8

Tablo 4.13 : Motorun B Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri

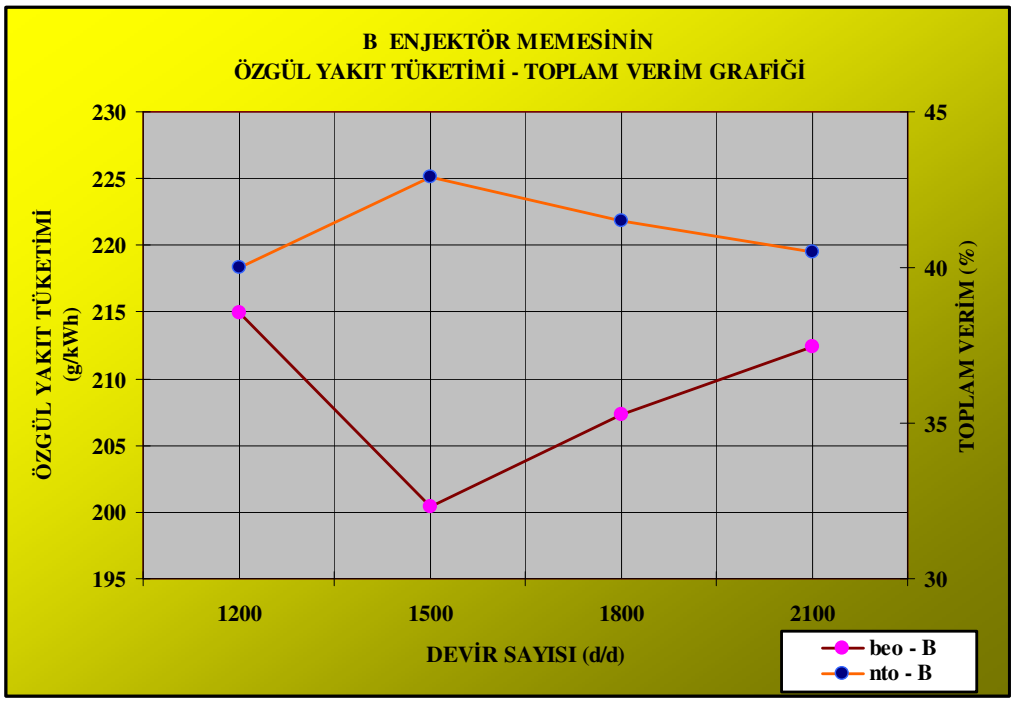
Devir sayısı (d/d)	Püskürtme basıncı (bar)	Püskürtme avansı (KMA)	Püskürtme debisi (mg/strok)
1200	720	-12	82,45
1500	920	-11,6	75,53
1800	1320	-12	76,52
2100	1300	-10	78,40

Tablo 4.11'de motorun B enjektör memesi ile performans karakteristikleri, Tablo 4.12'de motorun B enjektör memesi ile sıcaklık–basınç karakteristikleri ve Tablo 4.13'te motorun B enjektör memesi ile ECU karakteristikleri gösterilmektedir.

Şekil 4.30'da B enjektör memesi ile motor momenti – motor gücü grafiği ve Şekil 4.31'de B enjektör memesi ile özgül yakıt tüketimi – toplam verim grafiği gösterilmektedir.



Şekil 4.30 : B Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği



Şekil 4.31 : B Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği

4.10.4. C Enjektör Memesinin Deney Sonuçları

Tablo 4.14 : Motorun C Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri

C ENJEKTÖRÜ								
Devir sayısı (d/d)	Hu (kcal/kg)	$\rho_{yakıt}$ (kg/l)	Kuvvet (N)	t yakıt (s) 250 cc için	M_{mo-C} (Nm)	P_{o-C} (kW)	be_{o-C} (g/kWh)	η_{to-C} (%)
1200	10000	0,843	650	42,8	626,96	81,32	217,99	39,452
1500	10000	0,843	650	37,1	626,96	100,08	204,34	42,086
1800	10000	0,843	650	30,6	626,96	119,01	208,33	41,28
2100	10000	0,843	650	25,4	626,96	138,85	215,13	39,976

Tablo 4.15 : Motorun C Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri

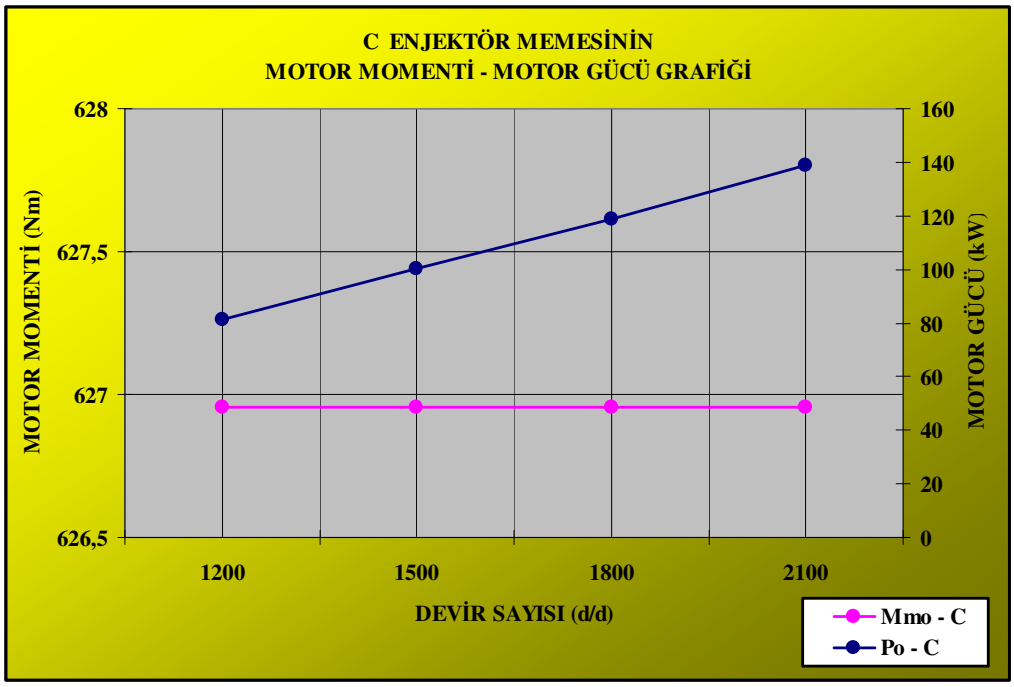
Devir sayısı (d/d)	Egzoz gazı sıcaklığı (C)	Ara soğutucu giriş sıcaklığı (C)	Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (C)	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (C)	Kompresör çıkış basıncı (bar)
1200	463	78	44	73	1,3
1500	462	83	50	74	1,4
1800	454	95	64	77	1,6
2100	423	105	65	77	1,8

Tablo 4.16 : Motorun C Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri

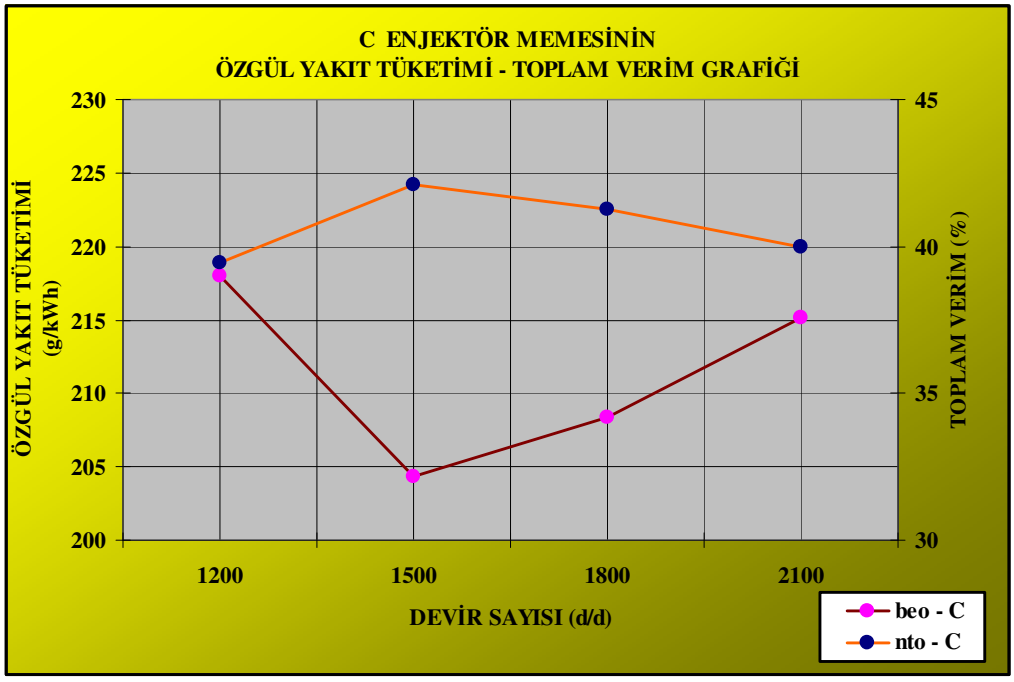
Devir sayısı (d/d)	Püskürtme basıncı (bar)	Püskürtme avansı (KMA)	Püskürtme debisi (mg/strok)
1200	720	-12	82,06
1500	920	-11,6	75,74
1800	1320	-12	76,52
2100	1300	-10	79,02

Tablo 4.14'te motorun C enjektör memesi ile performans karakteristikleri, Tablo 4.15'te motorun C enjektör memesi ile sıcaklık–basınç karakteristikleri ve Tablo 4.16'da motorun C enjektör memesi ile ECU karakteristikleri gösterilmektedir.

Şekil 4.32'de C enjektör memesi ile motor momenti – motor gücü grafiği ve Şekil 4.33'te C enjektör memesi ile özgül yakıt tüketimi – toplam verim grafiği gösterilmektedir.



Şekil 4.32 : C Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği



Şekil 4.33 : C Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği

4.10.5. D Enjektör Memesinin Deney Sonuçları

Tablo 4.17 : Motorun D Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri

D ENJEKTÖRÜ								
Devir sayısı (d/d)	Hu (kcal/kg)	ρ yakıt (kg/l)	Kuvvet (N)	t yakıt (s) 250 cc için	M_{mo-D} (Nm)	P_{o-D} (kW)	be_{o-D} (g/kWh)	η_{to-D} (%)
1200	10000	0,843	650	42,8	626,96	82,704	214,34	40,123
1500	10000	0,843	650	35,9	626,96	101,66	207,9	41,367
1800	10000	0,843	650	29,2	626,96	119,9	216,7	39,687
2100	10000	0,843	650	24,7	626,96	139,5	220,19	39,058

Tablo 4.18 : Motorun D Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri

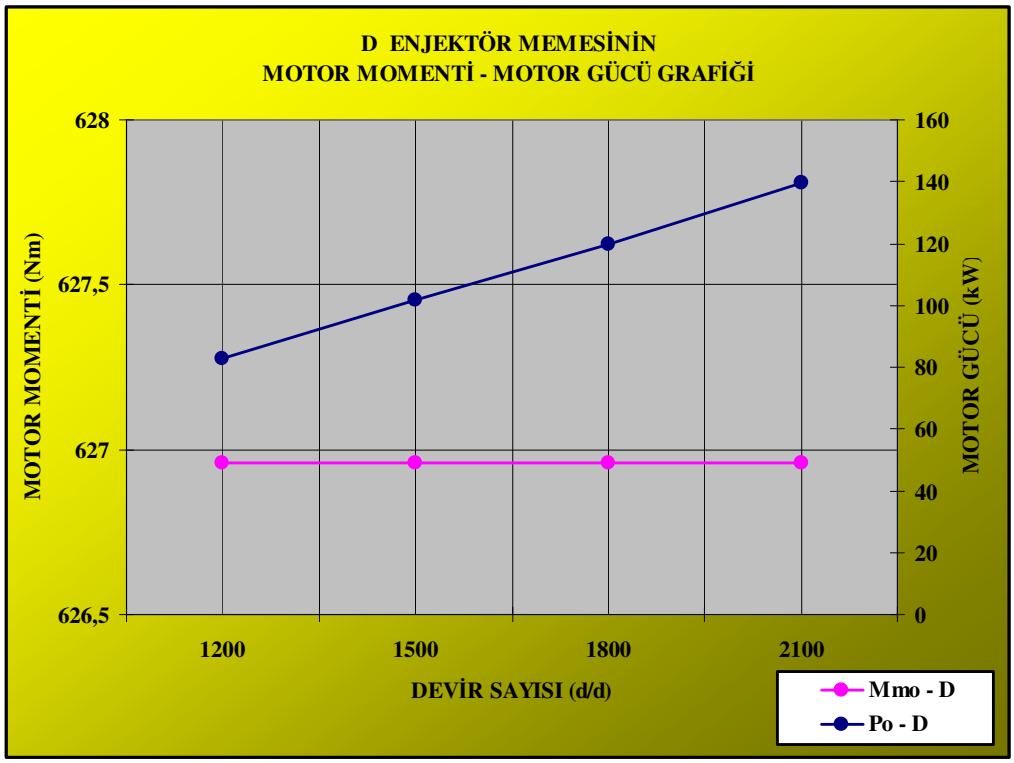
Devir sayısı (d/d)	Egzoz gazı sıcaklığı (C)	Ara soğutucu giriş sıcaklığı (C)	Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (C)	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (C)	Kompresör çıkış basıncı (bar)
1200	441	76	35	74	1,25
1500	437	84	38	74	1,35
1800	425	98	46	77	1,6
2100	410	106	49	77	1,75

Tablo 4.19 : Motorun D Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri

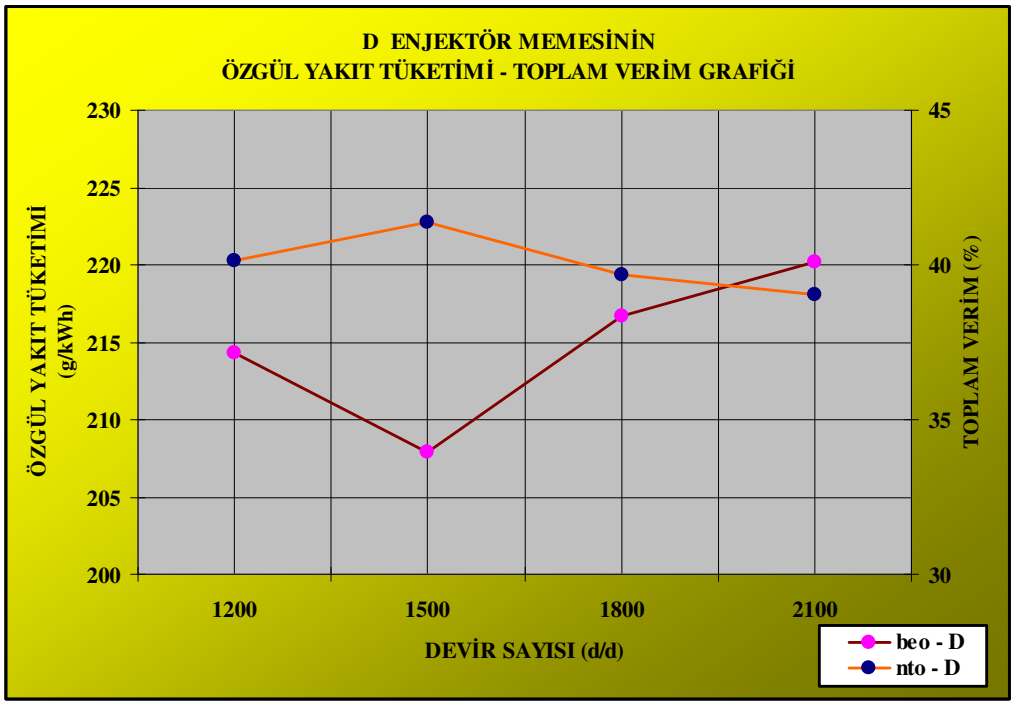
Devir sayısı (d/d)	Püskürtme basıncı (bar)	Püskürtme avansı (KMA)	Püskürtme debisi (mg/strok)
1200	720	-12	82,06
1500	920	-11,6	78,27
1800	1320	-12	80,19
2100	1300	-10	81,26

Tablo 4.17'de motorun D enjektör memesi ile performans karakteristikleri, Tablo 4.18'de motorun D enjektör memesi ile sıcaklık–basınç karakteristikleri ve Tablo 4.19'da motorun D enjektör memesi ile ECU karakteristikleri gösterilmektedir.

Şekil 4.34'te D enjektör memesi ile motor momenti – motor gücü grafiği ve Şekil 4.35'te D enjektör memesi ile özgül yakıt tüketimi – toplam verim grafiği gösterilmektedir.



Şekil 4.34 : D Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği



Şekil 4.35 : D Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği

4.10.6. E Enjektör Memesinin Deney Sonuçları

Tablo 4.20 : Motorun E Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri

E ENJEKTÖRÜ								
Devir sayısı (d/d)	Hu (kcal/kg)	ρ yakıt (kg/l)	Kuvvet (N)	t yakıt (s) 250 cc için	M_{mo-E} (Nm)	P_{o-E} (kW)	be_{o-E} (g/kWh)	η_{to-E} (%)
1200	10000	0,843	650	42,5	626,96	81,557	218,89	39,289
1500	10000	0,843	650	37,8	626,96	100,03	200,66	42,859
1800	10000	0,843	650	30,1	626,96	119,12	211,61	40,641
2100	10000	0,843	650	25,1	626,96	138,97	217,51	39,538

Tablo 4.21 : Motorun E Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri

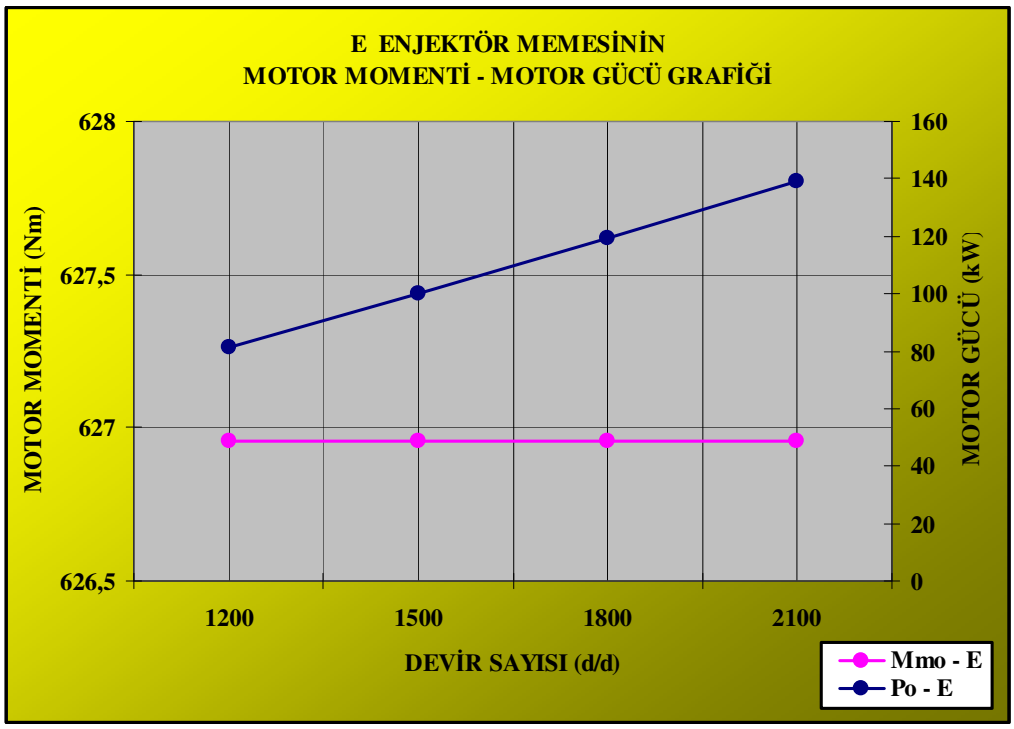
Devir sayısı (d/d)	Egzoz gazı sıcaklığı (C)	Ara soğutucu giriş sıcaklığı (C)	Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (C)	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (C)	Kompresör çıkış basıncı (bar)
1200	452	74	41	74	1,3
1500	439	87	47	73	1,4
1800	438	96	50	74	1,6
2100	423	107	57	77	1,8

Tablo 4.22 : Motorun E Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri

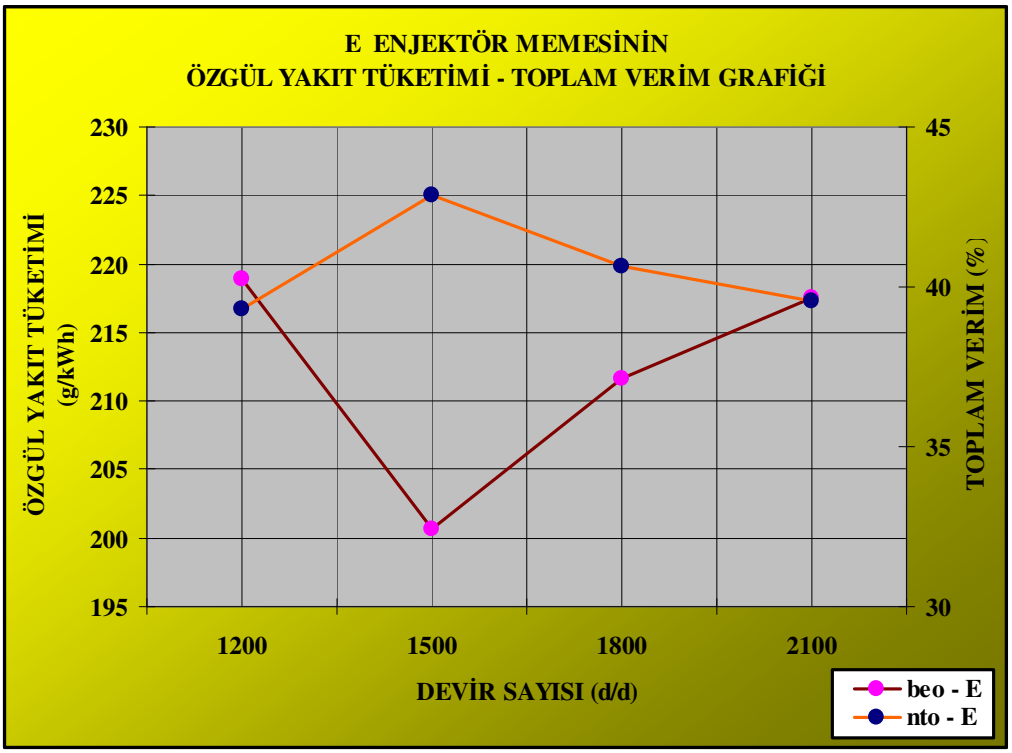
Devir sayısı (d/d)	Püskürtme basıncı (bar)	Püskürtme avansı (KMA)	Püskürtme debisi (mg/strok)
1200	720	-12	82,64
1500	920	-11,6	74,33
1800	1320	-12	77,79
2100	1300	-10	79,96

Tablo 4.20'de motorun E enjektör memesi ile performans karakteristikleri, Tablo 4.21'de motorun E enjektör memesi ile sıcaklık–basınç karakteristikleri ve Tablo 4.22'de motorun E enjektör memesi ile ECU karakteristikleri gösterilmektedir.

Şekil 4.36'da E enjektör memesi ile motor momenti – motor gücü grafiği ve Şekil 4.37'de E enjektör memesi ile özgül yakıt tüketimi – toplam verim grafiği gösterilmektedir.



Şekil 4.36 : E Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği



Şekil 4.37 : E Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği

4.10.7. F Enjektör Memesinin Deney Sonuçları

Tablo 4.23 : Motorun F Enjektör Memesi ile Performans Karakteristikleri

F ENJEKTÖRÜ								
Devir sayısı (d/d)	Hu (kcal/kg)	$\rho_{yakıt}$ (kg/l)	Kuvvet (N)	t yakıt (s) 250 cc için	M_{mo-F} (Nm)	P_{o-F} (kW)	be_{o-F} (g/kWh)	η_{to-F} (%)
1200	10000	0,843	650	44,3	626,96	78,938	216,96	39,639
1500	10000	0,843	650	37,3	626,96	98,386	206,74	41,598
1800	10000	0,843	650	29,3	626,96	117,68	220,05	39,083
2100	10000	0,843	650	24,2	626,96	137,21	228,5	37,637

Tablo 4.24 : Motorun F Enjektör Memesi ile Sıcaklık – Basınç Karakteristikleri

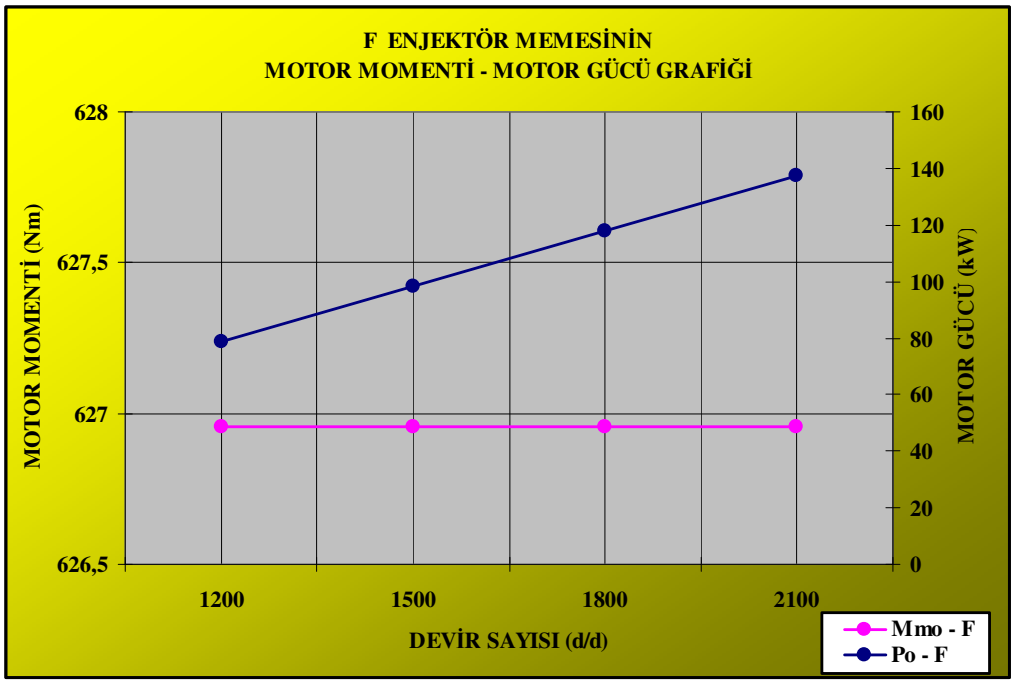
Devir sayısı (d/d)	Egzoz gazı sıcaklığı (C)	Ara soğutucu giriş sıcaklığı (C)	Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (C)	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (C)	Kompresör çıkış basıncı (bar)
1200	443	67	30	71	1,3
1500	431	75	34	71	1,35
1800	421	88	38	71	1,6
2100	405	98	42	71	1,8

Tablo 4.25 : Motorun F Enjektör Memesi ile ECU Karakteristikleri

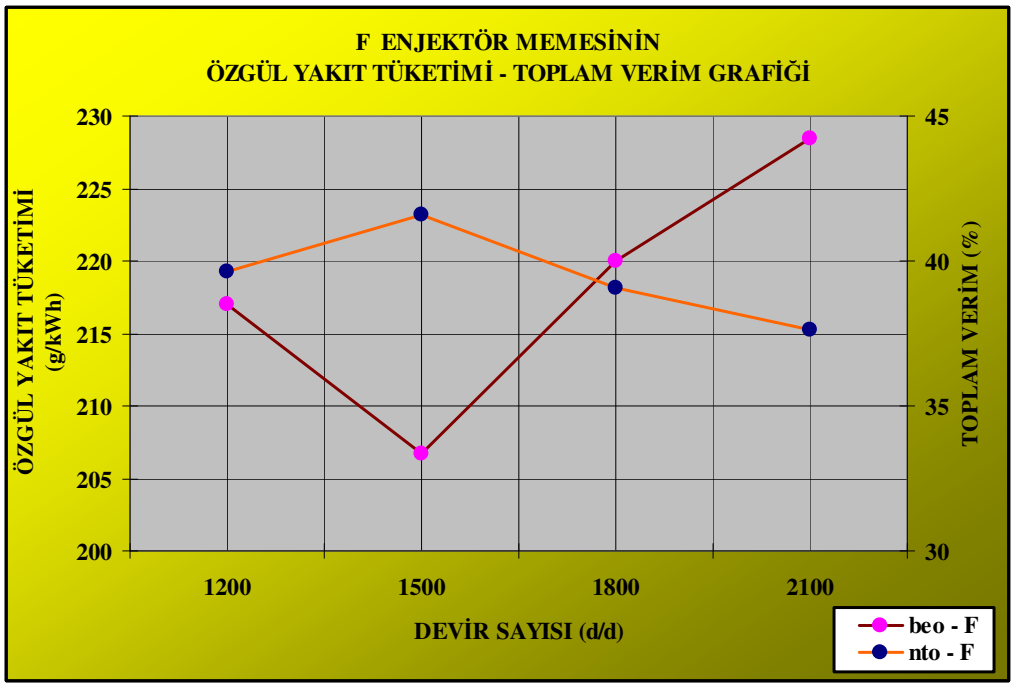
Devir sayısı (d/d)	Püskürtme basıncı (bar)	Püskürtme avansı (KMA)	Püskürtme debisi (mg/strok)
1200	720	-12	79,28
1500	920	-11,6	75,33
1800	1320	-12	79,92
2100	1300	-10	82,93

Tablo 4.23'de motorun F enjektör memesi ile performans karakteristikleri, Tablo 4.24'te motorun F enjektör memesi ile sıcaklık–basınç karakteristikleri ve Tablo 4.25'te motorun F enjektör memesi ile ECU karakteristikleri gösterilmektedir.

Şekil 4.38'de F enjektör memesi ile motor momenti – motor gücü grafiği ve Şekil 4.39'da F enjektör memesi ile özgül yakıt tüketimi – toplam verim grafiği gösterilmektedir.



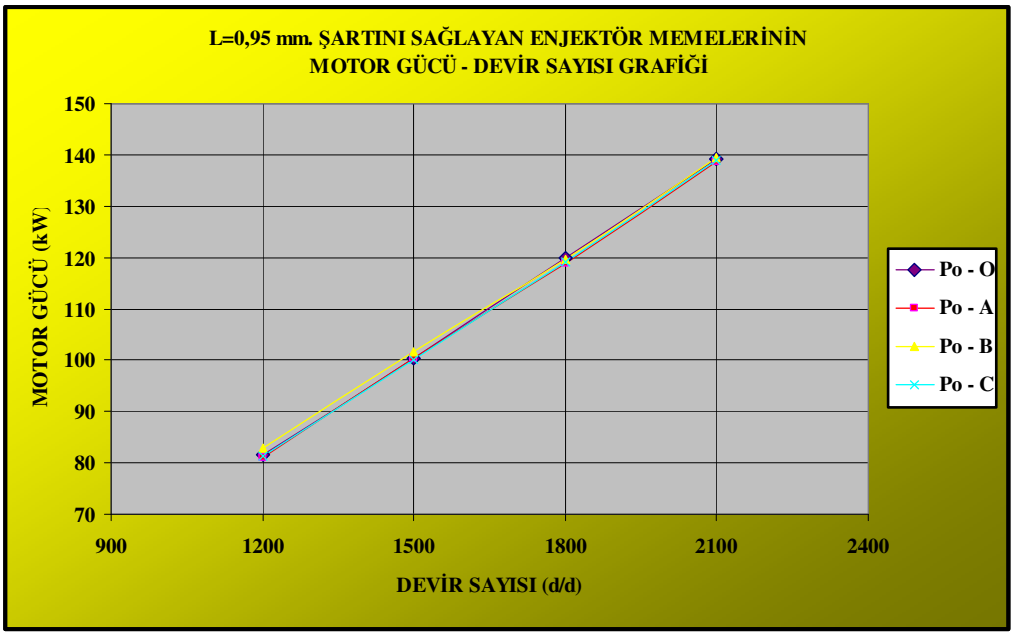
Şekil 4.38 : F Enjektör Memesi ile Motor Momenti – Motor Gücü Grafiği



Şekil 4.39 : F Enjektör Memesi ile Özgül Yakıt Tüketimi – Toplam Verim Grafiği

4.11. Enjektör Memelerinin Motor Performansına Etkilerinin Karşılaştırılması

4.11.1. L = 0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Karşılaştırılması



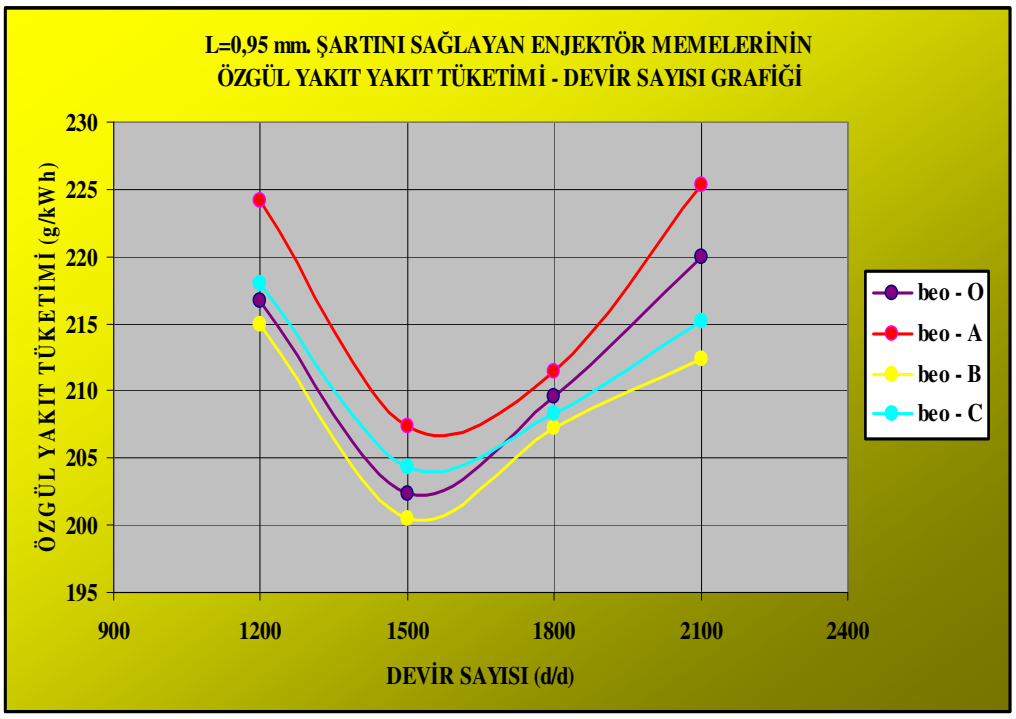
Şekil 4.40 : L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Motor Gücü – Devir Sayısı Grafiği

Tablo 4.26 : L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Motor Gücü Verileri

Devir sayısı (d/d)	P_{o-O} (kW)	P_{o-A} (kW)	P_{o-B} (kW)	P_{o-C} (kW)
1200	81,619	81,149	82,845	81,32
1500	100,24	100,23	101,76	100,08
1800	119,85	118,78	119,62	119,01
2100	139,08	138,58	139,56	138,85

Şekil 4.40'da L=0,95 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin motor gücü – devir sayısı grafiği gösterilmektedir.

Tablo 4.26'da L=0,95 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin farklı devir sayılarındaki motor gücü verileri yer almaktadır.



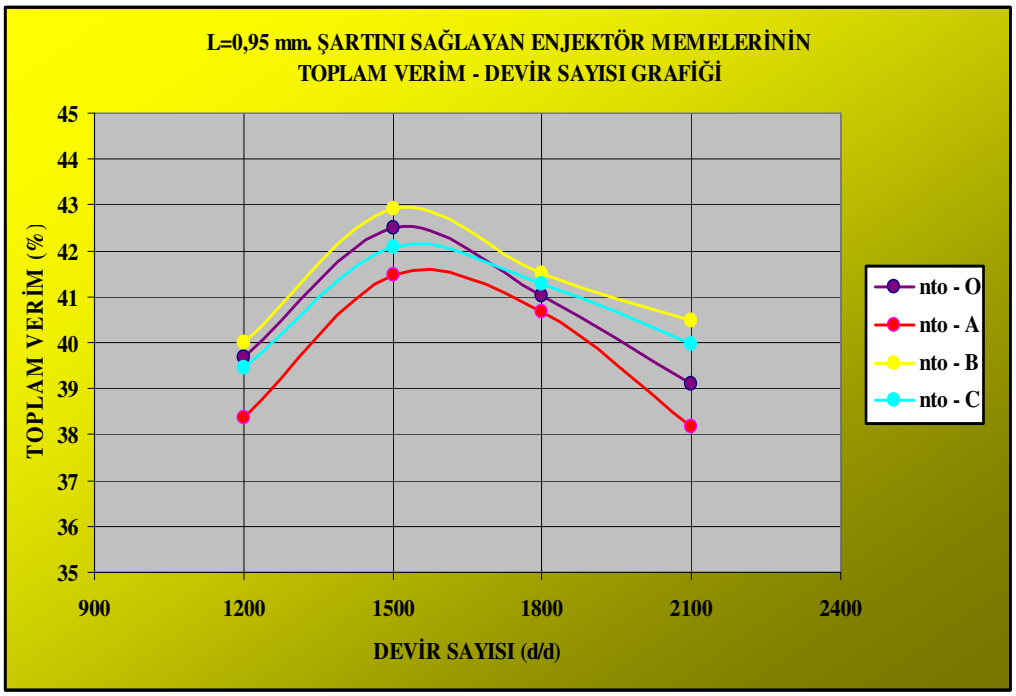
Şekil 4.41 : L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Özgül Yakıt Tüketimi – Devir Sayısı Grafiği

Tablo 4.27 : L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Özgül Yakıt Tüketimi Verileri

Devir sayısı (d/d)	be_o - O (g/kWh)	be_o - A (g/kWh)	be_o - B (g/kWh)	be_o - C (g/kWh)
1200	216,68	224,21	214,98	217,99
1500	202,37	207,38	200,43	204,34
1800	209,62	211,5	207,27	208,33
2100	219,97	225,31	212,36	215,13

Şekil 4.41'de L=0,95 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin özgül yakıt tüketimi – devir sayısı grafiği gösterilmektedir.

Tablo 4.27'de L=0,95 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin farklı devir sayılarındaki özgül yakıt tüketimi verileri yer almaktadır.



Şekil 4.42 : L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Toplam Verim – Devir Sayısı Grafiği

Tablo 4.28 : L=0,95 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Toplam Verim Verileri

Devir sayısı (d/d)	η_{to-O} (%)	η_{to-A} (%)	η_{to-B} (%)	η_{to-C} (%)
1200	39,69	38,357	40,004	39,452
1500	42,497	41,47	42,908	42,086
1800	41,026	40,661	41,491	41,28
2100	39,096	38,17	40,497	39,976

Şekil 4.42'de L=0,95 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin toplam verim – devir sayısı grafiği gösterilmektedir.

Tablo 4.28'de L=0,95 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin farklı devir sayılarındaki toplam verim verileri yer almaktadır.

- Sonuçlar

1.) En iyi toplam verimi veren B memesi, en kötü toplam verimi veren A memesidir.

2.) O – A – B – C memelerinin toplam verim eğilimleri hemen hemen aynıdır.

3.) O ile C arasında belirgin bir farklılık gözlenmemiştir. Ancak yüksek devirlerde C memesi daha iyidir.

4.) A memesi bu 4 meme içerisinde tek kanal konikliği olan ve en kötü performansa sahip memedir.

- ✓ A ile B Memeleri Arasındaki Farkın Tahmini Nedeni

A ile B memeleri arasında toplam verim olarak ortalama %3.84'lük bir fark vardır. A ile B memelerinin delik sayısı, delik çapı ve L/d oranları eşittir.

Tablo 4.29 : A ile B Memeleri Arasındaki Farkın Tahmini Nedeni

	K	He (%)
A	1,5	10,5
B	0	17

A memesinin kanal konikliği vardır ve yuvarlatma oranı daha düşüktür. B memesi ise silindirik kanallıdır. (Tablo 4.29)

Sebep aşağıdaki maddelerden biri, bir kaçı ya da hepsi olabilir.

- A memesi kanal konikliği ile gereğinden uzun bir nüfuz derinliği vermiş olabilir.
- A memesinden çıkan yakıtın demet açısının azalması ile yakıt yayılımı olumsuz etkilenmiş olabilir.
- B memesinin yüksek yuvarlatma oranı demet açısını ve üniform hız dağılmını artırmış ve akım çizgilerinin birbirine temastan uzak ve paralel ilerlemesini sağlamış olabilir.

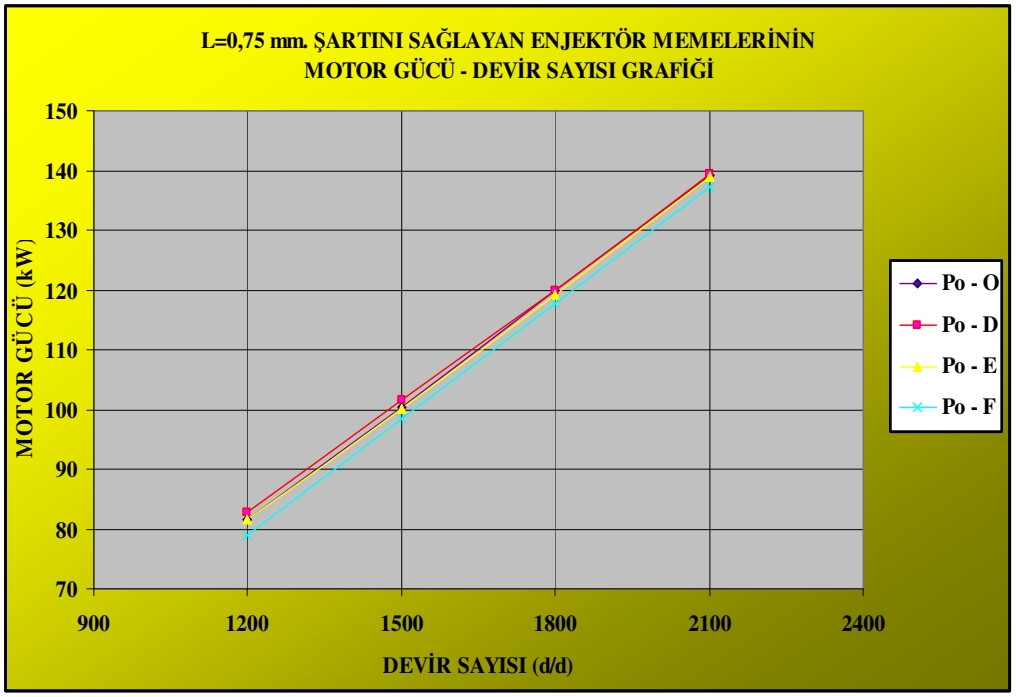
- ✓ A memesinin en kötü performansı göstermesinin tahmini nedeni

Konik kanal geometrisi nedeniyle uzun nüfuz derinliği oluşmuş ve yakıt demeti yanma odası cidarlarına çarpıp geri dönmüş olabilir.

- ✓ O ile C memelerinin performans yakınlığının bozulmasının tahmini nedeni

1700 – 2100 d/d hız aralığında C memesinde toplam verim O memesine göre daha az azalmıştır. Yüksek hızlarda akım çizgilerinin birbirine temas edebileceği düşünüldüğünde C'nin yüksek yuvarlatma oranı daha üniform bir hız dağılımı yaratmış olabilir.

4.11.2. L = 0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Karşılaştırılması



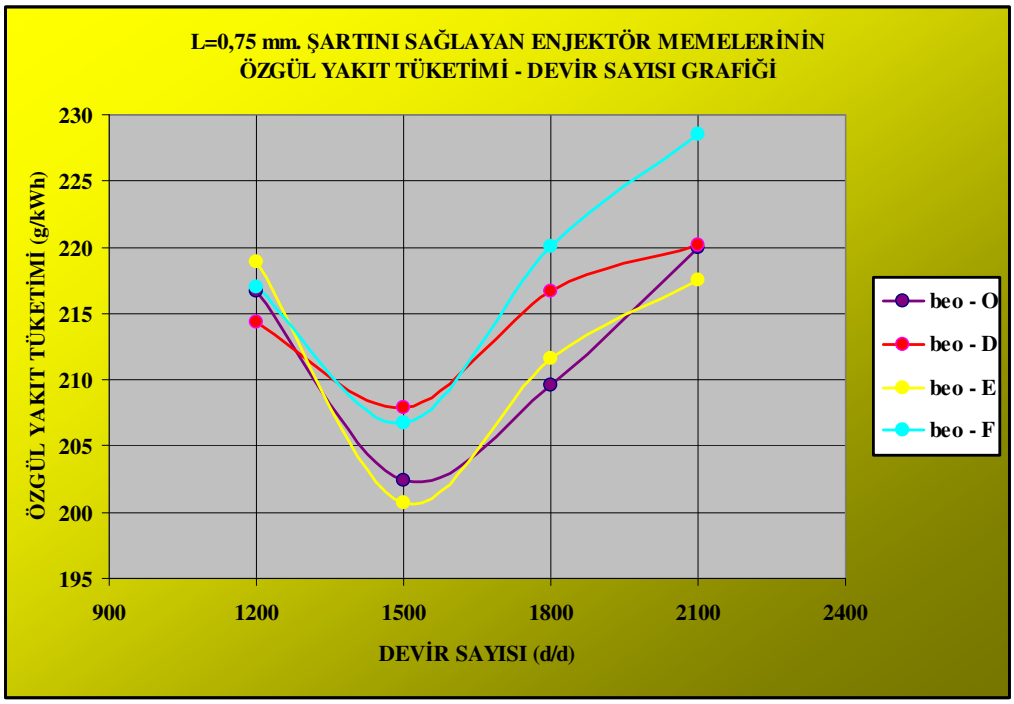
Şekil 4.43 : L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Motor Gücü – Devir Sayısı Grafiği

Tablo 4.30 : L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Motor Gücü Verileri

Devir sayısı (d/d)	P_o - O (kW)	P_o - D (kW)	P_o - E (kW)	P_o - F (kW)
1200	81,619	82,704	81,557	78,938
1500	100,24	101,66	100,03	98,386
1800	119,85	119,9	119,12	117,68
2100	139,08	139,5	138,97	137,21

Şekil 4.43'te L=0,75 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin motor gücü – devir sayısı grafiği gösterilmektedir.

Tablo 4.30'da L=0,75 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin farklı devir sayılarındaki motor gücü verileri yer almaktadır.



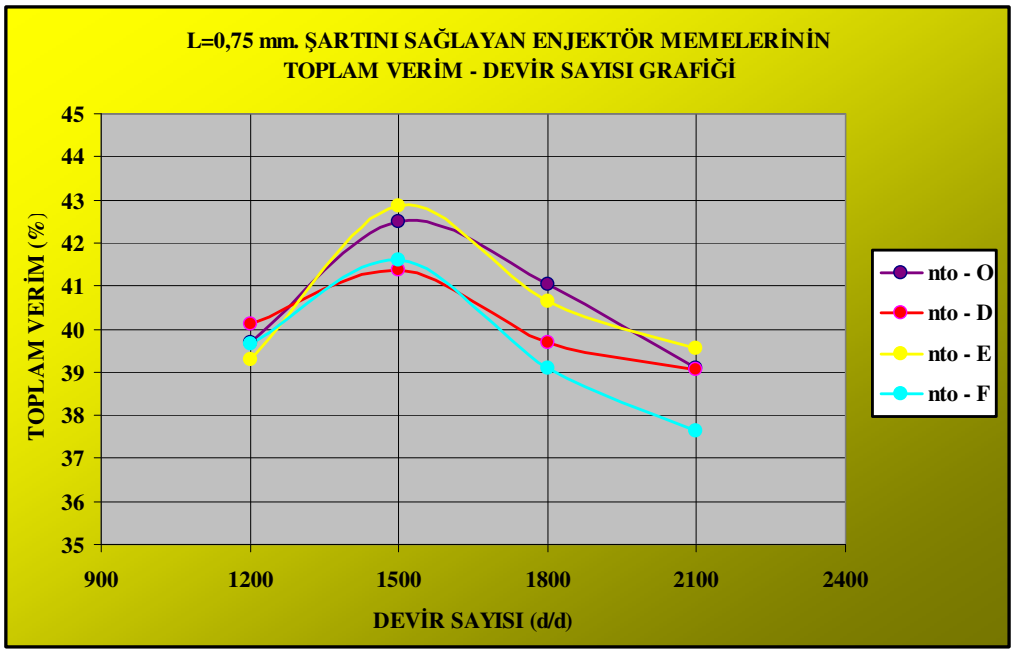
Şekil 4.44 : L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Özgül Yakıt Tüketimi – Devir Sayısı Grafiği

Tablo 4.31 : L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Özgül Yakıt Tüketimi Verileri

Devir sayısı (d/d)	be_o - O (g/kWh)	be_o - D (g/kWh)	be_o - E (g/kWh)	be_o - F (g/kWh)
1200	216,68	214,34	218,89	216,96
1500	202,37	207,9	200,66	206,74
1800	209,62	216,7	211,61	220,05
2100	219,97	220,19	217,51	228,5

Şekil 4.44'te L=0,75 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin özgül yakıt tüketimi – devir sayısı grafiği gösterilmektedir.

Tablo 4.31'de L=0,75 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin farklı devir sayılarındaki özgül yakıt tüketimi verileri yer almaktadır.



Şekil 4.45 : L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Toplam Verim – Devir Sayısı Grafiği

Tablo 4.32 : L=0,75 mm. Şartını Sağlayan Enjektör Memelerinin Toplam Verim Verileri

Devir sayısı (d/d)	η_{to-O} (%)	η_{to-D} (%)	η_{to-E} (%)	η_{to-F} (%)
1200	39,69	40,123	39,289	39,639
1500	42,497	41,367	42,859	41,598
1800	41,026	39,687	40,641	39,083
2100	39,096	39,058	39,538	37,637

Şekil 4.45'te L=0,75 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin toplam verim – devir sayısı grafiği gösterilmektedir.

Tablo 4.32'de L=0,75 mm. şartını sağlayan enjektör memelerinin farklı devir sayılarındaki toplam verim verileri yer almaktadır.

- Sonuçlar

1.) O – D – E – F memelerinin toplam verim eğilimleri bire bir aynı değildir, yüksek hızlarda farklılık artmıştır.

2.) Memeler içinde tüm devir aralıklarında diğerlerine performans üstünlüğü sağlayan belirgin bir meme yoktur. Ancak O ve E memelerinin D ve F memelerine göre ortalama %1,5'lik bir üstünlüğü söz konusudur.

3.) 1200 d/d hız değerinde meme performansı oldukça dar bir toleransta değişim göstermektedir.

4.) 1500 – 1800 d/d hız aralığında en iyi toplam verimi veren O ve E memeleridir. Aynı bölgede D ve F memeleri de O ve F memelerine göre daha düşük de olsa toplam verim benzerliği içindedirler.

5.) 1800 – 2100 d/d hız aralığında en kötü toplam verimi belirgin bir şekilde F memesi göstermiştir.

6.) 1800 – 2100 d/d hız aralığında D memesinin toplam verimi diğer memelere göre daha az azalmıştır.

- ✓ 1500–1800 d/d Hız Aralığında O ve E Memelerinin Performans Yakınlığının Tahmini Nedeni

O ve E memelerinin yuvarlatma oranları birbirine eşittir.

Tablo 4.33 : 1500–1800 d/d Hız Aralığında O ve E Memelerinin Performans Yakınlığının Tahmini Nedeni

	Ø (mm)	K
O	0,162	0
E	0,185	1,5

O memesi silindirik kanallı ve daha küçük delik çaplıdır. E memesi konik kanallı ve büyük delik çaplıdır.(Tablo 4.33) O memesinin çap küçüklüğü nüfuz derinliği, yakıt atomizasyonu ve yakıt çıkış hızı açısından bir avantaj sağlar. Ancak E memesinin kanal konikliği de aynı şekilde yakıt çıkış hızı ve nüfuz derinliğini artırmıştır. Bu durumda arada bir performans yakınlığı oluşmuştur denebilir.

Tablo 4.34 : 1500–1800 d/d Hız Aralığında D ve F Memelerinin Performans Yakınlığının Tahmini Nedeni

	Ø (mm)	K
D	0,177	1,5
F	0,162	0

Bu performans yakınlığı aynı nedenlerle D ve F memeleri arasında da kurulmuştur. (Tablo 4.34)

- ✓ 1800–2100 d/d Hız Aralığında F Memesinin En Kötü Performans Vermesinin Tahmini Nedeni

Tablo 4.35 : 1800–2100 d/d Hız Aralığında F Memesinin En Kötü Performans Vermesinin Tahmini Nedeni

	L/d
O	5,864
F	4,63

O ile F memelerinin meme delik sayısı, meme delik çapı, kanal konikliği ve yuvarlatma oranları birbirine eşittir. L/d oranının aradaki farkı oluşturduğu düşünülebilir.(Tablo 4.35) O memesinin demet açısının daha büyük olması muhtemeldir. Bu durumda yakıt yanma odası içinde daha iyi bir yayılım gösterecektir.

- ✓ 1800–2100 d/d Hız Aralığında D Memesinin Toplam Veriminin Daha Az Azalmasının Tahmini Nedeni

Tablo 4.36 : 1800–2100 d/d Hız Aralığında D Memesinin Toplam Veriminin Daha Az Azalmasının Tahmini Nedeni

	He (%)
O	10,5
D	s
E	10,5
F	10,5

D memesinin verimindeki bu olumlulukta aşırı yuvarlatma oranının etkisinin varlığından söz edilebilir. O – E – F memelerinde %10,5'lik, D memesinde ise çok daha büyük bir yuvarlatma oranı mevcuttur.(Tablo 4.36) Aşırı yuvarlatma ile yüksek hızlarda D memesinden çıkan yakıt demetinin üniform bir hız dağılımına sahip olabileceği düşünülebilir.

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

1. Dizel motorunun taşıt motoru olarak kullanılmaya başlandığı 20. yüzyılın ilk çeyreğinde düşük performansı, düşük güç ve yüksek NOx emisyonları gibi nedenlerle benzin motoruna göre dezavantajlı görünmekteydi. Ancak özellikle 1990 – 2000 yılları arasında dizel motorunda yaşanan gelişmeler bu dezavantajları büyük ölçüde ortadan kaldırmıştır.

2. Dizel motorundaki bu yükselişin nedenlerinden birsi de Common–Rail yakıt püskürtme sisteminin en önemli elemanlarından biri olan selonoid valf kumandalı enjektörler olmuştur.

3. Yapılan bu çalışmada kullanılan test enjektörleri motor performansına farklı konstrüktif özellikleri vasıtasıyla etki etmektedir. Enjektörler genel olarak, enjektör gövdesi ve enjektör memesi olarak iki ana bölüme ayrılır. Söz konusu test enjektörlerinin meme kısımları aynı gövde üzerine tespit edilerek denenmiştir. Yani, motor performansı üzerinde değişik etkiler oluşturan esas neden enjektör memesidir.

4. Enjektör memelerini birbirinden farklı kılan bir takım konstrüktif parametreler mevcuttur. Bu parametreler enjektör meme delik sayısı, enjektör meme delik çapı, enjektör meme koni açısı, L/d oranı, enjektör memesi kanalının konikliği, enjektör memesi kanalının yuvarlatma oranı şeklinde sıralanabilir.

5. Enjektör memesi parametrelerinin motor performansı üzerine olan etkileri daha çok; yakıtın yanma odası içinde yayılımı, tutuşma gecikmesi süresi, yanma odası basıncı, yakıt atomizasyonu, yakıtın enjektörden çıkış hızı, yanma hızı artışı, karışımın nüfuz derinliği, yanma performansı, homojen yanma hızı, yanma odasında titreşimsiz basınç etkisi, yakıt demet açısı,yakıtın akış şekli, yakıtın üniform hız dağılımı ve kavitasyon konularında olmuştur.

6. Deneyler motor momenti sabit tutularak gerçekleştirildiğinden test memelerinin motor gücü verileri arasında önemli bir farklılık gözlenmemiştir. Meydana gelen küçük farklar büyük oranda standart ortama indirgeme katsayılarından kaynaklanmaktadır.

7. Özgül yakıt tüketimi ve toplam verim açısından bakıldığında en iyi performansı gösteren enjektör memesi B memesidir. Bu memenin konstrüktif özellikleri Common–Rail yakıt püskürtme sistemine sahip Ecotorq ağır vasıta motorunun sabit motor momenti pozisyonunda en iyi motor performansını göstermesi için gerekli mevcut en uygun enjektör memesini tanımlamaktadır. Buna göre 6 adet meme delik sayısına, 0,162 mm. meme delik çapına, 0,95 mm. meme kanal uzunluğuna, silindirik kanal geometrisine ve %17'lik yuvarlatma oranına sahip olan meme geometrisi optimum motor performansına en yakın enjektör memesidir.

8. L=0,95 mm. şartını sağlayan enjektör memeleri için kanal konikliğinin motor performansını olumsuz etkilediği ortaya çıkmıştır.

9. L=0,75 mm. şartını sağlayan enjektör memeleri içinde tüm devir aralıklarında diğerlerine performans üstünlüğü sağlayan belirgin bir meme yoktur.

10. Meme delik sayısı arttıkça meme gövdesi üzerindeki sabit alan üzerinde açılan deliklerin çap değerleri de düşmektedir. Ancak deney sonuçları meme delik sayısı ve delik çapının motor performansı üzerinde kanal konikliği ve yuvarlatma oranına göre daha az etki yarattığını ortaya koymuştur. Bir çok ölçüm noktasında küçük çap değerinin yüksek toplam verim ve düşük yakıt tüketimi sonucu vermesi beklenirken bunun gerçekleşmediği ortaya çıkmıştır.

11. Farklı enjektör memelerinin test edilmesi edilmesi sonucu oluşan grafiklere bakıldığında motor performansını en çok değiştiren enjektör memesi parametreleri; enjektör memesi kanalının konikliği ve enjektör memesi kanalının yuvarlatma oranıdır. Enjektör memesi kanalının konikliği bu etkiyi yakıt demet açısı, yakıtın enjektörden çıkış hızı ve karışımın nüfuz derinliği ile enjektör memesi kanalının yuvarlatma oranı ise yakıt demet açısı, yakıtın akış şekli ve yakıtın üniform hız dağılımı ile gerçekleştirmektedir.

KAYNAKLAR

[1] **Ergeneman, M.,Soruşbay, C.**,"İçten Yanmalı Motorlarda Karışım Oluşumu Ders Notları"

[2] **Safgönül, B., Ergeneman, M.,Arslan, E.,Soruşbay, C.** , 2004, "İçten Yanmalı Motorlar"

[3] **Yavaşlıol, İ.,** 1988, "İçten Yanmalı Motorlar",Y.Ü. Yayınları

[4] **Muhittin Soğukoğlu,** 2000**, "**Akışkanlar Mekaniği", Y.T.Ü., Birsen Yayınevi

[5] **Russell, M.F., Greeves G. and Guerrassi,** 2000 ,N. **"**More Torque, Less Emissions and Less Noise", SAE paper, No: 2000-01-0942

[6] **Yang, Q., Zhang, H., Huang, G., Zhang, Y. and Chen, C,** 2000**,** "A Study on the Fast Response Solenoid Valve in the Electronic Control of Diesel Engine", FISITA World Automotive Congress, Seul, Kore

[7] **Bosch Technical Instruction,** 1999**,** "Diesel Acumulator Fuel-Injection System Common Rail", Stutgart

[8] **Taguchi, G.:** "Design of Experiments", Third Ed., Maruzen

[9] **Hunter, C. E. et al.: "**Simultaneous Optimization of Diesel Engine Parameters for Low Emissions Using Taguchi Method", SAE Paper 902075

[10] **Hchschwarzer, H. et al.:** "Fully Automatic Determination and Optimization of Engine Control Characteristics", SAE Paper 920255

[11] **O'Conner, J. F., White, C. L., and Charnley, M. R.:** "Optimizing CFD Prediction of Diesel Engine Combustion and Emissions Using Design of Experiments; Comparison with Engine Measurements", SAE Paper 982458

[12] **M. Yamamoto, S. Yoneya, T. Matsuguchi, Y. Kumagai:** "Optimization of Heavy-Duty Diesel Engine Parameters for Low Exhaust Emissions Using the Design of Experiments", SAE Paper 2002-01-1148

[13] Shuhei Yoneya, Masashi Yamamoto, Tatsuya Matsuguchi, Yasuaki Kumagai "Development of Multivariate Analysis Scheme For Simultaneous Optimization of Heavy-Duty Diesel Engines"

[14] Hiroaki Watanabe, Toshihiro Tahara, Mitsuo Tamanouchi, Jihei Iida"Study of the Effects on Exhaust Emissions in Direct Injection Diesel Engines: Effects of Fuel Injection System, Distillation Properties and Cetane Number

[15] Osman Asi, 2005, "Failure of Diesel Engine Injector Nozzle by Cavitation Damage", Afyon Kocatepe Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü

[16] Halit Pastacı, 2000, "Elektrik ve Elektronik Ölçmeleri", Birsen Yayınevi, İstanbul

[17] Bosch Technical Instruction, 2000, "Diesel Fuel-Injection Systems Unit Injector System and Unit Pump System", Stutgart

[18] Greeves, G., Tullis, S., and Barker, B. 2003, "Advanced Two-Actuator EUI and Emission Reduction for Heavy-Duty Diesel Engines", SAE Paper, No: 2003-01-0698

[19] Stockner, A. R., Flinn, M. A. and Camplin, F. A. ,1993, "A New Direction for Diesel Engine Fuel System", SAE paper, No: 930270

[20] Tanakaa, T., Andoa, A. and Kazuyoshi Ishizakab, K. 2002, "Study on Pilot Injection of DI Diesel Engine Using Common-Rail Injection System", JSAE Paper, Vol.22, Sf: 297-302

[21] Mahr, B. 2002, "Future and Potential of Diesel injection Systems",Conference on TFDP in Diesel Engines, Sf: 5-17

[22] SAE Automotive Engineering, Şubat 2002, "Revving up for Diesel",

[23] Denso Technical Instruction**,** 2002, "1,800-bar Common Rail System", Tokyo Motor Show

[24] Siemens Automotive Systems, 1999, "The New Diesel Specialist Piezohydraulics Get Ready for Volume Production Commercial Vehicle Diesel Technology for North America", Frankfurt

[25] **Jean Botti,** 2003, "Advanced Engine Management and Emission technology", Delphi Publication

[26] Delphi Technical Instruction, 2003, "Delphi Diesel Common Rail (DCR) System", Delphi Publication

[27] ASM Specialty Handbook, 1996, "Cast Irons", Edited by J.R. Davis and Davis & Associates, ASM International

[28] **Pflueger, M.,** 2000, "A Simple but very Effective Artificial Head System for Noise Quality Recording", AVL Sound Engineering Conference

[29] **Graf, F., Pflueger, M., Roepke, P. and Graber, G.,** 2000, "Aufnahmesysteme für psychoakustische Analysen – Vergleich Kunstkopf vs. Alternativkonzepte (Recording Systems for Psycho-acoustic Analysis – Comparison Between Artificial Head and Alternative Concepts). DAGA 2000

[30] **Stuecklschwaiger, W. and Beidl,V. C.,** 1996 , "AVL Engine Annoyance Index – Development and Application". CETIM "Qualite Acoustique"

[31] **Kodali, P., How, P., McNulty, W. D.,** 2000,"Methods of Improving Cylinder Liner Wear", SAE 2000-01 0926

[32] **Round, F.G.,** 1999, "Soots from Used Diesel Engine Oils – Their Effect on Wear as Measured in 4-Ball Wear Test", SAE 810499

[33] **Kim, C., Passut, C. A., Zang, D. M.,** 1992, "Relationships Among Oil Composition Combustion Generated Soot, and Diesel Engine Valve Train Wear", SAE 922199

[34] Poor European test standards understate air pollution from cars European Environment Agency news release. Copenhagen/Amsterdam, 19 Ekim 2004

[35] Sarı/Energy – Clean Fuel Trade Seminar Session ,New Clean Fuel Developments in Thailand and the Implications for Refiners **–** 11 Nisan 2002 Technical and economic issues r.v. chauhan

[36] **Mustafa Çanakçı, A.Necati Özsezen,** Dizel Motorları Yakıt Enjeksiyon Sistemlerindeki Gelişmeler, Kocaeli Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makina Eğitimi Bölümü

[37] **Ruiz, F. ve N. Chigier,** 1985, The Mechanics of High Speed Atomization 3rd Int.Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Vol 1, VIB/3/1, Londra, İngiltere.

[38] **Lefebvre, A.H.,** 1989, Atomization and Sprays, Hemisphere Publishing Corp., New York.

[39] **K. – J. Wu, C. – C.Su, R.L.Steinberger, D.A. Santavicca, F.V.Bracco,** Aralık 1983, Journal of Fluids Engineering, "Measurement of the Spray Angle of Atomizing Jets", Vol 105

[40] **Carsten Baumgarten,** 2006, Mixture Formation in Internal Combustion Engines MTU Friedrichshafen GmbH Maybachplat 88045 Friedrichshafen 30167 Hannover, Almanya

[41] **Stefan Pischinger**, Temmuz 2004, "The future of vehicle propulsion – combustion engines and alternatives" RWTH Aachen and FEVMotorentechnik, LS fur Verbrennungskraftmaschinen, RWTH, Schinkelstraase 8, 52062 Aachen, Almanya Vols. 30/31

[42] http://www.delphidieselsystems.com/diesel/uk/news.asp

[43] http://www.siemensvdo.com/com/pressarticle2003.asp?ArticleID=031203e

[44] http://www.bosch-presse.de/TBWebDB/boschpbj/en-US/CategoryBrowse.cfm

[45] http://www.dieselset.com/mtr/motor_main.asp?id=7

[46] http://www.dieselset.com/mtr/motor_main.asp?id=10

[47] http://www.dieselset.com/mtr/green_diesel.asp?id=2

[48] http://www.obitet.gazi.edu.tr/dersnotu.htm

[49] http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/comman_rail/cdi1.htm

[50] http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/comman_rail/cdi2.htm

[51] http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/dizel_motorlar/dizel_motorlar.htm

[52] http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/genelmotorculuk/motorlardaguc_verim.htm

[53] http://www.obitet.gazi.edu.tr/sunular/11.ppt

[54] http://www.bmwteam.net/veribank/teknikbilgi/4ZamanliMotorlar.asp

[55] http://www.bmwteam.net/veribank/teknikbilgi/DizelMotorlari.asp

[56] http://www.bmwteam.net/veribank/teknikbilgi/YakitSistemiVeEnjektorlar.asp

[57] http://www.bmwteam.net/veribank/teknikbilgi/DizelMotorlardaEnjeksiyon1.asp

[58] http://www.bmwteam.net/veribank/teknikbilgi/DizelMotorlardaYanma.asp

[59] http://www.bmwteam.net/veribank/teknikbilgi/DistributorTipiEnjeksiyon.asp

[60] http://www.bmwteam.net/veribank/teknikbilgi/PompaliEnjeksiyonSistemi.asp

[61] http://www.bmwteam.net/veribank/teknikbilgi/CommonRail.asp

[62] http://www.tupras.com.tr/eng/urunler/petrol_new/400.htm

[63] http://www.tupras.com.tr/eng/urunler/petrol_new/403.htm

[64] http://www.iash.net/resources/fuel_specifications.php - 96k

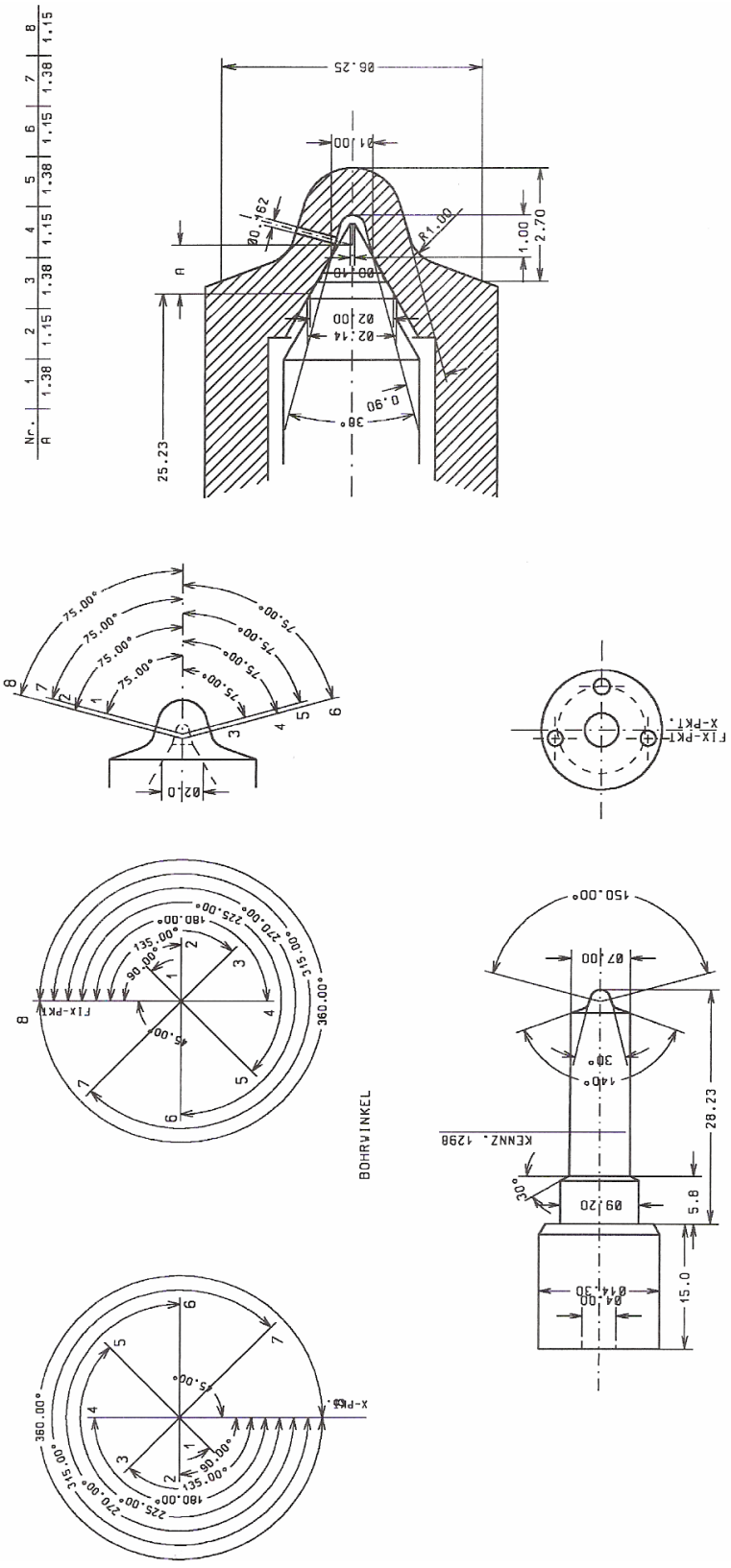
[65] http://www.iash.net/resources/fuel_specifications.php

[66] http://www.otokoc.com.tr/showroom/ticari_araclar/cargo/performans.jsp

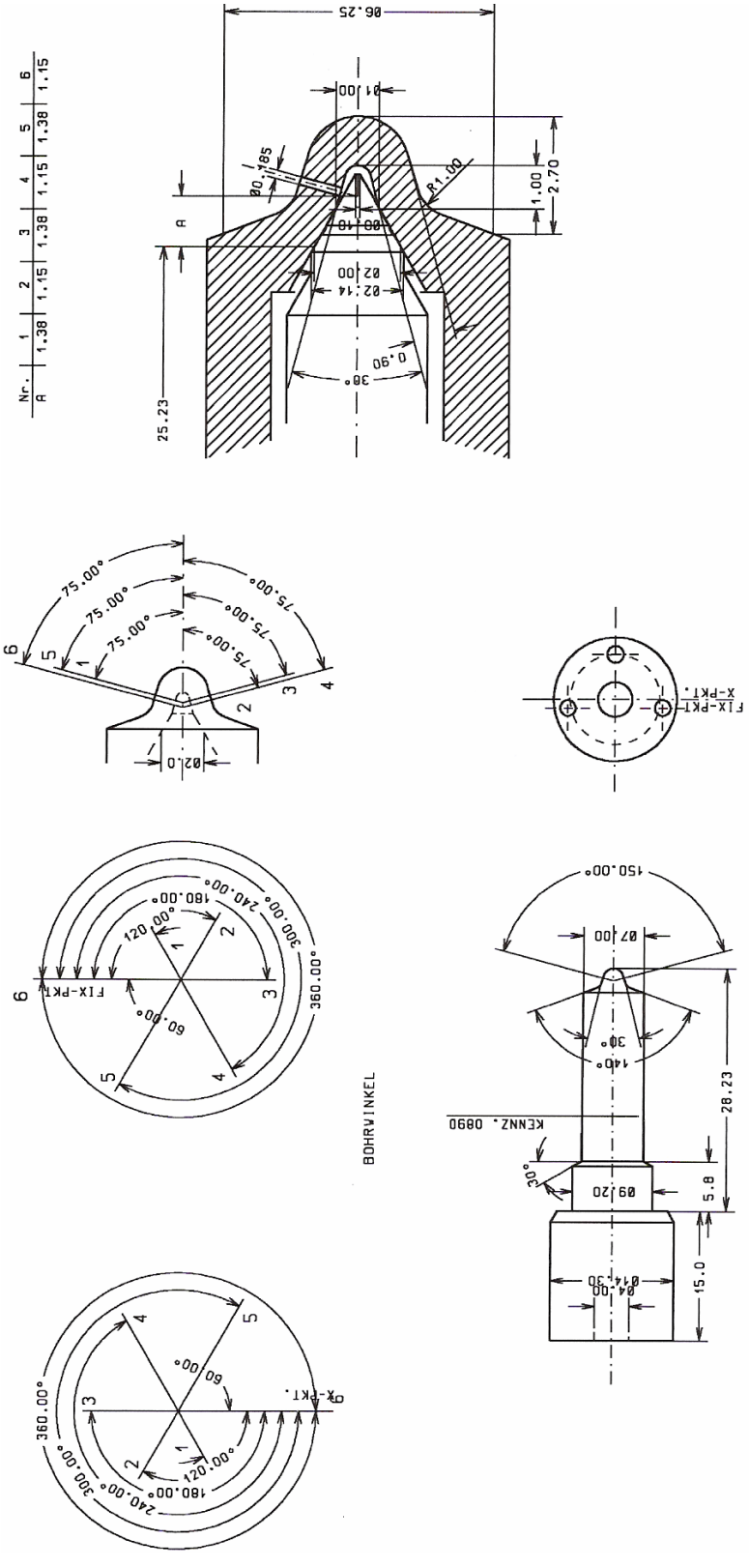
[67] http://www.bosch.com.tr/content/language1/company/company_ds.asp

[68] http://www.boschtr.com/press/bulliten/bulliten_detail.asp?bid=82

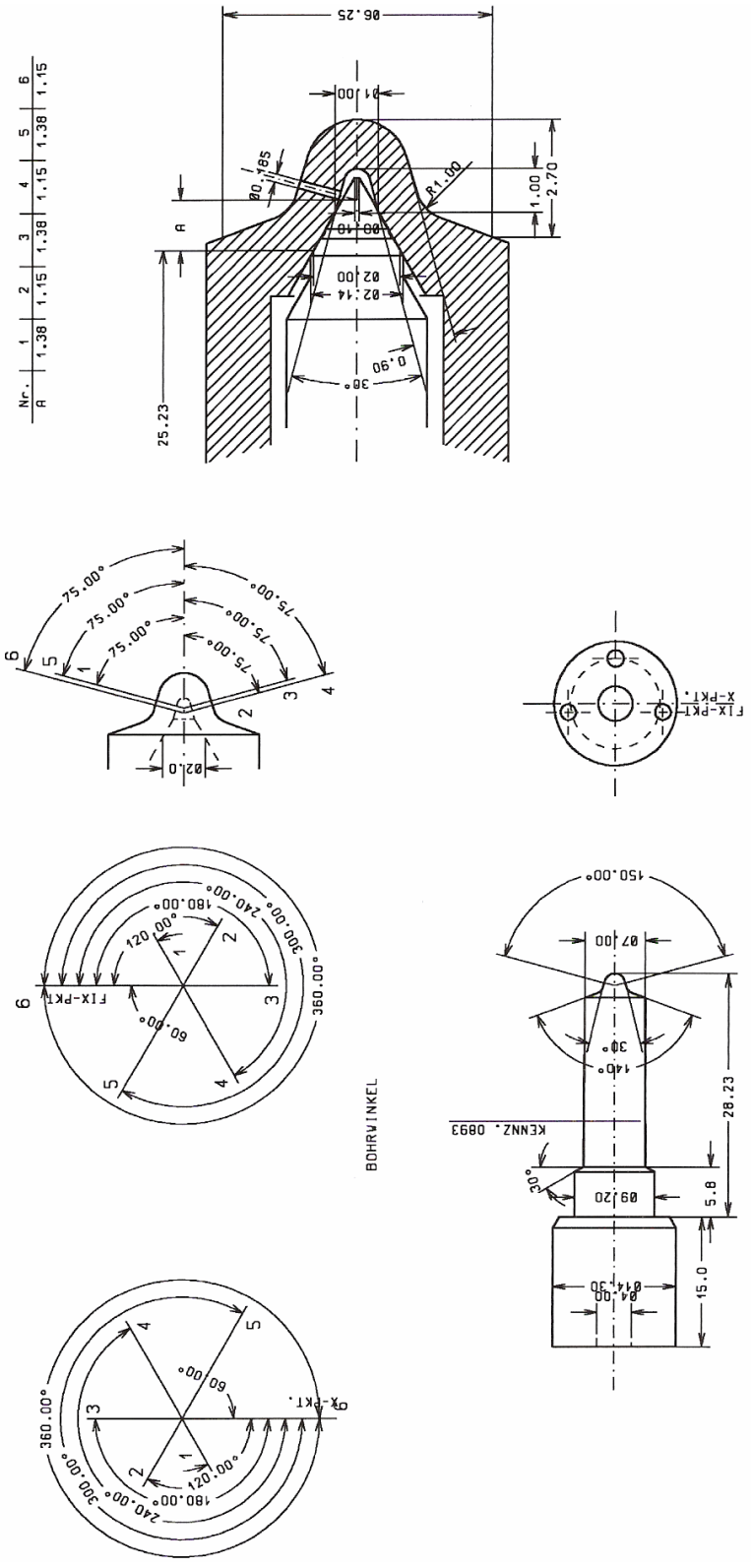
EKLER



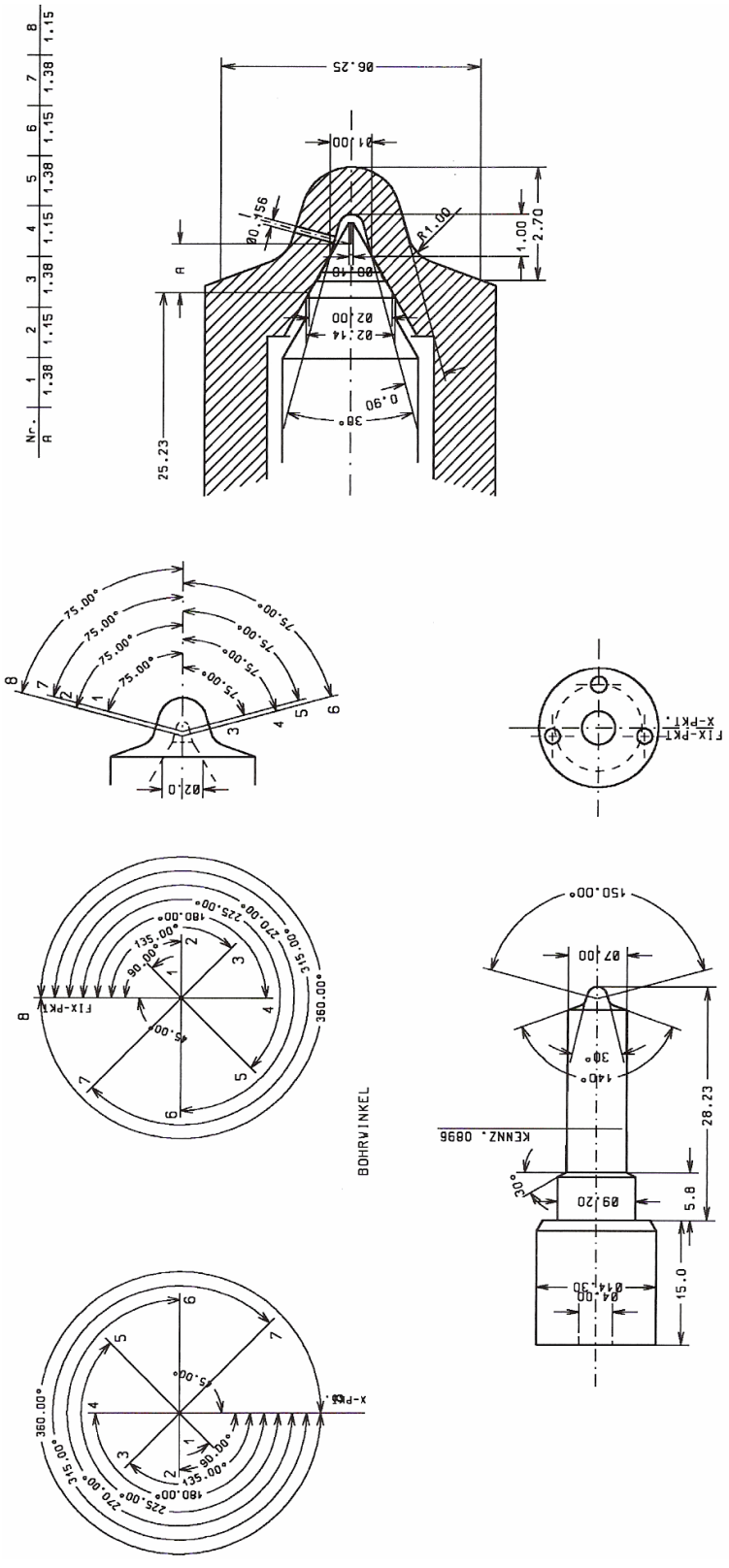
Şekil A.1 : Orijinal Enjektör Memesinin Teknik Resmi



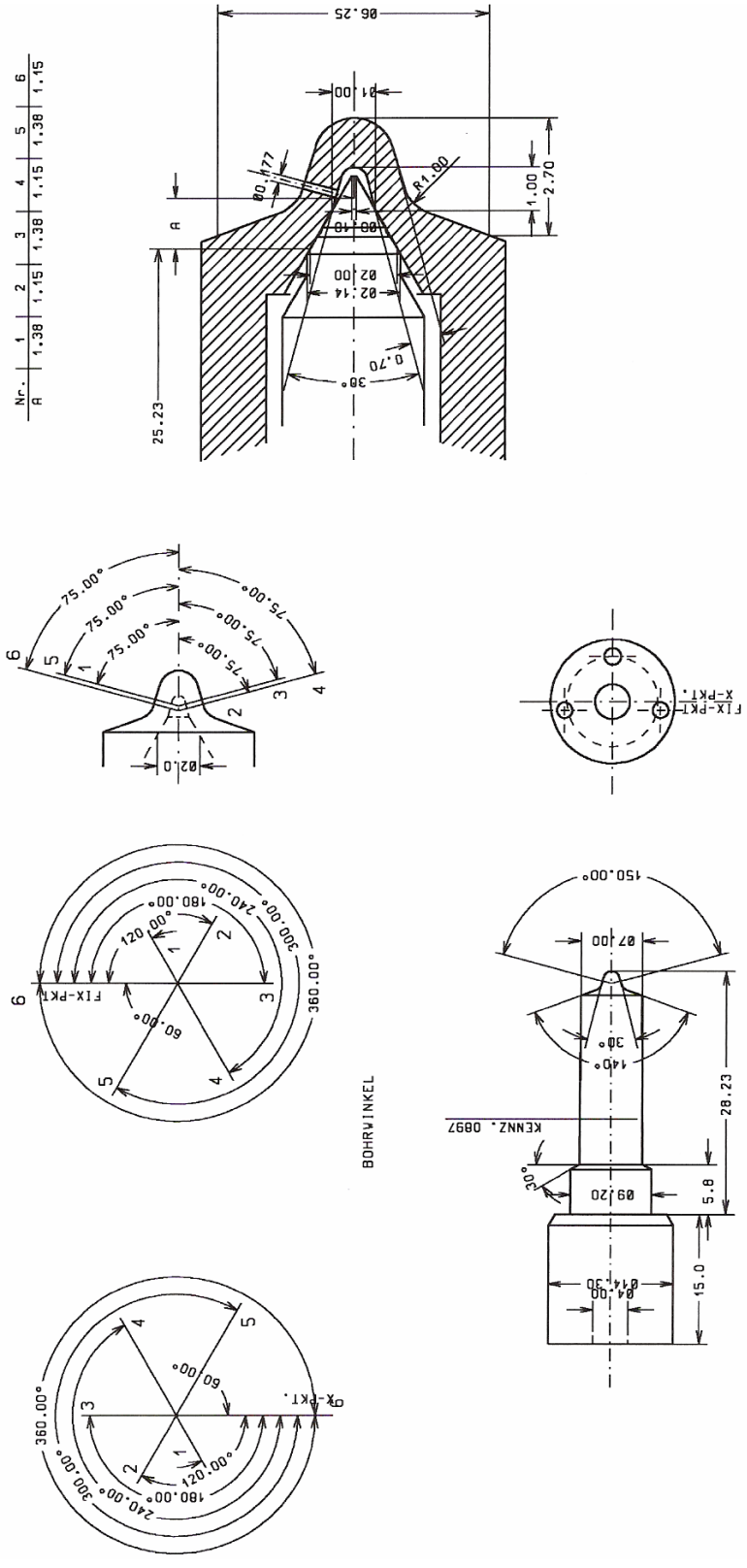
Şekil A.2 : A Enjektör Memesinin Teknik Resmi



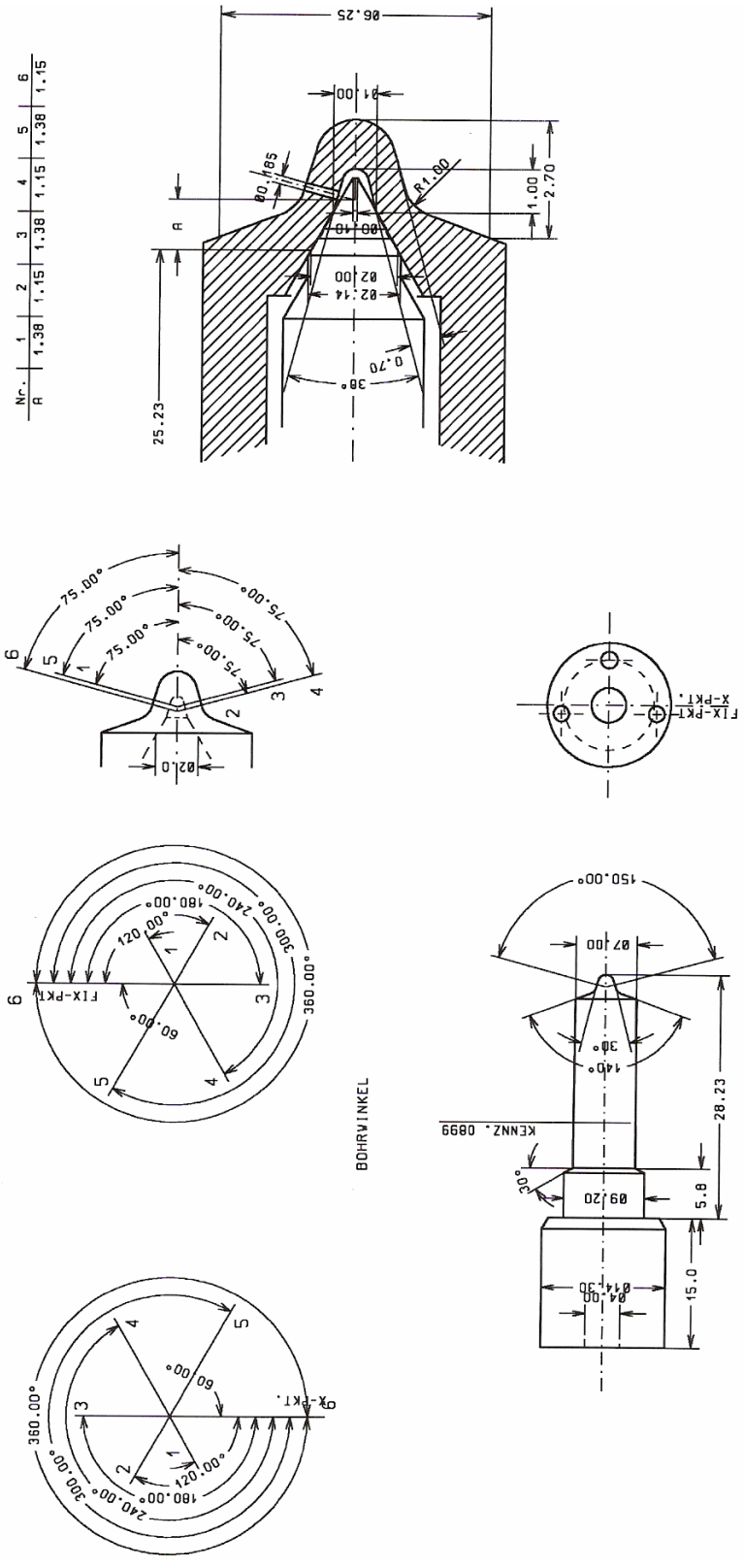
Şekil A.3 : B Enjektör Memesinin Teknik Resmi



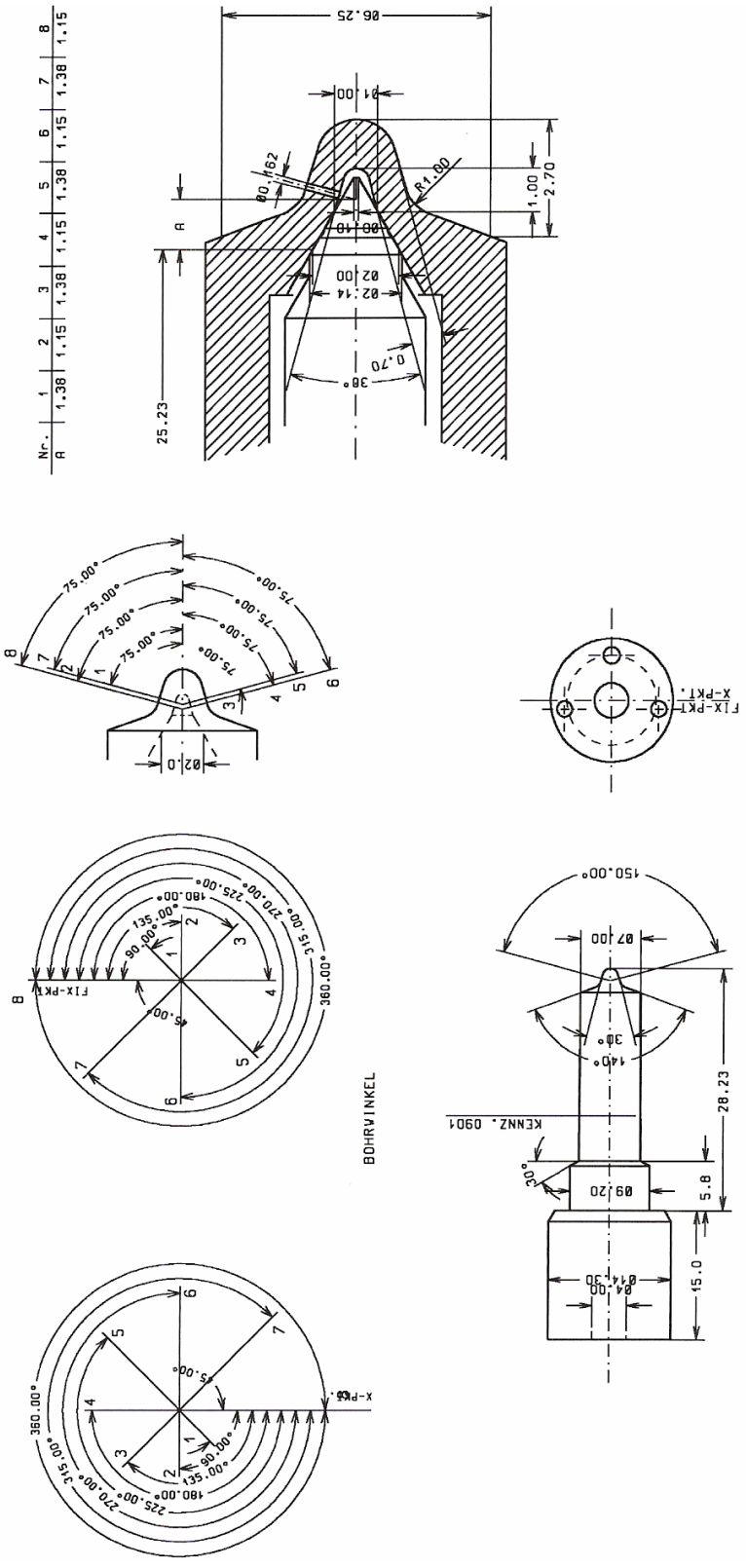
Şekil A.4 : C Enjektör Memesinin Teknik Resmi



Şekil A.5 : D Enjektör Memesinin Teknik Resmi



Şekil A.6 : E Enjektör Memesinin Teknik Resmi



Şekil A.7 : F Enjektör Memesinin Teknik Resmi

ÖZGEÇMİŞ

21 Ocak 1982 tarihinde İstanbul'da dünyaya geldim. Ortaokul ve lise öğrenimimi 1993 – 2000 yılları arasında Vefa Anadolu Lisesi'nde tamamladım. 2001 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi'nde Makine Mühendisliği Bölümü'ne girdim. Enerji Anabilim dalında eğitim gördükten sonra 2005 yılında mezun oldum. Hemen ardından 2005 yılında yüksek lisans için İstanbul Teknik Üniversitesi Otomotiv Programı'na girdim ve 2007 Haziran ayında mezun oldum.2007 Mayıs ayından beri İstanbul Teknik Üniversitesi Otomotiv Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktayım.

İleri seviyede İngilizce, başlangıç seviyesinde Almanca biliyorum. Visual Basic ve Matlab programlama dillerini, Windows 2000, Windows NT ve Windows XP işletim sistemlerini, MS - Word - Excel - PowerPoint ofis uygulamalarını, Autocad, SolidWorks , Cosmos ve Adams bilgisayar programlarını kullanabiliyorum.